

Motores de combustión interna alternativos

Editores

Prof. F. Payri

Prof. J. M. Desantes



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA

EDITORIAL



**EDITORIAL
REVERTÉ**

Barcelona · Bogotá · Buenos Aires · Caracas · México



© F. Payri, J.M. Desantes (editores), 2011

© De la presente edición

Universitat Politècnica de València, 2011

ISBN: 978-84-8363-705-0

Editorial Reverté, S. A., 2011

ISBN: 978-84-291-4802-2

Distribución:

EDITORIAL REVERTÉ, S. A.

Loreto, 13-15, Local B

08029 Barcelona

Tel: (34) 93 419 33 36

Fax: (34) 93 419 51 89

reverte@reverte.com

www.reverte.com

Reservados todos los derechos. La reproducción total o parcial de esta obra, por cualquier medio o procedimiento, comprendidos la reprografía y el tratamiento informático, y la distribución de ejemplares de ella mediante alquiler o préstamo públicos, queda rigurosamente prohibida sin la autorización escrita de los titulares del copyright, bajo las sanciones establecidas por las leyes.

Impreso en España - *Printed in Spain*

Depósito legal: V-2866-2011

Impresión y encuadernación: Fustabloc S.L.

1368

Prólogo

Se van a cumplir 30 años desde la primera edición del libro Motores de Combustión Interna Alternativos, dirigido por M. Muñoz y F. Payri, que desde entonces ha sido ampliamente utilizado como libro de texto y se ha convertido en algo así como un clásico de la literatura técnica en castellano relativa a este tipo de motores. No es por tanto de extrañar que, con el paso de los años, y más tratándose de un campo en constante evolución, dicha obra haya quedado obsoleta, al menos en determinados aspectos. Por otra parte, tampoco son abundantes, ni demasiado recientes, los textos en castellano que aborden este tema. Estas consideraciones proporcionan en parte la razón de ser a este nuevo texto, que nace entre otras con la vocación de paliar en lo posible estas carencias.

Una lectura del libro trasluce que los 30 años transcurridos han permitido generar una importante cantidad de ciencia a los autores y bastaría hacer una simple revisión bibliográfica para comprobar que en el libro están reflejadas más de 50 tesis doctorales y numerosos artículos en revistas y ponencias en congresos de los propios autores.

A lo largo de los capítulos que comprende la obra, se ha dado primacía a los aspectos relativos a los procesos termofluidodinámicos de los motores de combustión interna alternativos (MCIA), que se han tratado de cubrir en detalle y con profundidad. Además, se han incluido capítulos dedicados a la cinemática y dinámica del motor, así como a sus elementos constructivos, para de esta forma ofrecer un compendio sobre los motores alternativos y proporcionar al lector una visión suficientemente global.

El texto, cuya orientación es básicamente académica, está dirigido sobre todo a estudiantes que cursen una materia básica o avanzada sobre MCIA en los últimos cursos de ingeniería o de máster, a quienes resultará útil fundamentalmente como libro de consulta, aunque sin renunciar a que pueda ser de utilidad a otras personas interesadas en la materia. Se ha supuesto que los potenciales lectores del libro ya tienen unos conocimientos en materias de corte básico, como son la mecánica de fluidos, la termodinámica, la transmisión de calor, la termoquímica, etc., debidamente asentados. Sin embargo, se ha considerado conveniente incluir breves recordatorios e incluso algunos capítulos específicos en que se abordan conceptos fundamentales de especial relevancia en los MCIA, y que proporcionan un cuerpo de doctrina común para otros capítulos de corte más tecnológico.

A lo largo del libro se ha intentado potenciar la inclusión de conceptos que sean permanentes, poco susceptibles en principio de cambiar en el horizonte razonable de vida de un libro de texto. Por ello no se ha insistido en exceso en aspectos tecnológicos que vienen esencialmente determinados por las condiciones de contorno socioeconómicas de la evolución de los MCIA, tales como la legislación de protección medioambiental, las exigencias de los consumidores, el precio de los combustibles, etc.

En la redacción del texto han participado treinta y cuatro autores, todos ellos con un largo historial de docencia e investigación en el área de los MCIA en nuestro país. Esta proliferación de autores tiene algún inconveniente, como el esfuerzo de coordinación que ha sido necesario realizar, o el hecho de que el estilo y la forma de presentar los temas sea lógicamente algo más heterogénea que con un número más reducido de autores. Como contrapartida, se pueden destacar las siguientes ventajas:

- La colaboración de un gran número de autores ha permitido que el contenido y el alcance del texto sean más amplios y por tanto menos sesgados.
- Un amplio número de autores aporta sin duda riqueza al texto y da cabida a estilos, a formas de introducir y organizar los temas e incluso a opiniones (en lo que de opinable tengan los MCIA) diferentes.
- La inclusión de profesores e investigadores con áreas de interés y de especialización diferentes en el campo de los MCIA supone sin duda un valor añadido para el texto, puesto que los diferentes capítulos han sido redactados en la mayoría de los casos por expertos en el tema.

Esperamos que, además de constituir una herramienta útil tanto para nuestros compañeros profesores como para los futuros ingenieros, este libro sea fiel reflejo de la vocación didáctica de sus autores y deje traslucir su genuino interés por los MCIA, para ser así capaz de despertar un interés similar en cuantos dediquen tiempo a su estudio.

Valencia, verano 2011
Los editores

Relación de autores

Armas Vergel, Octavio	U. de Castilla La Mancha	octavio.armas@uclm.es
Ballesteros Yáñez, Rosario	U. de Castilla La Mancha	rosario.ballesteros@uclm.es
Benajes Calvo, Jesús	U. Politécnica de Valencia	jbenajes@mot.upv.es
Bermúdez Tamarit, Vicente	U. Politécnica de Valencia	bermudez@mot.upv.es
Broatch Jacobi, Alberto	U. Politécnica de Valencia	abroatch@mot.upv.es
Casanova Kindelán, Jesús	U. Politécnica de Madrid	jesus.casanova@upm.es
Climent Puchades, Héctor	U. Politécnica de Valencia	hcliment@mot.upv.es
Desantes Fernández, José M.	U. Politécnica de Valencia	jmdesant@mot.upv.es
Galindo Lucas, José	U. Politécnica de Valencia	galindo@mot.upv.es
García Oliver, José M.	U. Politécnica de Valencia	jgarciao@mot.upv.es
Giménez Olavarria, Blanca	U. de Valladolid	blagim@eii.uva.es
Guardiola García, Carlos	U. Politécnica de Valencia	carguaga@mot.upv.es
Hernández Adrover, Juan J.	U. de Castilla La Mancha	juanjose.hernandez@uclm.es
Horrillo Güemes, Alfonso	U. de Valladolid	alfhor@cidaut.es
Lapuerta Amigo, Magín	U. de Castilla La Mancha	magin.lapuerta@uclm.es
Lecuona Neumann, Antonio	U. Carlos III de Madrid	lecuona@ing.uc3m.es
López Sánchez, J. Javier	U. Politécnica de Valencia	jolosan3@mot.upv.es
Luján Martínez, José M.	U. Politécnica de Valencia	jlujan@mot.upv.es
Macián Martínez, Vicente	U. Politécnica de Valencia	vmacian@mot.upv.es
Molina Alcaide, Santiago	U. Politécnica de Valencia	samolina@mot.upv.es
Navarro Arévalo, Emilio	U. Politécnica de Madrid	emilio.navarro@upm.es
Nogueira Goriba, José I.	U. Carlos III de Madrid	goriba@ing.uc3m.es
Olmeda González, Pablo C.	U. Politécnica de Valencia	pabolgong@mot.upv.es

Pastor Soriano, José V.	U. Politécnica de Valencia	jpastor@mot.upv.es
Payri González, Francisco	U. Politécnica de Valencia	fpayri@mot.upv.es
Payri Marín, Raúl	U. Politécnica de Valencia	rpayri@mot.upv.es
Rodríguez Antón, Luis M.	U. Politécnica de Madrid	lm.rodriguez@upm.es
Rodríguez Aumente, Pedro A.	U. Carlos III de Madrid	aument@ing.uc3m.es
Salvador Rubio, F. Javier	U. Politécnica de Valencia	fsalvado@mot.upv.es
Serrano Cruz, José R.	U. Politécnica de Valencia	jserran@mot.upv.es
Tinaut Fluixá, Francisco V.	U. de Valladolid	tinaut@eis.uva.es
Tormos Martínez, Bernardo	U. Politécnica de Valencia	betormos@mot.upv.es
Torregrosa Huguet, Antonio J.	U. Politécnica de Valencia	atorreg@mot.upv.es
Valdés del Fresno, Manuel	U. Politécnica de Madrid	manuel.valdes@upm.es

Nomenclatura

Símbolos genéricos

a	Velocidad del sonido	m s^{-1}
A	Sección	m^2
D	Diámetro	m
E	Energía	J
F	Fuerza	N
h	Entalpía por unidad de masa	J kg^{-1}
H	Entalpía	J
I	Momento de inercia	kg m^2
k	Energía cinética turbulenta	$\text{m}^2 \text{s}^{-2}$
L	Longitud	m
m	Masa	kg
\dot{m}	Masa por unidad de tiempo	kg s^{-1}
M	Par	N m
\dot{M}	Flujo de cantidad de movimiento	kg m s^{-2}
N	Potencia	W
p	Presión	Pa (bar)
q	Calor por unidad de masa	J kg^{-1}
Q	Calor	J
\dot{Q}	Calor por unidad de tiempo	W
s	Entropía por unidad de masa	$\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$
S	Entropía	J K^{-1}
t	Tiempo	s
T	Temperatura	K
u	Energía interna por unidad de masa	J kg^{-1}
u	Velocidad	m s^{-1}
U	Energía interna	J
v	Volumen específico	$\text{m}^3 \text{kg}^{-1}$
V	Volumen	m^3
W	Trabajo	J
α	Difusividad térmica	$\text{m}^2 \text{s}^{-1}$

Δ	Incremento	
ε	Tasa de disipación de la energía cinética turbulenta	$\text{m}^2 \text{s}^{-3}$
μ	Viscosidad dinámica	N s m^{-2}
ν	Viscosidad cinemática	$\text{m}^2 \text{s}^{-1}$
ρ	Densidad	kg m^{-3}
ω	Velocidad angular	rad s^{-1}

Otros

c_v	Calor específico a volumen constante	$\text{J K}^{-1} \text{kg}^{-1}$
c_p	Calor específico a presión constante	$\text{J K}^{-1} \text{kg}^{-1}$
Da	Número de Damköler	
g	Aceleración de la gravedad	m s^{-2}
Ka	Número de Karlovitz	
Le	Número de Lewis	
m_m	Masa molecular	kg kmol^{-1}
M	Número de Mach	
n	Índice politrópico	
Nu	Número de Nusselt	
Oh	Número de Ohnesorge	
Pe	Número de Péclet	
Pr	Número de Prandtl	
R	Constante universal de los gases ideales	$\text{J K}^{-1} \text{kmol}^{-1}$
R_g	Constante de un gas ($R_g = R/m_m$)	$\text{J K}^{-1} \text{kg}^{-1}$
Re	Número de Reynolds	
Sc	Número de Schmidt	
Ta	Número de Taylor	
We	Número de Weber	
X	Fracción molar	
Y	Fracción másica	
γ	Cociente de calores específicos ($\gamma = c_p/c_v$)	

Subíndices

a	Aire
ad	Adiabática (de llama)
ad	Admisión
b	Biela
b	Bombeo
C	Combustión
cc	Cilindro y ciclo

<i>e</i>	Efectivo
<i>e</i>	Estequiométrico
<i>es</i>	Escape
<i>f</i>	Combustible
<i>g</i>	Gases
<i>i</i>	Indicado
max	Máximo
min	Mínimo
<i>P</i>	A presión constante
<i>p</i>	Pistón
<i>pq</i>	Productos quemados
<i>pm</i>	Pérdidas mecánicas
<i>sq</i>	Reactantes sin quemar
<i>v</i>	A volumen constante

Símbolos específicos

AA	Apertura de la admisión	
AE	Apertura del escape	
A_p	Sección del pistón $A_p = \pi D^2/4$	m ²
CA	Cierre de la admisión	
CE	Cierre del escape	
c_m	Velocidad lineal media del pistón $c_m = 2Sn$	m s ⁻¹
C_D	Coefficiente de descarga	
C_T	Coefficiente de torbellino (<i>swirl</i>)	
<i>D</i>	Diámetro del pistón	m
<i>DFQL</i>	Derivada de la fracción de calor liberado	grado ⁻¹
EGR	Recirculación de gases de escape	%
<i>F</i>	Dosado absoluto $F = \dot{m}_f/\dot{m}_a$	
F_e	Dosado estequiométrico	
F_r	Dosado relativo $F_r = F/F_e$	
<i>FQL</i>	Fracción de calor liberado	
g_{ef} , g_{if}	Consumo específico efectivo (indicado) de combustible	kg J ⁻¹ (g/kWh)
HC	Hidrocarburos sin quemar	
<i>i</i>	Número de ciclos por vuelta	
<i>L</i>	Distancia entre centros de la biela	
m_a , \dot{m}_a	Masa de aire, gasto másico de aire	kg, kg s ⁻¹
m_f , \dot{m}_f	Masa de combustible, gasto másico de combustible	kg, kg s ⁻¹
M_e	Par efectivo (par motor)	N m
MEC	Motor de encendido por compresión	

MEP	Motor de encendido provocado	
n	Número de moles	
n	Régimen de giro	s^{-1} (rpm)
N_e, N_i	Potencia efectiva, potencia indicada	W
NO_x	Óxidos de nitrógeno	
PCI_p	Poder calorífico inferior a presión constante	$J\ kg^{-1}$
PCI_v	Poder calorífico inferior a volumen constante	$J\ kg^{-1}$
PM	Peso molecular	$kg\ kmol^{-1}$
PMI	Punto muerto inferior	
PMS	Punto muerto superior	
pmb	Presión media de bombeo	
pme, pmi	Presión media efectiva, presión media indicada	Pa (bar)
pmpm	Presión media de pérdidas mecánicas	Pa (bar)
r	Relación de compresión volumétrica	$r = (V_c + V_D)/V_c$
r_e	Relación de compresión volumétrica efectiva	$r_e = (V_c + V_{cA})/V_c$
S	Carrera del pistón	m
SO_x	Óxidos de azufre	
V_c	Volumen de la cámara de combustión	m^3
V_D	Cilindrada unitaria	$V_D = (\pi D^2/4)S$
V_T	Cilindrada total	$V_T = zV_D$
W_e, W_i	Trabajo efectivo, trabajo indicado	J
z	Número de cilindros	
α	Grado de carga	
α	Ángulo de giro del cigüeñal	grados
η_e, η_i	Rendimiento efectivo, rendimiento indicado	
η_m	Rendimiento mecánico	
η_v	Rendimiento volumétrico	
λ	Relación de semejanza	

Índice de materias

Prólogo	VII
Relación de autores	IX
Nomenclatura	XIX
1 Introducción histórica	
M. Valdés, S. Molina	
1.1 Introducción.....	2
1.2 Antecedentes históricos de los MCIA.....	4
1.3 Los motores de combustión interna alternativos.....	8
1.4 Historia reciente de los motores de combustión interna alternativos.....	14
1.5 Resumen	22
Referencias y bibliografía	22
2 Clasificación de los MCIA	
J. Benajes, E. Navarro	
2.1 Introducción.....	24
2.2 Potencial y debilidades de los MCIA.....	25
2.3 Criterios de clasificación y características diferenciadoras	26
2.4 Diferencias fundamentales entre MEC y MEP	35
2.5 Principales campos de aplicación.....	41
2.6 Resumen	42
Referencias y bibliografía	42
3 Parámetros básicos	
A. Lecuona, P. A. Rodríguez	
3.1 Introducción y objetivos.....	44
3.2 Parámetros geométricos	44
3.3 Parámetros de funcionamiento	50
3.4 Parámetros indicados y efectivos	57
3.5 Relaciones más importantes entre parámetros	65
3.6 Curvas características.....	67
3.7 Resumen	68
Referencias y bibliografía	69

4 Ciclos de trabajo**O. Armas, A. Lecuona**

4.1	Introducción	72
4.2	Definición de ciclos. Clasificación	72
4.3	Diferencias fenomenológicas entre ciclos teóricos y reales	73
4.4	Ciclos teóricos de aire estándar	78
4.5	Efecto de los parámetros del ciclo	82
4.6	Otros ciclos teóricos.....	85
4.7	Resumen.....	89
	Referencias y bibliografía.....	90

5 Pérdidas de calor. Refrigeración**A. J. Torregrosa, P. Olmeda**

5.1	Introducción	92
5.2	La transmisión de calor en el cilindro.....	92
5.3	Flujos térmicos en el motor	106
5.4	Sistemas de refrigeración.....	112
5.5	Introducción a la gestión térmica.....	116
5.6	Resumen.....	121
	Referencias y bibliografía.....	122

6 Lubricación y aceites**V. Macián, B. Tormos**

6.1	Introducción	124
6.2	Modos o regímenes de lubricación	124
6.3	La lubricación de los motores.....	126
6.4	Sistema de lubricación y componentes.....	137
6.5	Características de los aceites lubricantes de motor.....	142
6.6	Clasificaciones de los aceites lubricantes de motor.....	145
6.7	Análisis de los aceites en uso como herramienta de diagnóstico	148
6.8	Resumen.....	149
	Referencias y bibliografía.....	150

7 Pérdidas mecánicas**V. Bermúdez, B. Tormos**

7.1	Introducción	152
7.2	Clasificación de las pérdidas mecánicas.....	153
7.3	Procedimientos para determinar las pérdidas mecánicas.....	165
7.4	Resumen.....	171
	Referencias y bibliografía.....	172

8 Flujo en conductos de admisión y escape

A. J. Torregrosa, B. Giménez

8.1	Introducción.....	174
8.2	Origen y naturaleza del flujo.....	174
8.3	Análisis estacionarios y cuasiestacionarios.....	175
8.4	Propagación adiabática de ondas en conductos.....	180
8.5	Flujo no adiabático.....	191
8.6	Resumen.....	199
	Referencias y bibliografía.....	200

9 Renovación de la carga en motores 4T

J. R. Serrano, J. Galindo

9.1	Introducción.....	202
9.2	Parámetros que caracterizan el proceso de renovación de la carga.....	204
9.3	Efecto de las pérdidas de carga. Influencia en el diseño de pipas y válvulas.....	208
9.4	Efecto de la compresibilidad. Influencia en el diseño de válvulas.....	210
9.5	Efecto de inercia del fluido. Diagrama de distribución.....	214
9.6	Efecto de las ondas de presión. Diseño de colectores.....	221
9.7	Efecto del calentamiento.....	229
9.8	Síntesis.....	230
9.9	Efecto de otros sistemas de motor.....	232
9.10	Resumen.....	237
	Referencias y bibliografía.....	237

10 Renovación de la carga en motores de 2T

H. Climent, B. Giménez

10.1	Introducción.....	240
10.2	El proceso de barrido. Tipos de barrido.....	244
10.3	Coefficientes para evaluar el proceso de barrido.....	248
10.4	Procesos de barrido teóricos: desplazamiento perfecto y mezcla perfecta.....	252
10.5	Flujo en lumbreras.....	255
10.6	Diseño de lumbreras.....	257
10.7	Diseño del sistema de escape en MEP.....	262
10.8	Aspectos tecnológicos.....	265
10.9	Resumen.....	269
	Referencias y bibliografía.....	269

11 Sobrealimentación

F. Payri, J. R. Serrano

11.1	Introducción.....	272
11.2	Justificación de la sobrealimentación.....	272
11.3	Consecuencias sobre el comportamiento del motor.....	274
11.4	Clasificación de los sistemas de sobrealimentación.....	278
11.5	Turbosobrealimentación.....	283

11.6 Dificultades en la implementación de la turbosobrealimentación.....	301
11.7 Síntesis y perspectivas futuras	315
11.8 Resumen.....	321
Referencias y bibliografía.....	322
12 Movimiento del aire en el cilindro	
J. M. Desantes, J. V. Pastor	
12.1 Introducción.....	324
12.2 Características generales del flujo interno en motores	325
12.3 Descripción del movimiento del aire en el cilindro.....	332
12.4 Interacción del aire con el chorro de combustible.....	350
12.5 Resumen.....	351
Referencias y bibliografía.....	352
13 Introducción a la combustión	
J. M. Desantes, S. Molina	
13.1 Introducción	354
13.2 Termoquímica de la combustión.....	355
13.3 Cinética química de la combustión	365
13.4 Ecuaciones de conservación para flujo reactivo	371
13.5 Clasificación de los procesos de combustión típicos en MCIA	373
13.6 Resumen.....	388
Referencias y bibliografía.....	388
14 Combustibles	
M. Lapuerta, J. J. Hernández	
14.1 Introducción	390
14.2 Definición y clasificación	390
14.3 Historia de los combustibles.....	391
14.4 Procesos de producción	393
14.5 Propiedades fisico-químicas de los combustibles	401
14.6 Parámetros termoquímicos de los combustibles.....	407
14.7 Normativas y directivas	410
14.8 Combustibles de sustitución	411
14.9 Resumen.....	412
Referencias y bibliografía.....	413
15 Emisiones contaminantes	
M. Lapuerta, R. Ballesteros	
15.1 Introducción.....	416
15.2 Parámetros para caracterizar emisiones.....	417
15.3 Óxidos de nitrógeno: Formación y efectos.....	419
15.4 Monóxido de carbono: Formación y efectos	424
15.5 Hidrocarburos: Formación y efectos	427

15.6 Partículas: Formación y efectos	431
15.7 Otras emisiones	440
15.8 Emisiones de efecto invernadero	441
15.9 Resumen	443
Referencias y bibliografía	443
16 Requerimientos y formación de la mezcla en MEP	
F. V. Tinaut, A. Horrillo	
16.1 Introducción. Tipos de requerimientos de la mezcla en MEP	446
16.2 Requerimientos cuantitativos de la mezcla aire-combustible	447
16.3 Requerimientos de dosado en función de las variables operativas del motor.....	457
16.4 Carburadores	460
16.5 Sistemas de inyección	471
16.6 Inyección directa de gasolina	485
16.7 Formación de la mezcla con combustibles gaseosos	492
16.8 Resumen	496
Referencias y bibliografía	497
17 Encendido eléctrico	
L. M. Rodríguez, E. Navarro	
17.1 Introducción.....	500
17.2 Teoría del encendido	500
17.3 Principio de funcionamiento del sistema eléctrico de encendido	508
17.4 Sistemas de encendido	521
17.5 Las bujías.....	531
17.6 Resumen	534
Referencias y bibliografía	535
18 Combustión en MEP	
F. V. Tinaut, J. J. López	
18.1 Introducción. Nociones del proceso	538
18.2 Combustión normal	542
18.3 Combustión anormal	561
18.4 Emisiones contaminantes	568
18.5 Cámaras de combustión en MEP	572
18.6 Resumen	575
Referencias y bibliografía	577
19 Formación de la mezcla en MEC. Inyección de combustible	
R. Payri, F. J. Salvador	
19.1 Introducción.....	580
19.2 Definición y funciones de un sistema de inyección Diesel.....	581
19.3 Funcionamiento de un sistema de inyección Diesel: El sistema common rail	581
19.4 El flujo interno en toberas de inyección diesel	586

19.5 Descripción general del chorro Diesel.....	597
19.6 El proceso de atomización de un chorro Diesel. Regímenes de atomización	599
19.7 Similitud entre el chorro Diesel atomizado y el chorro gaseoso	606
19.8 Chorro Diesel en condiciones evaporativas.....	610
19.9 Aspectos tecnológicos: otros sistemas de inyección	614
19.10 Resumen.....	617
Referencias y bibliografía.....	618
20 Combustión en MEC	
J. Benajes, J. M. García-Oliver	
20.1 Introducción	620
20.2 Descripción del proceso de combustión convencional en MEC	621
20.3 Control del proceso de combustión convencional en MEC	631
20.4 Procesos alternativos de combustión en MEC.....	643
20.5 Resumen.....	652
Referencias y bibliografía.....	654
21 Técnicas para reducir las emisiones contaminantes. Normativas	
J. Casanova, O. Armas	
21.1 Introducción.	656
21.2 Tecnologías que afectan al diseño del motor.....	657
21.3 Postratamiento de gases de escape.....	664
21.4 Normativas de control de emisiones contaminantes.....	676
21.5 Resumen.....	685
Referencias y bibliografía.....	686
22 Emisiones acústicas	
A. Broatch, R. Payri	
22.1 Introducción	688
22.2 Fuentes de ruido en motores	688
22.3 Ruido generado por el bloque.....	689
22.4 Ruido de admisión y escape.....	694
22.5 Métodos de reducción.....	697
22.6 Normativa	705
22.7 Resumen.....	707
Referencias y bibliografía.....	707
23 Control de motores	
J. M. Luján, C. Guardiola	
23.1 Introducción	710
23.2 Evolución de los sistemas de control de MCIA.....	710
23.3 Estructura de los sistemas de control electrónicos	713
23.4 Adquisición de parámetros de funcionamiento de motores. Sensores	717
23.5 Algoritmos de control	726

23.6 Calibración y optimización del motor.....	738
23.7 Tendencias en el control de MCIA	741
23.8 Resumen	742
Referencias y bibliografía	743
24 Modelado de motores	
J. Galindo, J. J. Hernández	
24.1 Introducción.....	746
24.2 Clasificación de modelos	747
24.3 Modelado del flujo de gases en el motor.....	748
24.4 Modelado de la combustión	761
24.5 Modelado de otros sistemas de motor.....	793
24.6 Resumen	796
Referencias y bibliografía	796
25 Semejanza	
F. Payri, C. Guardiola	
25.1 Introducción.....	800
25.2 Teoría de la Semejanza.....	800
25.3 Consecuencias de la semejanza.....	811
25.4 Aplicaciones de la Teoría de la Semejanza.....	815
25.5 Resumen	822
Referencias y bibliografía	822
26 Cinemática, dinámica y equilibrado	
M. Valdés, V. Macián	
26.1 Introducción.....	824
26.2 Cinemática del mecanismo biela-manivela.....	825
26.3 Dinámica del mecanismo biela-manivela	829
26.4 Equilibrado de motores	839
26.5 Resumen	853
Referencias y bibliografía	853
27 Elementos constructivos	
J. M. Luján, V. Bermúdez	
27.1 Introducción	856
27.2 Sistema soporte	857
27.3 Mecanismo pistón - biela – manivela.....	870
27.4 Mecanismo de distribución	900
27.5 Resumen	911
Referencias y bibliografía	912

28 Técnicas experimentales**J. V. Pastor, A. Broatch**

28.1 Introducción	914
28.2 Ensayo de motores	915
28.3 Transductores	916
28.4 Medidas en ensayos convencionales de motor	917
28.5 Ensayos dinámicos en motores	934
28.6 Medidas en ensayos específicos de investigación	936
28.7 Registro de señales dinámicas	946
28.8 Regulación y control	947
28.9 Resumen	949
Referencias y bibliografía	950

29 Curvas características y aplicaciones**P. A. Rodríguez, J. I. Nogueira**

29.1 Introducción	952
29.2 Variables de operación que afectan a los parámetros de salida del motor	954
29.3 Curvas características a plena carga	958
29.4 Curvas características a carga parcial	964
29.5 Curvas características de otros parámetros	965
29.6 Normativa aplicable a la determinación de actuaciones. Fórmulas de corrección de potencia y consumo específico	971
29.7 Variación de potencia con la altura en aplicaciones aeronáuticas	974
29.8 Resumen	977
Referencias y bibliografía	978

30 Criterios de diseño y tendencias de futuro**J. Casanova, L. M. Rodríguez**

30.1 Consideraciones previas	980
30.2 Criterios de diseño y selección	989
30.3 Tendencias futuras.	999
30.4 Resumen	1001
Referencias y bibliografía	1002

Capítulo 1

Introducción histórica

M. Valdés

S. Molina

1.1	Introducción.....	2
1.2	Antecedentes históricos de los MCIA	4
1.2.1	Las máquinas de vapor.....	4
1.2.2	El nacimiento de la Termodinámica	6
1.3	Los motores de combustión interna alternativos.....	8
1.3.1	El motor sin compresión previa de la carga: Lenoir	8
1.3.2	El ciclo teórico del motor de 4T: Beau de Rochas.....	9
1.3.3	El primer motor de 4T: Otto	10
1.3.4	Motores de encendido por compresión	11
1.3.5	Motores de combustión por difusión	12
1.4	Historia reciente de los motores de combustión interna alternativos.....	14
1.4.1	Sobrealimentación.....	16
1.4.2	Sistemas de formación de la mezcla en MEP	17
1.4.3	Sistemas de inyección Diesel.....	19
1.4.4	Inyección directa e indirecta en motores Diesel	20
1.4.5	Sistemas de control de emisiones	21
1.5	Resumen	22
	Referencias y Bibliografía	22

1.1 Introducción

Los motores de combustión interna alternativos (MCIA) actuales tienen ya más de un siglo de historia. Si hubiera que escoger una fecha que marcara el nacimiento de los motores modernos (tal como los conocemos actualmente), esa sería el año 1876, cuando el alemán Nicolaus Otto solicitó la patente titulada *Gasmotor*, obtenida a nombre de la Gasmotorenfabrik Deutz AG con el número DE 532. En la Figura 1.1 se muestran unos dibujos del motor, extraídos de la solicitud de patente presentada en Estados Unidos.

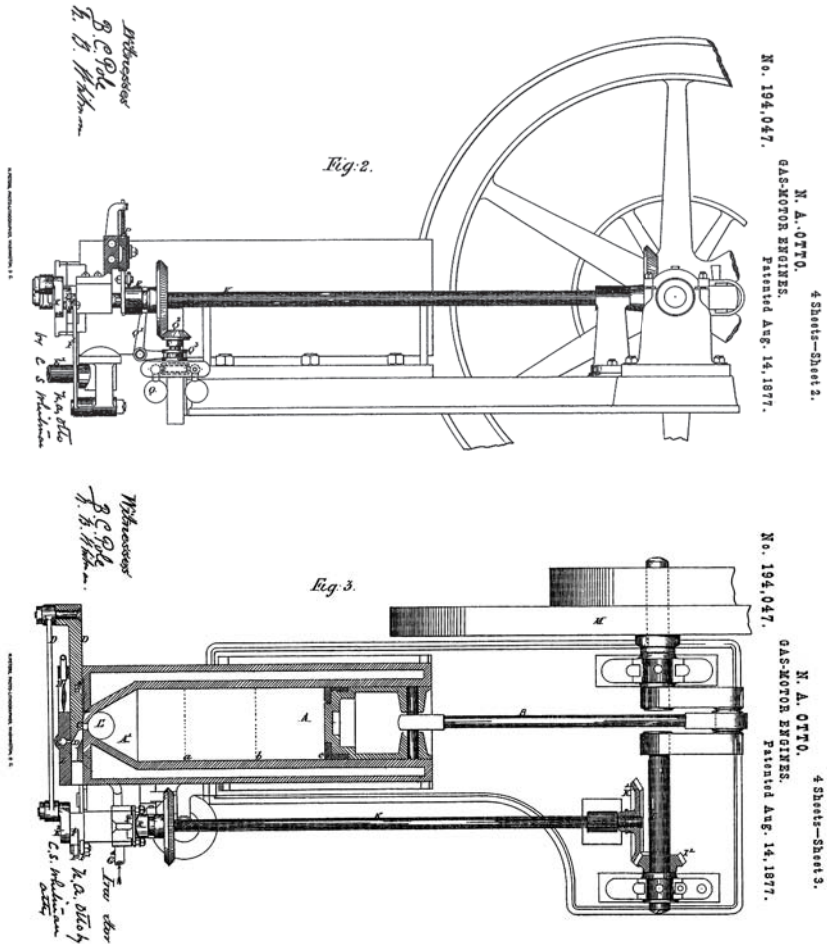


Figura 1.1 Dibujos de la patente de Otto Motor de gas. Fuente: Patente US 194 047; USPTO, Washington.

Si bien el motor de Otto fue, a buen seguro, resultado de una evolución continua, basada a su vez en numerosos antecedentes, hay que atribuirle el mérito de haber establecido la estrate-

gia de los desarrollos futuros de los MCIA en una dirección con respecto a la cual iban a existir pocas desviaciones en lo sucesivo.

Los MCIA no empiezan (ni terminan) con el motor de Otto, aunque éste constituya uno de los hitos más importantes de su historia. Los primeros antecedentes de los MCIA fueron, sin duda, las máquinas de vapor, desarrolladas en el siglo XVIII, durante la primera revolución industrial, de la que, en buena parte, fueron artífices. Las máquinas de vapor se pueden considerar los primeros ingenios capaces de producir, con rendimientos aceptables, energía mecánica no natural, entendiendo por tal la que no procede del aprovechamiento de energías existentes en la naturaleza, como la hidráulica o la eólica. Todos los motores térmicos actuales se derivan, en mayor o menor medida, de las máquinas de vapor. Los MCIA tienen en común con éstas una de sus principales características, que consiste en ser máquinas volumétricas o de desplazamiento positivo, lo que significa que el fluido de trabajo está contenido dentro de un recinto delimitado por paredes móviles que, al desplazarse, modifican el volumen de la masa de fluido que evoluciona por el motor.

Esa circunstancia confiere a las máquinas volumétricas la propiedad de que su funcionamiento se puede comprender de manera intuitiva ya que, hasta cierto punto, es sencillo imaginar lo que sucede cuando un gas se expande o se comprime dentro de un cilindro por mediación del movimiento de un émbolo. Esa aproximación intuitiva permitió que las máquinas de vapor (y, en buena medida, también los MCIA) se desarrollasen de manera esencialmente empírica, sin la existencia de una base que explicara su funcionamiento con método científico.

La similitud existente entre los procesos que tienen lugar en las máquinas de vapor y en los MCIA queda reflejada en la Figura 1.2, que muestra los diagramas presión-volumen ($p-V$) de ambas máquinas. El diagrama $p-V$, también conocido como diagrama del indicador, es de gran importancia, como se verá oportunamente, en el estudio de los MCIA.

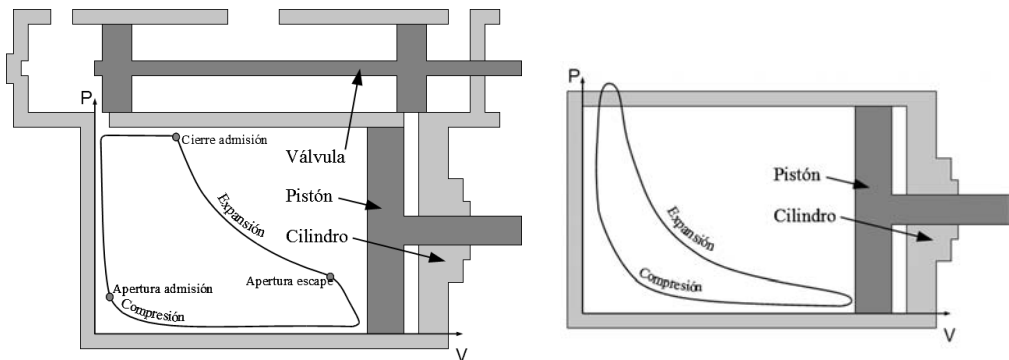


Figura 1.2 Diagramas $p-V$ de una máquina de vapor (izquierda) y de un MCIA (derecha).

Su carácter de antecedente histórico de los MCIA y los aspectos que tienen en común justifican la conveniencia de describir brevemente los hitos fundamentales que determinaron la historia de las máquinas de vapor.

1.2 Antecedentes históricos de los MCIA

1.2.1 Las máquinas de vapor

Existen numerosos ingenios anteriores a las máquinas de vapor de la revolución industrial. Suele citarse la eolípila, descrita por Herón de Alejandría en el siglo I a. C., como el primero de ellos. La eolípila y otros ingenios similares fueron precursores primitivos de las turbinas de vapor actuales. Diversos intentos de utilizarlos con fines prácticos (como el del español Blasco de Garay que, en 1543, intentó impulsar un barco con un dispositivo de vapor) estaban condenados al fracaso, porque el desarrollo de las turbomáquinas necesitaba de una base científica que no se adquirió hasta mucho después.

Los primeros antecedentes de las máquinas de desplazamiento positivo se remontan al siglo XVII y estaban basados en el funcionamiento del cañón. El científico holandés Christiaan Huygens construyó en 1673 un cilindro en el interior del cual se desplazaba un pistón accionado por los gases procedentes de una explosión de pólvora. Cuando el pistón terminaba su carrera ascendente descubría unas lumbreras por las que se escapaban los gases calientes y, al enfriarse el gas residual, la presión atmosférica, actuando sobre la cara opuesta del pistón, lo empujaba hacia abajo.

La utilización de vapor como fluido motor supuso un avance fundamental en el desarrollo de las máquinas térmicas. El francés Denis Papin, que había colaborado con Huygens, construyó en 1690 un dispositivo similar, en el que el vapor obtenido al hervir agua impulsaba al émbolo en un sentido; la refrigeración del cilindro en ese momento provocaba la condensación del vapor y, por tanto, un vacío dentro del cilindro gracias al cual el émbolo se movía en sentido contrario, realizando así la carrera de trabajo. El émbolo se fijaba y se liberaba manualmente al final de su carrera ascendente. El cilindro tenía, de ese modo, la triple función de caldera, condensador y mecanismo transmisor de potencia. Se cree que, en 1705, Papin montó una máquina de este tipo en una embarcación, en la que adaptó una cremallera al émbolo para engranar con una rueda dentada que accionaba una rueda de paletas. Al parecer, unos bateleros alemanes que tenían la competencia acabaron con el invento.

El primer desarrollo industrial de una máquina de vapor se atribuye al inglés Thomas Savery, que patentó en 1698 una máquina para elevar agua por medio del fuego, a la que bautizó como "*El amigo del minero*", ya que estaba destinada a extraer agua de las minas de carbón. La máquina de Savery era un dispositivo aspirante impelente sin pistón: el vapor introducido en un recipiente impulsaba el agua hacia arriba y, al condensar, succionaba agua desde abajo. Savery pudo haberse inspirado en una invención del español Jerónimo de Ayanz, un noble y militar navarro que había obtenido una cédula de privilegio real (el antecedente de las patentes actuales) en 1606 para disfrutar del derecho exclusivo de más de cincuenta invenciones. Una de ellas era un ingenio para elevar agua con cierto parecido con el dispositivo de Savery. El ingenio de Ayanz no tuvo implantación comercial; tampoco el de Savery alcanzó demasiado éxito, en parte por su mal rendimiento y en parte por cuestiones de seguridad, ya que la caldera era propensa a provocar explosiones.

En 1712 el inglés Thomas Newcomen, que, en su condición de herrero, había fabricado piezas para las máquinas de Savery, construyó una máquina (Figura 1.3) para accionar una bomba, destinada también a extraer agua de las minas. La máquina tenía un balancín que estaba unido por un extremo a la bomba, colocada en el pozo de drenaje de la mina, y por el otro extremo al émbolo de un cilindro movido por la acción del vapor generado en una caldera.

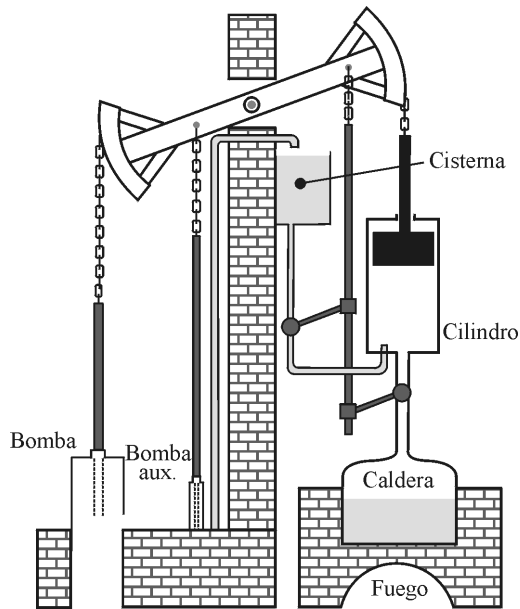


Figura 1.3 Esquema de la máquina de Newcomen de 1712.

La carrera de trabajo se realizaba durante el movimiento descendente del émbolo, debido al vacío generado al condensar el vapor dentro del cilindro por mezcla con agua líquida; el movimiento ascendente tenía lugar gracias a la acción de un contrapeso. La presión del vapor en la caldera era muy baja, evitando así los problemas de seguridad de la máquina de Savery.

Los derechos otorgados a la patente de Savery extendían la protección de su invención a los dispositivos para conseguir la elevación de agua usando la potencia del fuego, razón por la que Newcomen (que tuvo que firmar acuerdos comerciales, primero con Savery y luego con sus herederos) murió sin haber podido disfrutar en exclusiva de los beneficios de su invento.

En 1769 se produjo un nuevo avance cuando el escocés James Watt obtuvo en el Reino Unido una patente que tenía por título *Un nuevo método para disminuir el consumo de vapor y de combustible en máquinas térmicas* (patente británica GB 913 A.D. 1769). Watt enumeraba en su patente una serie de mejoras, de entre las que las más destacables eran el condensador separado (que reducía las pérdidas de calor en el cilindro, al evitar tener que recalentarlo en cada ciclo) y el cuadrilátero articulado para transmitir el movimiento desde el pistón —que hizo posible la máquina de doble efecto que patentó en 1782 (patente GB1.321 A. D. 1782), gracias a la cual se duplicaba el número de carreras de trabajo por unidad de tiempo—. Las mejoras aportadas por Watt hicieron que el rendimiento térmico de las máquinas de vapor pasara del 0,5% que tenían las de Newcomen a valores cercanos al 4% en los albores del siglo XIX.

Durante casi doscientos años, las máquinas de vapor fueron los únicos motores térmicos disponibles. Llegaron a alcanzar un elevado grado de perfeccionamiento gracias a su aplicación en la propulsión, primero fluvial, luego marítima y, por fin, ferroviaria. Las mejoras se produjeron, en gran medida, por los avances en los materiales y en los dispositivos mecánicos, pero no se tenía una idea clara de la naturaleza de los procesos que permitían la obtención de energía mecánica, que solo se comprendió bien entrado el siglo XIX, cuando se desarrolla la Termodinámica.

1.2.2 El nacimiento de la Termodinámica

En 1824, el francés Nicolas Sadi Carnot publicó el libro *Reflexiones sobre la potencia motriz del fuego y sobre las máquinas adecuadas para desarrollar esa potencia*. Todavía faltaba una década para la formulación del primer principio de la Termodinámica y dos décadas para el cálculo del equivalente mecánico del calor. Los científicos de la época usaban la teoría del calórico, que postulaba que la transmisión del calor se debía a un fluido invisible y sin peso que pasaba de un cuerpo a otro cuando existía un desequilibrio entre sus temperaturas.

La obra de Carnot se sitúa, pues, en un contexto histórico en el que aún no se habían definido ni la naturaleza ni la extensión de los procesos de intercambio de masa y energía entre sistemas térmicos diferentes. Carnot sienta las bases de una disciplina completamente nueva: la Termodinámica, que no existía con tal nombre, que acuñaría Lord Kelvin a mediados del siglo XIX. La motivación de Carnot era entender el funcionamiento de las máquinas de vapor y así lo dice en las primeras páginas de su libro, al escribir:

Si el honor de su descubrimiento pertenece a la nación en la que ha adquirido su crecimiento, todos sus desarrollos, ese honor no podrá aquí negarse a Inglaterra: Savery, Newcomen, Smeathon, el célebre Watt, Woolf, Trevetick y algunos otros ingenieros ingleses son los auténticos creadores de la máquina de fuego; [...] A pesar de los trabajos de todo tipo emprendidos sobre la máquina de fuego, a pesar del estado satisfactorio que ha alcanzado hoy día, su teoría está muy poco avanzada y los ensayos de mejora que se intentan sobre ella están dirigidos casi al azar.

El libro de Carnot tenía 118 páginas y únicamente cinco figuras al final del texto, que representan esquemáticamente diversas posiciones de un pistón dentro de un cilindro. La redacción de Carnot es de una claridad prístina, pero su escrito es relativamente difícil de leer porque renuncia deliberadamente al lenguaje algebraico, cuyo uso circunscribe a algunas notas a pie de página. El propio Carnot se lamenta de las dificultades de redacción y escribe:

Siendo la materia aquí tratada completamente nueva, nos vemos forzados a emplear expresiones todavía inusitadas y que quizás no tengan toda la claridad deseable.

Algo más adelante, insiste:

Por lo demás, dicho sea de paso, los principales fundamentos sobre los que reposa la teoría del calor necesitarían un examen muy atento. Varios hechos de experiencia parecen poco menos que inexplicables según el estado actual de esa teoría.

Posiblemente Carnot se refería a la teoría del calórico, que usó a pesar de que no le debía de convencer.

Las *Reflexiones* son de una clarividencia magistral. Por ejemplo, Carnot describe la reversibilidad en un ciclo:

[...] Por nuestras primeras operaciones, había a la vez producción de potencia motriz y transporte del calórico del cuerpo A al cuerpo B; por las operaciones inversas, hay a la vez consumo de potencia motriz y retorno del calórico del cuerpo B al cuerpo A. Pero si se actúa de una parte y de otra sobre la misma cantidad de vapor, si no tiene lugar ninguna pérdida de potencia motriz ni de calórico, la cantidad de potencia motriz producida en el primer caso será igual a la que se habrá gastado en el segundo, y la cantidad de calórico que pasa, en el primer caso, del cuerpo A al cuerpo B, será igual a la que retorna, en el segundo, del cuerpo B al cuerpo A.

Más adelante reflexiona sobre las irreversibilidades térmicas:

Todo cambio de temperatura que no se debe a un cambio de volumen o a una acción química [...] se debe necesariamente al paso directo de calórico de un cuerpo más o menos caliente a un cuerpo más frío. Ese paso tiene lugar al poner en contacto cuerpos de temperaturas dife-

rentes: ahora bien, ese contacto debe evitarse en la medida de lo posible. No puede evitarse completamente, sin duda; pero por lo menos hay que hacer de suerte que los cuerpos puestos en contacto unos con otros difieran poco entre ellos de temperatura.

La parte más interesante de las *Reflexiones*, para un estudio de motores, es aquella en la que describe lo que se conoce como el ciclo de Carnot (Figura 1.4), que es la sucesión de una compresión isoterma (1-2), una compresión isentrópica (2-3), una expansión isoterma (3-4) y una expansión isentrópica (4-1).

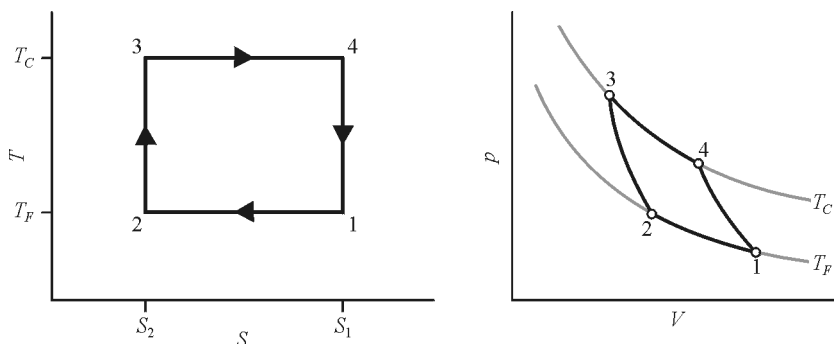


Figura 1.4 Ciclo de Carnot dibujado en un diagrama $T-s$ (izquierda) y $p-V$ (derecha).

Carnot no podría haber dibujado su ciclo en un diagrama $T-s$, como hoy es costumbre, ya que el concepto de entropía fue desarrollado por el alemán Rudolph Clausius años después, en 1865. En realidad, tampoco lo dibujó en un $p-V$, aunque resulta sencillo hacerlo siguiendo las indicaciones de su libro. Fue el francés Émile Clapeyron quien, en 1834, dos años después de la muerte de Carnot, publicó un artículo en el *Journal de l'École Royale Polytechnique*, en el que mostró como podían formularse matemáticamente y gráficamente las ideas de Carnot, y dibujó por primera vez el ciclo en un diagrama $p-V$ como el de la derecha de la Figura 1.4. Hasta esa fecha, las *Reflexiones* habían pasado prácticamente inadvertidas.

Carnot expresó de este modo la igualdad entre el trabajo útil y la diferencia entre el trabajo de expansión y el de compresión:

[...] a igual volumen, es decir para posiciones semejantes del émbolo, la temperatura es mayor durante los movimientos de dilatación que durante los de compresión. En los primeros, la fuerza elástica del aire es mayor y por consiguiente la cantidad de potencia motriz producida por los movimientos de dilatación es mayor que la consumida para producir los movimientos de compresión. Así, se obtendrá un excedente de potencia motriz, excedente del que se podrá disponer para diversos usos.

Sobre el rendimiento de la obtención de energía mecánica, escribe:

La potencia motriz del calor es independiente de los agentes puestos en juego para realizarla; su cantidad depende únicamente de las temperaturas de los cuerpos entre los cuáles se efectúa en última instancia el transporte del calórico.

La frase anterior muestra una comprensión intuitiva de los fenómenos que llevarían a Kelvin y a Clausius, concedores ambos de la obra de Carnot, a formular el segundo principio de la Termodinámica.

En 1832, Carnot ingresó en una casa de salud con un diagnóstico de delirio generalizado. En los libros de registro de esa casa una anotación indica: curado de su manía, muerto de cólera el 24 de agosto de 1832. Sus efectos personales fueron quemados como medida de precau-

título en su versión del privilegio real español ES 2 140 PR era *Motor de aire dilatado con la combustión de los gases por medio de la electricidad*. El motor de Lenoir, del que la Figura 1.5 muestra unos dibujos de la patente estadounidense US 31 722, era un monocilíndrico de dos tiempos sin compresión previa de la mezcla, formada por gas de hulla y aire.

El motor de Lenoir era muy ruidoso y con tendencia a sobrecalentarse y a gripar si no se refrigeraba intensamente. Su rendimiento era bajo por la ausencia de compresión previa y por la pequeña relación de expansión. A pesar de eso, se vendieron cerca de quinientos ejemplares, con potencias comprendidas entre 6 y 20 HP, hasta que nuevos avances lo fueron arrinconando.

1.3.2 El ciclo teórico del motor de 4T: Beau de Rochas

El primero en establecer la importancia de comprimir la carga del cilindro antes de la combustión fue el francés Alphonse Eugène Beau de Rochas, que había conocido y compartido estudios con Lenoir en París. En 1862, Beau de Rochas presentó en Francia la solicitud de patente FR 52593, que constaba de 151 páginas manuscritas en las que se trataban, en cuatro capítulos, aspectos tan variopintos como el misterio de las fuentes del Nilo o la trata de esclavos. El epígrafe ii del capítulo 2 tenía por título *Motor mixto a vapor o a gas. Dispositivo con compresión previa* (páginas 45 a 49 del documento). En la página 48 del documento se lee textualmente:

Así, para un mismo lado del cilindro, se llega naturalmente a ejecutar las siguientes operaciones, en un período de cuatro carreras consecutivas:

- 1° aspiración durante una carrera completa del pistón;
- 2° compresión durante la carrera siguiente;
- 3° inflamación en el punto muerto y expansión durante la tercera carrera;
- 4° expulsión del gas quemado fuera del cilindro en el cuarto y último retorno.

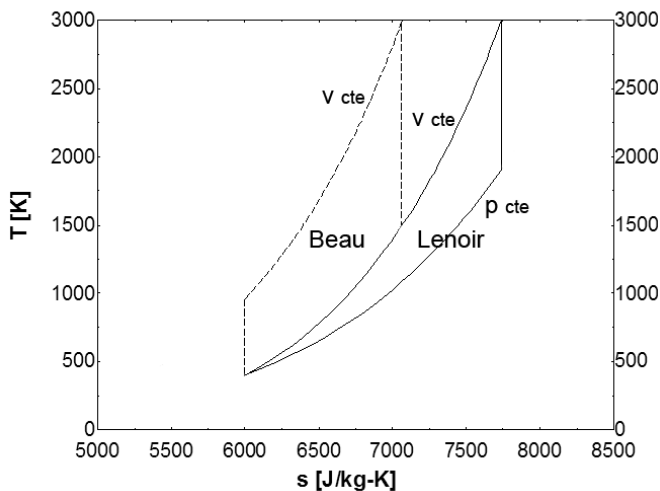


Figura 1.6 Diagramas T-s de los ciclos de Beau de Rochas y Lenoir.

Los procesos así descritos por Beau de Rochas conforman lo que actualmente se conoce como ciclo teórico de volumen constante de cuatro tiempos. La Figura 1.6 representa las fases centrales de dicho ciclo (compresión, aportación de calor y expansión) dibujadas en un diagrama $T-s$. En la misma figura se ha superpuesto el ciclo teórico que le correspondería a un motor de Lenoir que evolucionase entre las mismas temperaturas máxima y mínima. Puede apreciarse como la descomposición en ciclos elementales de Carnot conduce a un rendimiento térmico más alto del ciclo de Beau de Rochas que del de Lenoir.

Beau de Rochas concebía una compresión sin combustión hasta el punto muerto superior y una autoinflamación instantánea de toda la mezcla en ese punto, anticipando así parte de las ideas que pondría en práctica Diesel más de treinta años después.

Beau de Rochas no llegó a pagar la tasa de publicación de su patente y su difusión se limitó a unos cientos de litografías del manuscrito encargadas por él mismo. Tiempo después consagró su atención a otros aspectos como la propulsión a reacción o el transporte de corriente continua a largas distancias. Pero no llegó a llevar a efecto sus ideas sobre el ciclo de cuatro tiempos, que vería su primera realización práctica gracias al alemán Nicolaus August Otto.

1.3.3 El primer motor de 4T: Otto

Otto comenzó construyendo también motores de gas sin compresión previa. En 1864 se asoció con Eugen Langen y fundó la compañía Gasmotorenfabrik Deutz AG, en la que trabajaron después los también alemanes Gottlieb Daimler y Wilhelm Maybach.

El motor de cuatro tiempos que se mencionaba en la introducción de este capítulo se patentó en Alemania en 1876 con la referencia DE 532.

La información termodinámica contenida en la patente de Otto resulta exigua, pero en la cuarta reivindicación se describen los procesos del ciclo. En la versión del privilegio real español ES 5479 PR, presentado también en 1876, dice textualmente:

4°. Establecer la acción del pistón de un motor de gas de llave, de modo que a cada dos vueltas de la llave se presenta de un solo lado del pistón los fenómenos siguientes:

- a) aspiración de los gases en el cilindro
- b) su compresión
- c) su combustión y su efecto
- d) su evacuación fuera del cilindro.

Otto presentó durante su carrera profesional numerosas patentes relativas a perfeccionamientos de su motor y tuvo que enfrentarse a varios litigios por sus derechos. En 1884, la Asociación de Ingenieros Alemanes publicó en su revista una carta del representante de una empresa de motores, en la que se daba a conocer la existencia de la patente francesa de Beau de Rochas. Los competidores de Otto usaron esa publicación para solicitar la nulidad de su patente alemana, alegando que el ciclo de cuatro tiempos ya estaba anticipado por el documento de Beau de Rochas y que, por tanto, la invención de Otto carecía de novedad, motivo por el cual finalmente, en 1886, la patente alemana DE 532 fue revocada. En otros países, como el Reino Unido y los Estados Unidos, los competidores de Otto también intentaron anular su patente, si bien en estos casos no tuvieron la misma suerte que con la patente alemana. Especialmente significativa fue la decisión norteamericana, que amparó a Otto por haber construido realmente el motor de cuatro tiempos. Como ya se ha mencionado, con el de Otto quedaron sentadas las bases de los MCIA tal y como los conocemos hoy en día.

1.3.4 Motores de encendido por compresión

En 1884, Daimler, que se había marchado de Deutz en 1882 (junto a Maybach) por divergencias con Otto, solicitó la patente *Un nuevo motor de gas*, que en España se clasificó con el número ES 4 410. La patente describía lo que se conoció más tarde como motor de cabeza caliente, que se podría situar a mitad de camino entre el de Otto y el de Diesel (que se estudiará a continuación). Según Daimler, su motor se regía por el siguiente principio de funcionamiento:

Las paredes del espacio A adquieren, a las pocas repeticiones de dicho juego, una temperatura normal algo elevada, la cual, unida al efecto de la compresión, produce con regularidad la inflamación de la mezcla en, o alrededor del punto muerto superior de la curso del pistón, según el principio confirmado por la experiencia, de que mezclas combustibles, las que bajo presión puramente atmosféricas no se inflamarian o quemarian con lentitud, al ser comprimidas rápidamente, queman, no solamente con rapidez, sino hasta hacen explosión.

La Figura 1.7 muestra un dibujo de la patente ES 4 410. Se trataba de un motor de encendido por compresión, si bien la compresión tenía lugar sobre la mezcla de aire y combustible, mientras que Diesel en su motor propuso comprimir solamente aire, por razones que se expondrán a continuación.

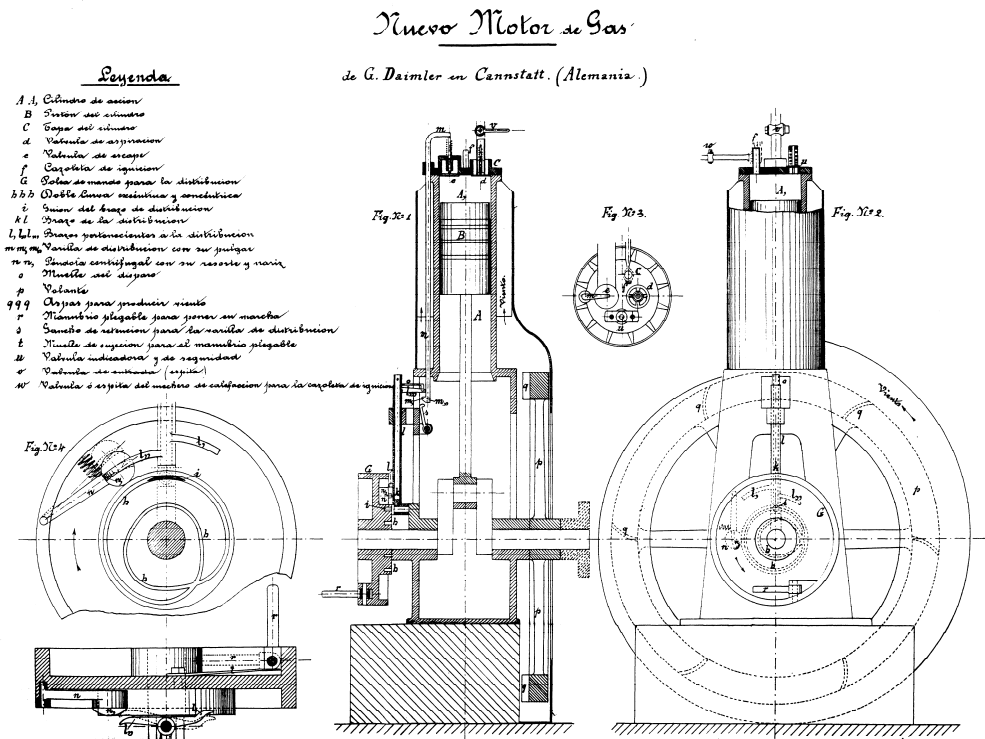


Figura 1.7 Algunos dibujos de la patente de Daimler ES 4 410. Fuente: OEPM, Madrid.

1.3.5 Motores de combustión por difusión

Rudolf Diesel nació en París de padres alemanes y se diplomó en ingeniería mecánica en la Universidad Técnica de Munich a los veintidós años. Diesel escribió lo siguiente acerca de la génesis de su motor:

Cuando mi venerado maestro, el doctor Linde, explicaba al auditorio en el curso de sus lecciones de Termodinámica en la Escuela Politécnica de Munich, en 1878, que la máquina de vapor transforma en trabajo efectivo sólo entre el 6 y el 10% de la cantidad de calor disponible; cuando esclarecía el principio de Sadi Carnot y demostraba cómo en los cambios isotérmicos de estado de un gas, todo el calor cedido se transformaba en trabajo, yo escribí en el margen de mi cuaderno: “Estudiar si es posible realizar prácticamente la isoterma” ... El deseo de realizar el proceso ideal de Carnot dominó desde entonces mi espíritu.

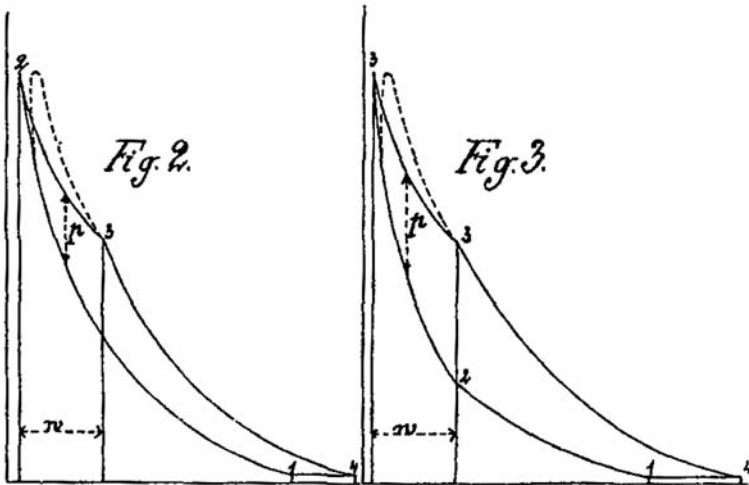


Figura 1.8 Evolución p - V del motor Diesel sin inyección de agua (izquierda) y con ella (derecha). Fuente: patente británica GB 7 241 A. D. 1892. UK Intellectual Property Office, Newport.

De acuerdo con lo anterior, la idea principal de Diesel (a la que, con el paso del tiempo, terminaría por renunciar) era acercarse lo más posible a la realización de un ciclo de Carnot. Diesel quería mantener constante la temperatura durante las primeras fases tanto de la compresión como (sobre todo) de la expansión. Para conseguir esto último, pensó en inyectar el combustible al mismo tiempo que éste se quemaba, con una ley de inyección tal que mantuviese la temperatura constante al compensarse el calentamiento de la combustión con el enfriamiento de la expansión. Lo que se comprimía, por consiguiente, era solamente aire. Para conseguir lo primero, concibió la idea de refrigerar la primera mitad de la carrera de compresión mediante la inyección de agua. Tras la compresión isoterma venía la compresión isentrópica, igual que tras la expansión isoterma seguía la expansión isentrópica.

En 1892, Diesel plasma esas ideas solicitando la patente de título *Procedimiento para producir trabajo motor por la combustión de combustibles* en varios países europeos (en Alemania fue la patente DE 67 207, presentada el 28 de febrero de 1892; en Francia fue la patente FR 220 903 presentada el 14 de abril de ese año, mientras que en Reino Unido fue la patente

GB 7 241 A. D. 1892, presentada también el 14 de abril de ese año; la primera patente española de Diesel se registró en 1894). La Figura 1.8 muestra el diagrama $p-V$ de la evolución en el cilindro en dos variantes del motor –con refrigeración de la compresión y sin ella–, tal como aparece en la patente británica.

Los puntos 2 y 3 de la figura de la derecha delimitan, respectivamente, los finales de los procesos de compresión isoterma (con la inyección de agua) y de expansión isoterma (con la inyección de combustible). Diesel no hace referencias en la patente a lo que sucede entre los puntos 4 y 1, que recuerda a lo que tiene lugar en un ciclo de Atkinson, si bien en otras versiones de su patente modificó esa parte del ciclo, sustituyéndolo por un enfriamiento a volumen constante.

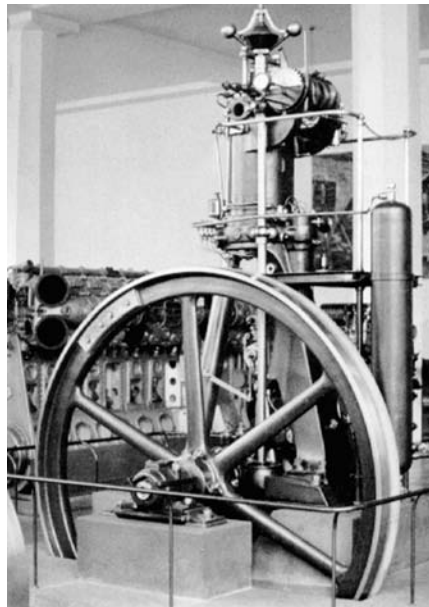


Figura 1.9 Primer motor operativo diseñado por Diesel.

Así pues, Diesel aspira a realizar un ciclo de Carnot, lo cual ha constituido siempre el sueño más o menos confeso de todos los ingenieros motoristas. Por esa razón, su estimación de rendimiento es la correspondiente al de un ciclo de Carnot y depende solo de las temperaturas extremas del ciclo. La patente dice:

En la realización de este proceso se ha encontrado que fácilmente pueden conseguirse temperaturas entre 600 a 1.200 °C, con lo que pueden conseguirse rendimientos entre el 70 y el 80%.

Si se considera una temperatura de cesión de calor de 280 K, el rendimiento de un ciclo de Carnot para esas temperaturas estaría, en efecto, comprendido entre el 67% y el 80%.

Las condiciones termodinámicas obtenidas en la compresión también se exponen en la patente británica:

[...] Carrera ascendente (del pistón) con inyección de agua dentro del cilindro, compresión consiguiente, a temperatura constante, del aire absorbido; a continuación supresión de la inyección de agua y compresión hasta alrededor de 250 atmósferas, presión que corresponde a

la temperatura máxima elegida, digamos 800 °C, siendo la temperatura en este caso superior a la temperatura de ignición del combustible (carbón seco pulverizado).

Diesel fue muy optimista en sus predicciones termodinámicas, como se ve por los datos del rendimiento y de la presión que pensaba alcanzar. Además, la realización de la combustión siguiendo una isoterma limitaba drásticamente el trabajo mecánico obtenible, como el propio Diesel comprendería más tarde.

Pero nada puede desmerecer la extraordinaria valía de su trabajo. Tras la publicación de su patente en 1893, dedicó varios años a la construcción de un prototipo funcional, que vio la luz en 1897 (Figura 1.9) y fue presentado por la casa MAN en la exposición universal de París de 1900. El motor tenía un rendimiento del 26,2 % que, aunque alejado de sus predicciones iniciales, era muy elevado para la época.

Diesel falleció en 1913, al desaparecer en circunstancias no aclaradas durante una travesía del Canal de la Mancha, cuando se dirigía a trabajar en Inglaterra en vísperas de la Primera Guerra Mundial.

1.4 Historia reciente de los motores de combustión interna alternativos

Una vez sentadas las bases termodinámicas, vistas en los apartados anteriores, de lo que serían a posteriori las dos grandes familias de motores, los de encendido provocado (MEP) y los de encendido por compresión (MEC), se intentará en las páginas siguientes plasmar su evolución en los más de cien años de historia de los motores alternativos de combustión interna. Esto es sin duda una tarea difícil y arriesgada; difícil, porque tratar de resumir cien años de evolución tecnológica en unas pocas páginas se antoja casi imposible y arriesgada porque cualquier lector experto en el tema echará en falta tal o cual avance tecnológico que no ha sido recogido por los autores. Sin embargo, se ha intentado resumir al máximo la evolución haciendo un repaso de aquellos avances tecnológicos que han perdurado en el tiempo y que en la mayoría de los casos han llegado a nuestros días, ya sea en su versión original o en sus evoluciones correspondientes.

En la evolución tecnológica de los motores ha habido avances que se han aplicado indistintamente a las dos familias de motores y otros que por su carácter han sido exclusivos de una de estas familias. Entre los primeros podemos destacar la sobrealimentación, la posición de las válvulas y el aumento de su número, el control electrónico y, finalmente, los avances en lubricación, materiales y tecnologías de fabricación que han hecho de los motores actuales unas máquinas con unas cotas de fiabilidad mecánica difícilmente imaginables a comienzos del siglo XX. De los segundos, es decir los específicos de cada tipo de motor, hay que destacar todo lo relacionado con el encendido y la formación de la mezcla en los MEP y lo relacionado con los sistemas de inyección en los MEC. En cuanto a la inyección directa o indirecta del combustible, aunque el concepto puede ser común, la evolución ha sido diferente para los motores MEP y MEC, y se abordará de forma específica en cada caso. Lo mismo puede decirse para las tecnologías relacionadas con el control de emisiones contaminantes, que en las últimas tres décadas han tenido un papel predominante en el diseño y evolución de los MCIA.

Para que el lector tenga una idea de cómo ha sido la evolución histórica, se hará a continuación un listado de los hitos más importantes que han marcado la evolución de los motores de combustión interna alternativos, partiendo de fabricación o de la publicación de las patentes respectivas de los dos tipos de motores, desde el de Otto hasta la actualidad.

- 1876: Nicolaus Otto presenta en Alemania la patente *Gasmotor*, que sienta las bases de lo que hoy son los MCIA.
- 1878: Dugald Clerk diseña el primer motor de dos tiempos obteniendo su patente en 1881.
- 1885: Gottlieb Daimler presenta una patente donde justifica el uso de la sobrealimentación en motores de dos tiempos.
- 1885: Karl Benz inventa el primer modelo de carburador, obteniendo su patente un año después.
- 1886: Karl Benz patenta el primer automóvil equipado con un MCIA.
- 1889: Joseph Day diseña un motor de dos tiempos que a diferencia del de Clerk no utiliza válvulas, diseño que perdura actualmente. La patente Americana data de 1896.
- 1892: Rudolf Diesel patenta en varios países Europeos su concepto de motor que actualmente lleva su nombre.
- 1900: Rudolf Diesel presenta, en la exposición mundial de París, su motor funcionando con aceite de cacahuete como combustible.
- 1902: Louis Renault obtuvo la patente de un compresor centrífugo para la sobrealimentación de motores.
- 1905: Alfred Büchi patenta un motor sobrealimentado con un turbocompresor accionado por una turbina movida por los gases de escape. Construyó cuatro motores con esta tecnología.
- 1909: Prosper L'Orange, junto con Benz, desarrollan la precámara de combustión.
- 1922: El primer motor con precámara de combustión es fabricado por Mercedes-Benz; se trata de un motor para uso en tractores.
- 1925: Jonas Hesselman presenta el primer motor de gasolina con inyección directa
- 1927: Bosch presenta el primer sistema de bomba de inyección en línea.
- 1933: Primer turismo con motor Diesel (Citroën Rosalie), aunque nunca llegó a producirse en serie, debido a restricciones legales del uso de los motores Diesel.
- 1934: Primer motor Diesel con sobrealimentación para trenes.
- 1936: Mercedes lanza el 260D, el primer coche Diesel de fabricación en serie.
- 1938: Primeros motores Diesel sobrealimentados para uso en camiones.
- 1952: Bosch fabrica los primeros sistemas de inyección directa de gasolina para aplicación en serie en vehículos.
- 1953: Mercedes produce los primeros motores Diesel turboalimentados para camiones.
- 1961: Bendix patenta el *Electrojector*, el primer sistema de inyección controlado electrónicamente.
- 1962: Primera bomba de inyección de embolo radial
- 1967: Bosch saca al mercado el primer sistema de inyección electrónica el *D-Jetronic*.
- 1978: Mercedes produce el primer turismo turboalimentado, el 300 SD.
- 1983: Sistema de inyección electrónico con sonda lambda para el control del dosado. Catalizador de tres vías.
- 1984: Primera bomba de émbolo radial controlada electrónicamente.
- 1989: El grupo VW presenta un motor diesel de inyección directa turboalimentado para aplicación en automóviles.
- 1995: Denso presenta el primer *common rail* para motores de camión.
- 1996: Reaparece la inyección directa de gasolina en el mercado de la mano de Mitsubishi.
- 1997: Alfa Romeo saca al mercado el modelo 156 JTD. El primer motor Diesel con *common rail*.

Una vez marcados los hitos importantes en la evolución de los MCI se presentará una evolución un poco más detallada de algunos avances tecnológicos, que ya sea por su importancia o porque han perdurado hasta la actualidad, merecen ser tratados con más profundidad.

1.4.1 Sobrealimentación

Las ventajas de la sobrealimentación, independientemente de la forma en que ésta se realiza, son evidentes y conocidas desde los comienzos de la historia de los MCI. Sin embargo, la utilización de compresores para elevar la presión de admisión ha presentado a lo largo de la historia muchos problemas de acoplamiento al funcionamiento de los motores y por ello el desarrollo ha sido lento si lo comparamos con otras tecnologías.

Históricamente ha habido dos formas de realizar la sobrealimentación de motores, por medio de compresores accionados directamente por el motor (Daimler, 1885 y Renault 1902), conocida como sobrealimentación mecánica, o mediante un compresor movido por una turbina accionada por los gases de escape del motor (Büchi, 1905), denominada turboalimentación.

La aplicación de la sobrealimentación mecánica fue la que más se desarrolló en los primeros años del siglo XX, principalmente en la industria aeronáutica y en aplicaciones a grandes motores estacionarios o marinos.

Aunque existen multitud de aplicaciones en la industria aeronáutica, son dignos de mención por su importancia histórica dos motores que utilizaron la sobrealimentación mecánica: el Rolls-Royce Merlin (1933) y el Daimler-Benz DB 601 (1937); ambos motores equiparon a los aviones que fueron utilizados durante la guerra. El Merlin era un V12 de 27 litros de cilindrada y un compresor centrífugo, compresor que en evoluciones posteriores podía funcionar con dos velocidades por medio de una caja de cambios, utilizándose en las últimas evoluciones una versión de dos etapas de compresión con un enfriador intermedio. El DB 601, y sus evoluciones posteriores hasta el DB 605 (1942), era un motor V12 invertido de 34 litros de cilindrada, también con compresor centrífugo y su principal ventaja respecto al Merlin era su sistema de inyección directa de gasolina.

El primer automóvil con motor sobrealimentado mecánicamente fue presentado por Mercedes en el *Berlin Motor Show* del año 1921; los modelos fueron el 6/25hp y el 10/40hp. Durante los siguientes años casi todos los fabricantes sacaron modelos con sobrealimentación mecánica, pero solamente en sus versiones de competición. Como ejemplo más representativo podemos presentar el Alfa Romeo P2, equipado con un motor de 2 litros y dos compresores Roots que permitían a este motor entregar una potencia de 115 kW a 5500 rpm. En los años siguientes a la Segunda Guerra Mundial la industria del automóvil recogió los frutos de la fuerte evolución que había tenido esta tecnología durante los años de la guerra; de esta forma muchos fabricantes durante las décadas de los 50 y 60 producían automóviles con sobrealimentación mecánica, pero solo para utilización en competición y/o en coches de alta gama. En la actualidad algunos fabricantes como Mercedes siguen utilizando este sistema en algunos de sus modelos.

La turboalimentación, si bien fue utilizada en sus comienzos en aviación, no tuvo tanto desarrollo y auge como la mecánica. Algunos ejemplos son la aplicación sobre motores Renault que equipaban aviones franceses de la Primera Guerra Mundial o el desarrollo de General Electric sobre un V12, en 1918, que logró volar sobre el Pikes Peak a una altura de 4300 metros, demostrando así la utilidad de la sobrealimentación en la aviación para compensar las pérdidas de potencia debidas a la altitud.

En la industria del automóvil fue General Motors en el año 1962 el primer fabricante que introdujo en el mercado los motores de gasolina turboalimentados. Los modelos fueron el Monza Spyder, con un motor de 2,4 litros y una potencia de 112 kW, y el Oldsmobile Cutlass, con un motor V8 de 3,5 litros y una potencia de 160 kW; en Europa fue Porsche, en el año 1974, el que introdujo en el mercado una versión del 911 con turboalimentación.

En el año 1938 la empresa suiza Swiss Machine Works Saurer fabricó los primeros motores Diesel de camión con turboalimentación, sin embargo, no fue hasta los años 50 cuando, tanto Mercedes como Volvo, comenzaron la fabricación de motores Diesel sobrealimentados para algunos de sus camiones. Los primeros coches de producción en serie de motor Diesel turboalimentados fueron el Mercedes 300SD y el Peugeot 604, que fueron ambos lanzados al mercado en el año 1978. En la actualidad casi todos los motores Diesel del mercado son turboalimentados.

Merece una especial atención la utilización de la turboalimentación en la competición, ya que ayudó de manera importante al desarrollo de esta tecnología. Durante los años 1977 a 1989 la Fórmula 1 utilizó motores de 1,5 litros sobrealimentados que en algunos casos llegaron a entregar una potencia cercana los 900 kW. El primer fabricante en introducir el concepto fue Renault en el año 1977, al que le siguieron Ferrari, BMW y Honda.

1.4.2 Sistemas de formación de la mezcla en MEP

La forma de introducir un combustible líquido en los motores de encendido provocado ha sido siempre un tema en constante evolución y, aunque para mucha gente es desconocido, el desarrollo del carburador y de los sistemas de inyección de gasolina se ha realizado de manera simultánea desde los comienzos de la historia del motor. Los sistemas de inyección, con ventajas claras frente al carburador, no han podido imponerse en el mercado hasta la llegada de la electrónica, que ha permitido un control eficiente en todas las condiciones de funcionamiento del motor. En los siguientes párrafos repasaremos la evolución histórica de ambos sistemas de formación de la mezcla.

El concepto básico de carburador, como se conoce hoy en día, fue patentado por Benz en 1885, pero fue Maybach en el año 1875 el primero en intentar quemar combustible líquido en un motor que en origen funcionaba con gas; para ello utilizó una mecha sumergida en el combustible por un extremo y por el otro se hacía pasar la corriente de aire, que evaporaba el combustible y lo arrastraba hacia el motor.

Por su parte, los sistemas pioneros de inyección de gasolina fueron desarrollados en esta misma época por la empresa Deutz, aunque las ventajas, por su simplicidad y coste, del carburador propuesto por Benz, y posteriormente mejorado por Bánki, apartaron el desarrollo de esta idea. Sin embargo fue la industria de la aviación la que potenció la utilización de los sistemas de inyección, ya que los carburadores son propensos a congelarse cuando se vuela a gran altura y a derramar el combustible cuando se hacen cambios de direcciones que podían llevar a incendios del motor. Se puede decir, aunque no por los motivos antes expuestos, que el motor que equipó el primer avión de la historia usaba un sistema primitivo de inyección, ya que el combustible era introducido en el motor por gravedad a través de unas boquillas alimentadas por el combustible que se encontraba en un depósito en las alas del avión.

Durante la época entre guerras se retomó el interés de los sistemas de inyección de gasolina para aplicaciones en automóviles y fue en 1925 cuando el ingeniero Suizo Jonas Hesselman

fabricó el primer motor de gasolina de inyección directa de la historia; para ello utilizó un sistema inyección derivado de los que ya hacía años que se utilizaban en los motores Diesel.

La empresa alemana Bosch comenzó con desarrollos de sistemas de inyección de gasolina en 1912, pero sólo en 1937 comenzó la fabricación en serie de sistemas de inyección de gasolina para la industria aeronáutica, equipando entre otros a toda la gama de los Mercedes DB 601-605. En 1952 aparecen los primeros coches, el Goliath y el Gutbrod, equipados con motor de dos cilindros, dos tiempos, de 660 cm³ alimentado por sistemas de inyección directa de gasolina, y en 1954 el mismo sistema se montó en el legendario Mercedes 300SL, aunque en este caso era un motor de cuatro tiempos, 6 cilindros y 3 litros de cilindrada.

La inyección indirecta de gasolina, que consiste en la introducción del combustible antes de la válvula de admisión y no directamente en el cilindro, comenzó su desarrollo a finales de los años 50, siendo General Motors en Estados Unidos uno de los primeros fabricantes en incorporar sistemas de inyección indirecta al V8 del 57 de su modelo Corvette, aunque el sistema ya se había utilizado con mucho éxito en motores destinados a la competición en Indianápolis. Las empresas Bosch y Lucas también estaban desarrollando sistemas de inyección indirecta controlados mecánicamente y varios fabricantes, tales como Porsche, Mercedes, Aston Martin y Maserati entre otros, los incorporaron en algunos modelos de sus coches, en los años 60.

En paralelo, el carburador había tenido una evolución notoria dentro del mercado del automóvil; de aquel concepto simple presentado por Benz ya casi no quedaba nada y el carburador se había convertido en un elemento complejo pero eficaz y fiable para las necesidades de la época. En el capítulo 16 de este libro se pueden ver los elementos fundamentales que hicieron del carburador un dispositivo capaz de suministrar el combustible en todas las condiciones de operación del motor. A fines de los 70 el carburador había llegado a un grado de complejidad tal que su evolución se estaba estancando y, aunque seguía siendo mayoritario su uso en todo tipo de vehículos con motor de gasolina, su futuro no era muy prometedor. Fueron dos hechos casi simultáneos los que eliminaron del mercado del automóvil al carburador: uno fue la irrupción de la electrónica en el control de los sistemas de inyección (aunque había empezado varios años antes no fue hasta fines de los 70 que su costo y fiabilidad fueron interesantes para el mercado) y el segundo fue la implementación del catalizador de tres vías para el control de emisiones, hecho que se verá con más en detalle en el apartado 1.4.5 de este capítulo.

Los sistemas de inyección controlados electrónicamente tienen su origen en una patente presentada por Bendix en el año 1957 y otorgada en el año 1961. El sistema patentado por Bendix incluía, además de una bomba para elevar la presión, un sistema de boquillas (inyectores) controlados por medio de válvulas solenoides. Aunque el sistema nunca fue utilizado en vehículos por problemas de costos y fiabilidad, sentó las bases de lo que posteriormente sería la verdadera revolución electrónica. Bendix cedió los derechos de esta patente a Bosch, que en 1967 presentó el modelo *D-Jetronic*, que fue el primer sistema de inyección electrónica. Este sistema lo incorporaron entre otros VW en el modelo 3, Mercedes en su serie R107 y Volvo en la serie 100. A partir de ahí el desarrollo de los sistemas de inyección electrónica no ha parado. El primer avance fue incorporar un sensor mecánico para la medida del caudal de aire en el modelo *L-Jetronic*, montado por primera vez en un coche, en el Porsche 914, en el año 1974. En el año 1979 se incorporó al sistema de inyección el control del encendido por medio del sistema *Motronic*, que incluía el primer microprocesador usado en un automóvil. El avance definitivo se completó en el año 1982, cuando se incorporó el control del dosado por medio de la sonda lambda y la medida del caudal de aire mediante un sensor de hilo caliente.

A fines de los 90 Mitsubishi lanzó al mercado un motor de gasolina con inyección directa, que fue seguido en la década siguiente por otros fabricantes. Las características de cada uno de los sistemas actuales de inyección se desarrollarán con más detalle en el capítulo 16.

1.4.3 Sistemas de inyección Diesel

En el motor Diesel original el combustible era inyectado por medio de aire comprimido, el cual atomizaba el combustible y lo introducía al motor a través de una tobera que se abría y cerraba por medio de una leva.

La revolución de los sistemas de inyección Diesel llegó de la mano de Bosch cuando en el año 1927 se fabricaron las primeras bombas de inyección en línea, aunque su desarrollo había comenzado cinco años antes. Esto provocó, junto con el desarrollo de la precámara de combustión, el verdadero avance en la evolución de los motores Diesel, ya que hasta ese momento los motores Diesel eran grandes y con velocidades de giro entre 100 y 200 rpm, debido a las bajas presiones de inyección que se utilizaban hasta ese momento.

El desarrollo de la bomba de inyección en línea permitió a Mercedes, en 1937, fabricar el primer automóvil de serie con motor Diesel, el 260D, equipado con un motor de 4 cilindros y 2,5 litros, precámara de combustión, válvulas en culata, que entregaba 34 kW a 3000 rpm, con un consumo aproximado de 9 litros/100 km. Mercedes incorporó al año siguiente un sistema de calentamiento que facilitaba los arranques en condiciones de baja temperatura.

A partir de ese momento el desarrollo en los sistemas de inyección fue constante, primero sobre las bombas en línea, aumentando la presión de inyección e incorporando sistemas de dosificación del combustible cada vez más complejos y eficientes. A mediados de los 60 aparece en el mercado una bomba de inyección rotativa que, a diferencia de la bomba en línea, tenía solo un pistón encargado de elevar la presión para todos los cilindros. Estas bombas tienen la ventaja de ser más compactas y por ello su desarrollo se centró en aplicaciones para automóviles, usándose las bombas en línea sólo para aplicaciones en vehículos pesados.

La evolución en los motores Diesel exigió a los fabricantes de los sistemas de inyección un control cada vez más preciso en la forma en que el combustible era introducido en el motor, lo cual llevó a que las bombas de inyección, al igual que los carburadores en los motores de gasolina, tuvieran un grado muy alto de complejidad, debido al gran número de elementos auxiliares que las equipaban. A estas alturas del desarrollo, las bombas de inyección ya alcanzaban presiones cercanas a los 900 bar.

A comienzos de los 80 se comenzó a introducir el control electrónico en las bombas de inyección, siendo Peugeot uno de los pioneros. En el año 1984 Bosch lanza al mercado la primera bomba rotativa controlada electrónicamente; sin embargo, la evolución de los sistemas de inyección iba a seguir otro camino.

El primer prototipo de sistema *common rail*, actualmente uno de los más usados, comenzó su desarrollo en los años 60 en Suiza por Robert Huber, aunque no fue hasta los 80 cuando el Dr. Marco Ganser desarrolló por completo la tecnología *common rail*.

El primer sistema comercial de *common rail* fue comercializado en 1995 por Denso en Japón y era una aplicación para motores de camión de la empresa Hino. En la misma época el grupo Fiat había estado trabajando en el desarrollo de un sistema *common rail*, que finalmente vendió a Bosch para completar su desarrollo y su fabricación en serie. De este modo, en el año 1997 aparece en el mercado el Alfa Romeo 156 1.9 JTD, que fue el primer vehículo equipado con un sistema *common rail*; ese mismo año Mercedes presentó su modelo C 220 CDI.

En paralelo al desarrollo del *common rail* aparecieron en el mercado otros sistemas de inyección controlados electrónicamente. Uno de ellos fue el inyector bomba, que en su versión mecánica fue patentado en 1911 por Frederick Lamplough. Los primeros en utilizarlos para aplicaciones industriales fueron Caterpillar en sus motores V8 de 7,3 litros y el grupo VW en automóviles, que lo incorporó en algunos de sus modelos a partir del año 1997. Otro sistema similar es el *unit pump*, que está compuesto de una bomba controlada electrónicamente para cada cilindro y un inyector que puede ser mecánico o tipo *common rail*; este sistema apareció en el mercado en el año 1995 cuando Mercedes y Mack lo utilizaron en sus motores de camión. Ambos sistemas tienen la ventaja respecto al *common rail* de que pueden obtener presiones de inyección más altas, alrededor de 2000 bar, pero su flexibilidad no es tan amplia (véase el capítulo 19 para más información sobre estos sistemas de inyección).

1.4.4 Inyección directa e indirecta en motores Diesel

El motor Diesel nació como un motor de inyección directa, es decir el combustible era directamente inyectado en la cámara de combustión, sin embargo, debido a las bajas velocidades de combustión su uso estaba limitado a grandes motores girando a bajo régimen de giro.

La primera patente que hace referencia a una precámara de combustión es debida a L'Orange, un ingeniero alemán, que en marzo de 1909 patentó (DRP 230517) el concepto de precámara de combustión. En el año 1922 Mercedes-Benz presentó un motor de tractor con un sistema semejante a lo que hoy conocemos como una precámara de combustión. El sistema consistía en inyectar el combustible en una pequeña cámara situada sobre el pistón donde debido a un mayor movimiento del aire la velocidad de combustión aumentaba considerablemente, haciendo posible que el motor girara a un régimen de giro mayor.

Entre los tipos más difundidos de precámara de combustión por turbulencia, reviste especial relieve la proyectada por Harry Ricardo, conocida como cámara Comet, la cual está diseñada para darle al aire un movimiento en dirección tangencial, por tanto, de rotación en torno al eje principal del cilindro, y capaz de persistir como torbellino libre durante toda la carrera de compresión del pistón. Estos desarrollos, junto con los avances en los sistemas de inyección, permitieron aumentar el régimen de giro de los motores Diesel hasta 3000 rpm. Así aparece, en el año 1936, el primer motor Diesel que equipaba un turismo, el Mercedes 260D.

Durante los años 60, con la utilización de la sobrealimentación en los motores Diesel y el desarrollo de los sistemas de inyección de alta presión, la tecnología de las cámaras de combustión quedó dividida dependiendo del tipo de utilización de los motores. Los motores de camión eran en su mayoría de inyección directa con la cámara de combustión labrada en el pistón, con una relación de compresión en torno a 17:1 y un régimen máximo de giro que estaba alrededor de las 2200 rpm. Por otro lado, los motores de turismo estaban equipados con precámaras de combustión, trabajando con relaciones de compresión de 22:1 y un régimen de giro que llegó a alcanzar las 5500 rpm.

La principal desventaja de los sistemas de precámara de combustión radica en las pérdidas de calor debido a su gran relación superficie volumen, que hacen indispensable el uso de bujías de precalentamiento para el arranque en frío; otra desventaja son las pérdidas producidas al pasar los gases por el orificio que conecta la precámara con el cilindro, problema que se acentúa a altos regímenes de giro, incrementando el consumo de combustible.

En la década de los 90, el desarrollo de los sistemas de inyección y la sobrealimentación permitió a los fabricantes introducir en el mercado motores Diesel de turismo de inyección

directa sobrealimentados. Estos motores, aunque giran a un régimen menor que los de precámara, alrededor de 4000 rpm, pueden entregar una potencia mayor gracias a los altos niveles de sobrealimentación que alcanzan. La irrupción en el mercado de estos motores ha dado por finalizado el desarrollo de los motores de precámara, ya que su rendimiento es menor que el de los motores Diesel de inyección directa.

1.4.5 Sistemas de control de emisiones

La evolución de los motores a lo largo de la historia ha tenido tendencias de acuerdo a los requerimientos de la sociedad. Una vez acabada la Segunda Guerra Mundial la industria de los motores se centró en mejorar las prestaciones de los MCIA, quedando el consumo de combustible en un segundo plano. A partir de la gran crisis del petróleo a comienzos de los 70, la industria automotriz centró su interés en la reducción del consumo de combustible, haciendo motores más pequeños y eficientes.

Con la masificación del uso del automóvil apareció el problema de la contaminación atmosférica, que ha controlado en gran medida el desarrollo de los MCIA en los últimos años.

En los años 60 y 70, principalmente en California, y posteriormente en el resto de Estados Unidos y Europa, comenzaron a implantarse las primeras reglamentaciones relacionadas con las emisiones contaminantes de los motores, al principio con medidas simples como el control de los gases del cárter del motor, el control de la evaporación del combustible, o el control de monóxido de carbono (CO) emitido en ralentí.

Pero con el tiempo las normas comenzaron a centrarse en la emisión de CO e hidrocarburos (HC) emitidos en condiciones de marcha del motor, apareciendo los primeros ciclos de conducción reglamentados para la medida de emisiones contaminantes. En la década de los 70 en Estados Unidos ya había normativas que regulaban la emisión de CO, HC y NO_x para motores de gasolina y la emisión de humos para motores Diesel.

En principio los fabricantes lograron resolver estos problemas por medio de los elementos disponibles, optimizando la combustión, e integrando nuevos elementos como fueron los catalizadores de oxidación, que permitían completar la oxidación de CO y HC antes de su emisión por el tubo de escape. En motores Diesel se integró en la bomba de inyección un sistema de control de dosado durante las aceleraciones para limitar la emisión de humos (*boost control*).

No fue hasta los 80 cuando las restricciones en los motores de gasolina forzaron a la utilización del catalizador de 3 vías, que reduce simultáneamente la emisión de CO, HC y NO_x. Este dispositivo que, desde el punto de vista de emisiones contaminantes, ha sido la solución para los motores de gasolina hasta la actualidad, provocó dos revoluciones relacionadas con los motores. La primera fue la supresión del plomo de las gasolinas, ya que este producía un envenenamiento del catalizador, con la consiguiente revolución en la industria de los combustibles. La segunda fue la eliminación del uso del carburador en motores de automóviles, debido a que para que el catalizador tenga la máxima eficiencia, el motor debe trabajar en todo momento con dosado estequiométrico. El carburador, que cumplía con creces los requerimientos de mezcla de los motores de gasolina, no podía controlar de manera eficiente el dosado, siendo los sistemas de inyección controlados electrónicamente, que incorporaban la sonda lambda para el control del dosado, los que sentenciaron el abandono del uso del carburador.

En los motores Diesel la adecuación a las normativas ha sido diferente que en los motores de gasolina. Si bien también los sistemas de inyección controlados electrónicamente han sido vitales en el cumplimiento de las normativas, el postratamiento de los gases de escape no ha

sido necesario hasta la llegada del nuevo siglo. Los principales factores que han permitido cumplir con la normativa han sido la flexibilidad de los sistemas de inyección, la recirculación de gases de escape y la utilización de la inyección directa en motores de automóviles.

El post tratamiento ha llegado a los motores Diesel en forma de filtros de partículas, principalmente para motores de turismos, y en catalizadores de oxidación que pueden trabajar con dosados pobres, SCR (*Selective Catalytic Reduction*). Esta solución es la más empleada por los vehículos de transporte pesado, aunque estos elementos son demasiado recientes como para aventurar cuál será su desarrollo en el futuro.

Los nuevos motores de inyección directa de gasolina que trabajan en condiciones de mezclas pobres no pueden utilizar los típicos catalizadores de tres vías y su problemática es más cercana a lo que ocurre en los motores Diesel, por lo que las soluciones van encaminadas en ese sentido.

En el capítulo 21 el lector podrá encontrar una descripción detallada, así como el funcionamiento y prestaciones, de todos los elementos que aquí se han nombrado.

1.5 Resumen

En este capítulo se ha hecho una revisión histórica de los antecedentes de los MCIA, comenzando con la máquina de vapor y el nacimiento de la termodinámica y siguiendo con las primeras patentes de los que hoy conocemos como MCIA. Se ha continuado con una revisión del motor sin compresión previa y el primer ciclo de cuatro tiempos de Beau de Rochas, para luego hacer referencia a los dos tipos de motores que han marcado la historia de los MCIA, el propuesto por Otto, considerado el primer motor de 4 tiempos y el propuesto por Diesel.

En la segunda parte de este capítulo se intenta hacer una revisión de la evolución que han tenido los motores en los más de 100 años desde su creación hasta nuestros días. Para ello se ha hecho un listado cronológico de los hitos más relevantes que ha tenido la evolución de los MCIA. Algunos aspectos de esta evolución han sido abordados con más detalle dada la influencia que estos han tenido en el desarrollo de los motores.

Otros aspectos relacionados con la evolución en MCIA, no tratados en este capítulo, se abordan de forma específica en los capítulos correspondientes, como son la evolución de los lubricantes y combustibles (capítulo 6 y 14 respectivamente) y del control aplicado a motores (capítulo 23).

Referencias y Bibliografía

Bibliografía

- Amengual, R., *Bielas y Alabes*. Oficina Española de Patentes y Marcas, 2008.
- Carnot, S., *Réflexions sur la puissance motrice du feu et sur les machines propres à développer cette puissance*. Bachelier, 1824.
- Cummins, L., *Internal fire*. SAE International, 1989.
- Cummins, L., *Diesel's Engine*. Carnot Press, 1993.
- Newcomb, T., Spurr, R., *A Technical history of the motorcar*. Adam Hilger, 1980.
- SAE, *The automobile. A century of progress*. SAE International, 1997.
- Suzuki, T., *The romance of engines*. SAE International, 1997.

Capítulo 2

Clasificación de los MCIA

J. Benajes

E. Navarro

2.1	Introducción.....	24
2.2	Potencial y debilidades de los MCIA.....	25
2.3	Criterios de clasificación y características diferenciadoras.....	26
2.3.1	Proceso de combustión.....	27
2.3.2	Ciclo de trabajo	28
2.3.3	Presión de admisión	32
2.3.4	Tipo de refrigeración.....	33
2.3.5	Número y disposición de los cilindros.....	35
2.4	Diferencias fundamentales entre MEC y MEP	35
2.4.1	Formación de la mezcla	36
2.4.2	Regulación de la carga y dosado.....	37
2.4.3	Tipos de cámaras de combustión	38
2.4.4	Tipo de combustible.....	40
2.4.5	Potencia y rendimiento.....	41
2.5	Principales campos de aplicación.....	41
2.6	Resumen	42
	Referencias y bibliografía.....	42

2.1 Introducción

En general, un motor se puede considerar como un dispositivo que permite transformar cualquier tipo de energía en energía mecánica. Dentro de ese amplio campo, se encuentra el motor térmico, que se puede definir como el dispositivo que permite obtener energía mecánica a partir de la energía térmica contenida en un fluido compresible. Cabe la posibilidad de poder disponer directamente de esa energía, como es el caso de la radiación solar o la energía geotérmica, u obtenerla a partir de otros tipos de energía como puede ser la energía química almacenada en la materia. En este último caso se necesitará transformar esa energía química en energía térmica mediante un proceso adicional, como puede ser un proceso de combustión. Se necesitará además disponer de un fluido de trabajo que sea capaz de variar su energía a partir de la energía térmica y de los elementos mecánicos adecuados para que el fluido pueda transformar su energía en energía mecánica.

Dependiendo de donde se produzca el proceso de combustión los motores se pueden clasificar (Figura 2.1) en:

- Motores de combustión externa: si el proceso de combustión tiene lugar de forma externa al fluido de trabajo, como por ejemplo los motores Stirling.
- Motores de combustión interna: si el proceso de combustión tiene lugar en el propio fluido de trabajo, siendo este generalmente una mezcla de aire y combustible.

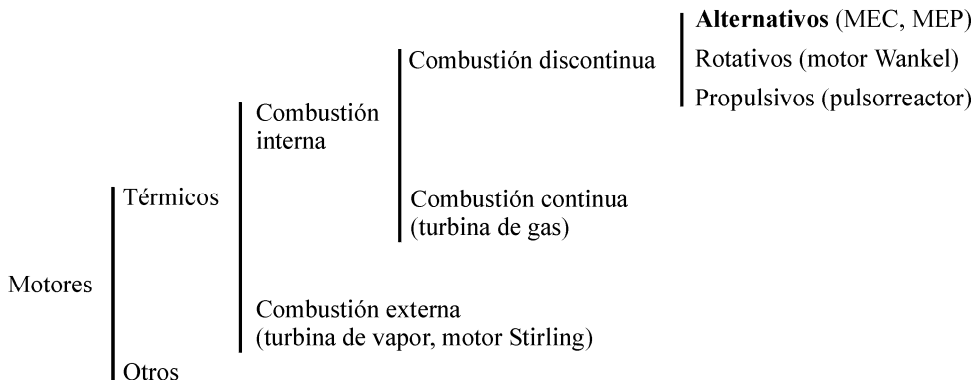


Figura 2.1 Clasificación de los motores.

Dentro de los motores de combustión interna, la combustión puede producirse de forma continua o de forma discontinua, lo que permite dividir a los motores de combustión interna en:

- Motores de combustión continua, que son aquellos en los que el proceso de combustión ocurre de forma continua en el tiempo y por consiguiente el fluido de trabajo debe también pasar a través del motor de forma continua.
- Motores de combustión discontinua, que son aquellos en los que el proceso de combustión ocurre de forma intermitente. En estos motores el fluido desarrolla un trabajo bien sobre una superficie móvil o bien aumentando la energía cinética de una corriente. En este último caso se trataría de un motor propulsivo, como por ejemplo un pulsorreactor.

En el caso de que el fluido desarrolle un trabajo sobre una superficie móvil, esta puede desplazarse mediante un movimiento giratorio o un movimiento rectilíneo. En el primer caso se tendría un motor rotativo, como por ejemplo un motor Wankel, y en el segundo caso se dispondría de un motor alternativo.

El objetivo de esta obra es el motor de combustión interna alternativo (MCIA), por lo que del resto de motores no se hará más que alguna referencia.

2.2 Potencial y debilidades de los MCIA

Los motores de combustión interna alternativos han dominado sin seria competencia en un amplio campo de aplicaciones debido a las grandes ventajas que presentan frente a otros tipos de motores, entre las que se pueden destacar las siguientes:

Rendimiento

El rendimiento global del motor, o rendimiento efectivo, puede tomar valores muy dispares, dependiendo del tipo de motor y sobre todo de sus condiciones de operación. En algunos motores, el valor máximo de este rendimiento puede alcanzar el 55%, referido a la energía disponible en el combustible. Aunque esta cifra pueda parecer pequeña, comparada con otros motores (eléctricos, por ejemplo), no lo es tanto en términos relativos, considerando las limitaciones termodinámicas y si se compara con otros motores térmicos, como la turbina de gas.

Por otro lado, el valor del rendimiento del MCIA es menos sensible a variaciones en el régimen y la carga que el de otras plantas motrices. En las turbinas de gas o de vapor, su régimen de giro afecta al movimiento del fluido sobre los elementos que constituyen el motor (álabes de compresor y turbina) por lo que su rendimiento se modifica apreciablemente.

Potencia

A diferencia de otros motores térmicos, que solamente están bien adaptados a grandes potencias, los MCIA se pueden construir para suministrar un amplio rango de potencia, que va desde valores de decenas de Watios hasta varias decenas de Megawatios, lo que permite que su campo de aplicación sea muy amplio.

Combustibles

Aunque los combustibles idóneos para MCIA deben ser de relativa alta calidad, este motor puede funcionar empleando combustibles de muy diferente naturaleza, tanto en fase líquida como en fase gaseosa, o incluso en fase sólida si el combustible está finamente pulverizado. Esto permite que el motor se adapte a la disponibilidad de un tipo u otro de combustible y le confiere un gran potencial para usar combustibles alternativos. Una gran ventaja de los combustibles líquidos aptos para MCIA es su gran poder calorífico referido a su volumen, lo que le confiere al MCIA una gran autonomía cuando se emplea en vehículos.

Características constructivas

Para adaptarse a cada aplicación concreta, el conjunto cilindro-émbolo, como unidad constitutiva del MCIA, se puede construir en tamaños muy dispares, con dimensiones características (diámetro y carrera) en rangos que van desde el centímetro (pequeños motores para modelismo) hasta el metro (grandes motores en buques o plantas de generación de electricidad).

Además, en los motores policilíndricos, los cilindros y émbolos se pueden combinar en soluciones constructivas muy diversas, como se explica en el apartado 2.3.5.

En la construcción de MCIA se pueden emplear materiales de bajo coste (acero poco aleado y aleaciones de aluminio), fundamentalmente debido a que las temperaturas medias de trabajo son relativamente bajas comparadas con las que se obtienen en otros tipos de motores, como consecuencia de la combustión discontinua y la sucesión de procesos que tienen lugar en el motor (combustión seguida de expansión y de renovación de la carga).

Sin embargo la utilización de los MCIA también presenta algunas debilidades e inconvenientes, como pueden ser:

- La emisión de gases contaminantes, incluyendo aquí el dióxido de carbono, comparado especialmente con otros propulsores en algunas aplicaciones específicas, como el motor eléctrico en pequeños vehículos. Esta debilidad puede desaparecer si se compara no solamente el resultado de la utilización del motor, sino la cadena completa de impactos producidos por todos los procesos necesarios desde el acopio de energía primaria hasta el uso final del motor.
- La limitación en la potencia máxima, que es crucial en aplicaciones de centrales eléctricas, donde el MCIA no puede competir con las turbinas, tanto hidráulicas como térmicas.
- La potencia específica máxima (potencia por peso del motor) que es decisiva en aplicaciones de transporte a alta velocidad (aeronaves o buques rápidos), en las que el MCIA ha sido desplazado por la turbina de gas.
- La dependencia del petróleo para obtener el combustible que se emplea mayoritariamente en transporte. Este factor ha potenciado la investigación para disminuir el consumo de combustible y para emplear combustibles alternativos no derivados del petróleo.

En cualquier caso, el balance global entre ventajas e inconvenientes se ha mantenido muy favorable para el MCIA durante los últimos cien años, no encontrándose ninguna planta propulsora que pudiera sustituirle de modo extensivo, excepto en el campo de la aviación. El futuro del MCIA pudiera parecer incierto, en vista del endurecimiento de las normativas anti-contaminación, la disminución de las reservas de petróleo, y de las diferentes alternativas que se postulan para sustituirlo total o parcialmente en un plazo más o menos lejano. No obstante, las ventajas comentadas han tenido como resultado que hasta hoy día hayan fallado los frecuentes pronósticos lanzados en el pasado que auguraban la sustitución y desaparición del MCIA.

2.3 Criterios de clasificación y características diferenciadoras

Los motores alternativos se pueden clasificar de múltiples formas, atendiendo a criterios tan diferentes como pueden ser: el proceso de combustión, el ciclo de trabajo, la forma en la que se introduce el aire en el cilindro, el tipo de combustible utilizado, el sistema para introducir el combustible, el sistema de control utilizado, el tipo de refrigeración, el número y disposición de los cilindros, etc.

Ninguna de esas características excluye a las demás, por lo que en una clasificación global existirían tantas categorías distintas de MCIA como combinaciones de esas características se pudieran pensar. Obviando tipos de motor con aplicaciones marginales, los criterios más importantes para clasificar los MCIA, y los tipos más característicos dentro de cada clasificación se exponen a continuación.

2.3.1 Proceso de combustión

Atendiendo al proceso de combustión los MCIA se clasifican en motores de encendido provocado (MEP) y motores de encendido por compresión (MEC).

Motores de encendido provocado, MEP

La característica fundamental de este motor es que el inicio de la combustión se produce mediante un aporte de energía externo al ciclo termodinámico, que en motores modernos se consigue al hacer saltar una chispa entre los dos electrodos de una bujía. El instante en el que se debe hacer saltar la chispa deberá ser el adecuado para conseguir que el proceso de combustión sea lo más eficiente posible.

En estos motores, la mezcla de aire y combustible puede realizarse fuera del cilindro durante el proceso de admisión (motores de mezcla homogénea) o puede introducirse únicamente aire durante el proceso de admisión y el combustible se introduce posteriormente durante la compresión directamente al cilindro formándose una mezcla heterogénea (motores de inyección directa y mezcla estratificada).

Como consecuencia característica de lo anterior, el proceso de combustión se produce por el avance de un frente de llama que recorre la cámara de combustión, partiendo desde la bujía y separando en todo momento dos zonas claramente definidas, una con gases frescos y otra con gases quemados.

Otros nombres que reciben estos motores son: motor de explosión, motor de encendido por chispa y motor Otto.

Motores de encendido por compresión, MEC

En estos motores la combustión se inicia mediante un proceso de autoencendido de la mezcla de combustible al conseguirse temperaturas suficientemente altas en la cámara de combustión debido al proceso de compresión. Para controlar de modo aproximado el instante de encendido, durante el proceso de admisión se introduce solamente aire y el combustible se inyecta hacia el final de la carrera de compresión, cuando el aire alcanza niveles de temperatura altos para producir el autoencendido.

A diferencia de los MEP, en estos motores la mezcla aire combustible es espacialmente heterogénea, y la combustión se produce en aquellas zonas en las que las condiciones de la mezcla aire-combustible son las adecuadas, con preferencia donde el dosado local es cercano al estequiométrico. No existe pues una zona claramente definida donde se produce la combustión, sino que aparecen muchos frentes de llama cuya evolución depende del chorro de combustible inyectado y del movimiento del aire en la cámara de combustión.

Por lo tanto, el proceso de combustión depende espacial y temporalmente del proceso de inyección, y está controlado por el desarrollo de los procesos físicos que tienen lugar en el seno del chorro de combustible como la penetración, la atomización, la evaporación y la mezcla con el aire.

El nombre más extendido para el MEC es el de motor Diesel, en honor al ingeniero alemán que lo inventó.

A principios de este siglo se han estudiado y desarrollado prototipos de motores en los que el encendido se hace por compresión, como en los MEC, pero en los que el aire y el combustible se encuentran en mezcla homogénea antes del inicio de la combustión (como en los MEP). Estos motores pueden emplear combustibles típicos de los MEC o de los MEP, y reciben nombres como motores HCCI (*Homogeneous Charge Compression Ignition*) o CAI (*Contro-*

lled Auto-Ignition) cuando derivan de un MEC o de un MEP respectivamente. Este tipo de combustión se comenta con más detalle en el capítulo 20.

2.3.2 Ciclo de trabajo

Según el ciclo de trabajo los motores alternativos se pueden clasificar en motores de cuatro tiempos (4T) y motores de dos tiempos (2T). Las diferencias entre estos dos tipos de motores tienen que ver básicamente con el proceso de renovación de la carga, es decir, escape y admisión.

Motores de cuatro tiempos

En estos motores el ciclo de trabajo se completa en dos vueltas de cigüeñal o, lo que es lo mismo, en cuatro carreras del émbolo. De esto último proviene la denominación de motores de 4 tiempos.

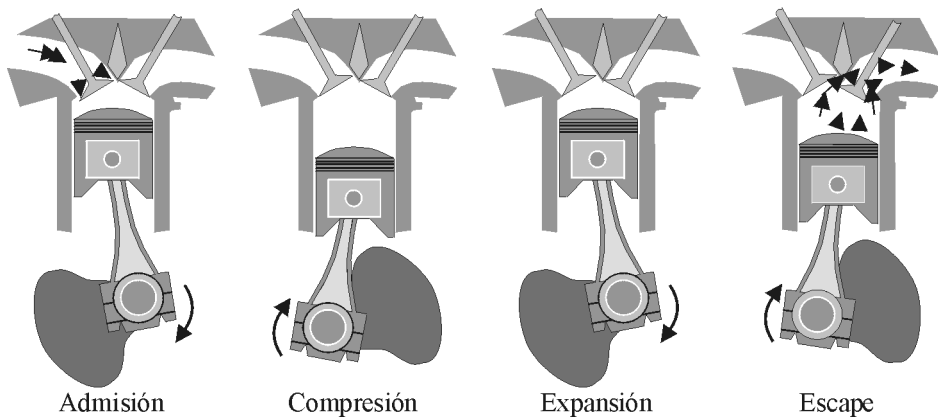


Figura 2.2 Fases de un motor de 4T.

Los procesos que tienen lugar, salvo modificaciones que se detallan posteriormente, son (Figura 2.2):

- Fase de admisión (1ª carrera): con las válvulas de admisión abiertas y las de escape cerradas, el émbolo se desplaza desde el punto muerto superior (PMS) hacia el punto muerto inferior (PMI). Debido a esto se crea en el interior del cilindro una pequeña depresión, suficiente como para inducir la entrada de gases a través del conducto de admisión. Estos gases serán aire o una mezcla de aire y combustible, dependiendo del tipo de motor. Cuando el émbolo llega al PMI las válvulas de admisión se cierran y comienza la siguiente fase.
- Fase de compresión (2ª carrera): con las válvulas de admisión y escape cerradas el émbolo se desplaza desde el PMI hacia el PMS comprimiendo el fluido contenido en el cilindro. En las cercanías del PMS se produce el salto de chispa en el caso de un motor de encendido provocado o se inyecta el combustible en el caso de un motor de encendido por compresión, produciéndose la combustión.
- Fase de expansión (3ª carrera): la combustión, entre otros efectos, produce un aumento de presión de los gases contenidos en el cilindro, empujando al émbolo, que se desplaza desde el PMS hacia el PMI. Este desplazamiento es el único del que se obtiene trabajo.

- Fase de escape (4ª carrera): en el PMI se abre la válvula de escape y el émbolo comienza a desplazarse hacia el PMS expulsando los gases quemados hacia el exterior del cilindro. Cuando el émbolo llega al PMS se cierra la válvula de escape y se inicia un nuevo ciclo.

En realidad, debido a la compresibilidad del aire y a que la combustión no puede producirse a volumen constante, es necesario realizar modificaciones respecto a lo descrito anteriormente en los momentos de apertura y cierre de las válvulas y en el instante de inicio de combustión, de modo que no coinciden con los PMS y PMI, sino que se producen con adelantos y retrasos respecto a estos puntos.

Así se definen, siguiendo la misma secuencia anterior:

- Avance en la apertura de admisión (AAA), como el ángulo girado por el cigüeñal desde el inicio de la apertura de la válvula de admisión hasta el PMS.
- Retraso en el cierre de admisión (RCA) como el ángulo girado por el cigüeñal desde el PMI hasta que se cierra la válvula de admisión.
- Avance al encendido (AE) o avance a la inyección (AI), como el ángulo girado por el cigüeñal desde el salto de chispa en la bujía o desde el inicio de la inyección de combustible hasta que el émbolo se encuentra en el PMS.
- Avance en la apertura de escape (AAE), como el ángulo girado por el cigüeñal desde el inicio de la apertura de la válvula de escape hasta el PMI.
- Retraso en el cierre de escape (RCE), como el ángulo girado por el cigüeñal desde el PMS hasta que se cierra la válvula de escape.

El ángulo durante el que permanecen abiertas las válvulas de admisión y escape se denomina ángulo de cruce de válvulas, y es la suma de los valores del AAA más el RCE. Estos ángulos se suelen representar en un gráfico como el de la Figura 2.3.

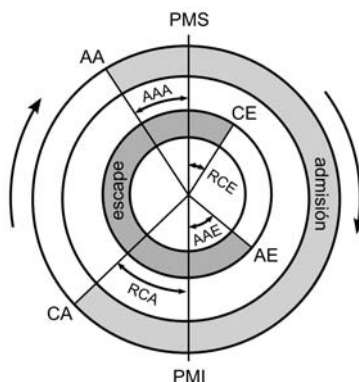


Figura 2.3 Diagrama de la distribución de un motor de cuatro tiempos.

La conveniencia de los ángulos de avance y de retraso se justifica con detalle en capítulos posteriores, y es debido por un lado a efectos como la no estacionariedad y la compresibilidad del flujo, y a razones mecánicas, ya que no es posible abrir y cerrar las válvulas instantáneamente, por lo que para conseguir una cierta abertura en los puntos muertos, es preciso abrir antes y cerrar más tarde.

El valor óptimo de estos ángulos depende claramente tanto de las condiciones de operación del motor, sobre todo del régimen de giro, como de las características constructivas del motor como el número de cilindros, la disposición y dimensiones de los colectores de admisión

En la Figura 2.4 se muestra el diagrama presión-volumen de un motor de 4T.

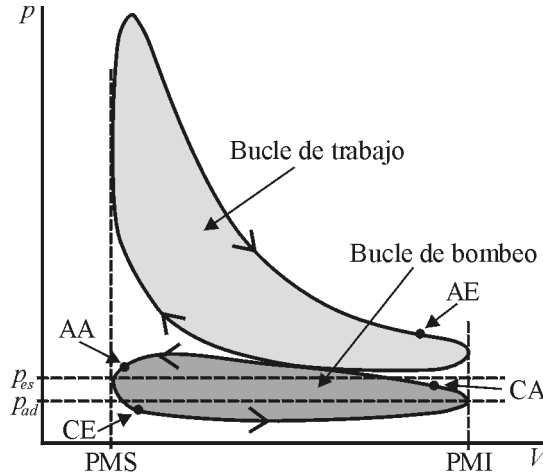


Figura 2.4 Diagrama presión-volumen de un motor de 4T.

Motores de 2 tiempos

Este tipo de motores se caracteriza porque el ciclo se completa en dos carreras del émbolo o, lo que es lo mismo, en una revolución, es decir, en 360 grados de giro de cigüeñal. Los procesos que tienen lugar son los mismos que en un motor de cuatro tiempos, aunque con menor duración angular. La diferencia fundamental reside en el proceso de renovación de la carga, ya que en estos motores la mayor parte de los procesos de escape y de admisión ocurre simultáneamente, en lo que se denomina proceso de barrido. Como ese término indica, el pistón no expulsa los gases quemados y aspira los gases frescos, sino que son los gases frescos, que se encuentran a mayor presión que los gases en el cilindro, los que barren a los gases quemados hacia el escape. El ciclo seguido por los gases del cilindro se muestra en la Figura 2.5.

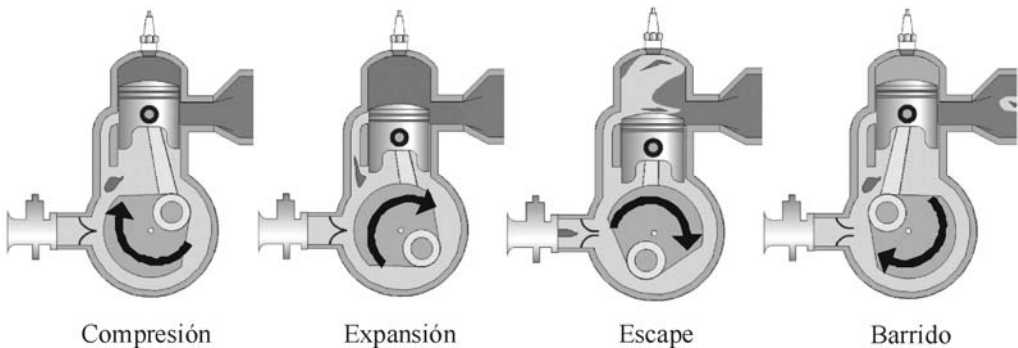


Figura 2.5 Fases de un motor de dos tiempos de barrido por cárter.

Los procesos de compresión y de combustión son análogos a los de un motor de cuatro tiempos, y podrán ser de MEC o de MEP. Las diferencias comienzan en la segunda mitad de la carrera de expansión, cuando mucho más temprano que en un motor de cuatro tiempos, se inicia el proceso de escape. Esto puede ocurrir de dos modos, dependiendo del tipo de motor:

por apertura de una o varias válvulas de escape, como en un motor de cuatro tiempos, o por una o varias aberturas practicadas en el propio cilindro, llamadas lumbreras, y que quedan descubiertas por el propio movimiento del émbolo. En cualquier caso, los gases de escape abandonan el cilindro espontáneamente, por la presión elevada en su interior. A continuación, y todavía antes de que el émbolo alcance el PMI, se inicia la apertura de la admisión, por uno de los dos métodos ya comentados. En este instante, la presión en el cilindro debe haber caído suficientemente, de modo que los gases frescos en el conducto de admisión puedan entrar en el cilindro y efectuar el barrido de los gases quemados. El proceso de barrido continúa con el émbolo llegando al PMI e iniciando su carrera hacia el PMS, permaneciendo todavía tanto la admisión como el escape abiertos. Bien avanzada la carrera, se cierran las válvulas o las lumbreras de admisión y de escape. En el caso de válvulas accionadas por un mecanismo de distribución, se puede elegir el punto de cierre, pero en el caso de lumbreras descubiertas por el movimiento del émbolo, el cierre se hace necesariamente de modo simétrico a su apertura con respecto al PMI. Una vez terminado el proceso de barrido, se inicia el proceso de compresión efectivo, quedando para ello bastante menos de una carrera completa.

De esta descripción del proceso de renovación de la carga, se induce que el émbolo no realiza ningún trabajo para expulsar los gases quemados, pero también que es preciso que la presión en el conducto de admisión sea mayor que la presión en el escape.

Para introducir los gases frescos en el cilindro es necesario utilizar un compresor o el cárter del propio motor que hace las veces de compresor. En el primer caso la lumbrera por la que entran los gases frescos al cilindro se denomina lumbrera de admisión. En el segundo caso, de los llamados motores de barrido por cárter, coexisten dos tipos de lumbreras, la de admisión situada en el cárter del motor y la de transferencia que comunica el cárter con el cilindro (Figura 2.5). En este último caso, mientras el émbolo se desplaza desde el PMI al PMS se abre la lumbrera de admisión y entran gases frescos al cárter. Una vez el émbolo en el PMS se cierra la lumbrera de admisión y comienzan a comprimirse los gases introducidos en el cárter hasta que el émbolo abre la lumbrera de transferencia y comienzan a pasar gases desde el cárter al cilindro.

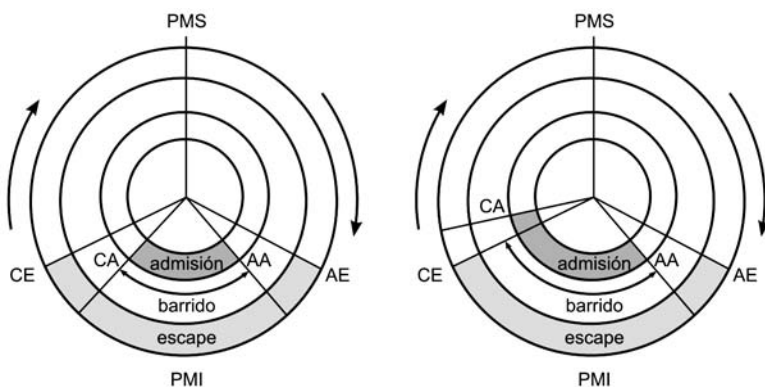


Figura 2.6 Diagramas de distribución en un motor de 2T.

Atendiendo al orden en el que se cierran las lumbreras los motores de dos tiempos se pueden clasificar en: motores de barrido simétrico y motores de barrido asimétrico. Los motores de barrido simétrico son típicamente aquellos en los que la apertura y cierre de las lumbreras

están controladas por la posición del pistón (Figura 2.6). Un barrido asimétrico como el que ilustra la Figura 2.6 suele ser más eficaz, y se consigue bien por la utilización de válvulas accionadas con un mecanismo de distribución, semejante a los motores de cuatro tiempos, o en el caso de los motores con barrido por cárter, independizando la apertura de las lumbreras de admisión de la posición del pistón, mediante válvulas rotativas o de láminas.

El diagrama presión-volumen de un motor de dos tiempos contiene solamente el bucle de alta presión, o de trabajo, como ilustra la Figura 2.7.

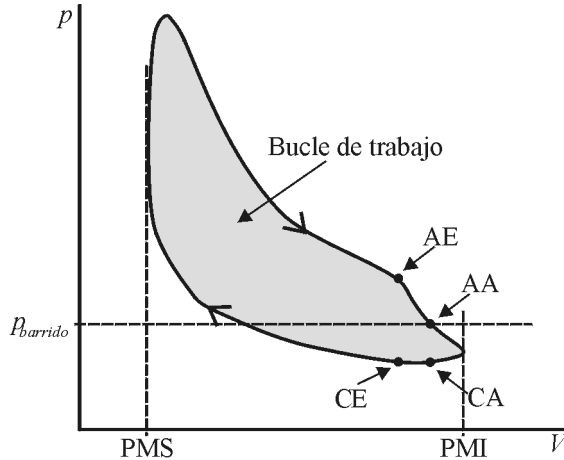


Figura 2.7 Diagrama presión-volumen de un motor de 2T.

2.3.3 Presión de admisión

Según la presión existente en el colector de admisión, es decir con la que se introducen los gases frescos al cilindro, los motores se pueden clasificar en: motores de aspiración natural y motores sobrealimentados.

Motores de aspiración natural

En estos motores los gases frescos entran en el cilindro inducidos por la succión creada por el propio movimiento del émbolo cuando se desplaza desde el PMS hacia el PMI. El valor medio de la presión en los conductos de admisión de estos motores (presión de admisión) será siempre menor que la presión atmosférica, debido a la caída de presión por fricción en el flujo de aire.

Motores sobrealimentados

En los motores sobrealimentados se utiliza un compresor para aumentar la presión de admisión por encima de la atmosférica, forzando la entrada de gases frescos al cilindro. El objetivo primero es el de aumentar la densidad del aire en el colector de admisión, de modo que se puede quemar mayor cantidad de combustible o quemar la misma cantidad en mejores condiciones. Como resultado final se puede aumentar la potencia del motor o su rendimiento, o reducir las emisiones en MEC, y en los motores de aviación, lograr que la potencia no varíe cuando se modifican las condiciones atmosféricas, por ejemplo al aumentar la altura de vuelo.

El compresor de sobrealimentación puede ser arrastrado mecánicamente a partir del cigüeñal o mediante el trabajo mecánico que suministra una turbina acoplada que aprovecha la energía térmica de los gases de escape (Figura 2.8).

Como consecuencia del proceso de compresión, la temperatura del aire de admisión aumenta, y con la finalidad de incrementar la masa de aire admitida, es usual añadir entre el compresor y el motor un intercambiador de calor con el fin de enfriar el aire, y aumentar así su densidad.

El valor de la presión a la salida del compresor, lo que se conoce como grado de sobrealimentación, está limitada en todos los motores por el esfuerzo mecánico que las piezas pueden soportar como consecuencia de las mayores presiones durante el ciclo dentro del cilindro. Además, en el caso de los MEP, una presión excesiva puede hacer aparecer el fenómeno del autoencendido o combustión detonante, descrita en el capítulo 18, teniendo como consecuencia que el grado de sobrealimentación en estos motores sea menor que en los MEC.

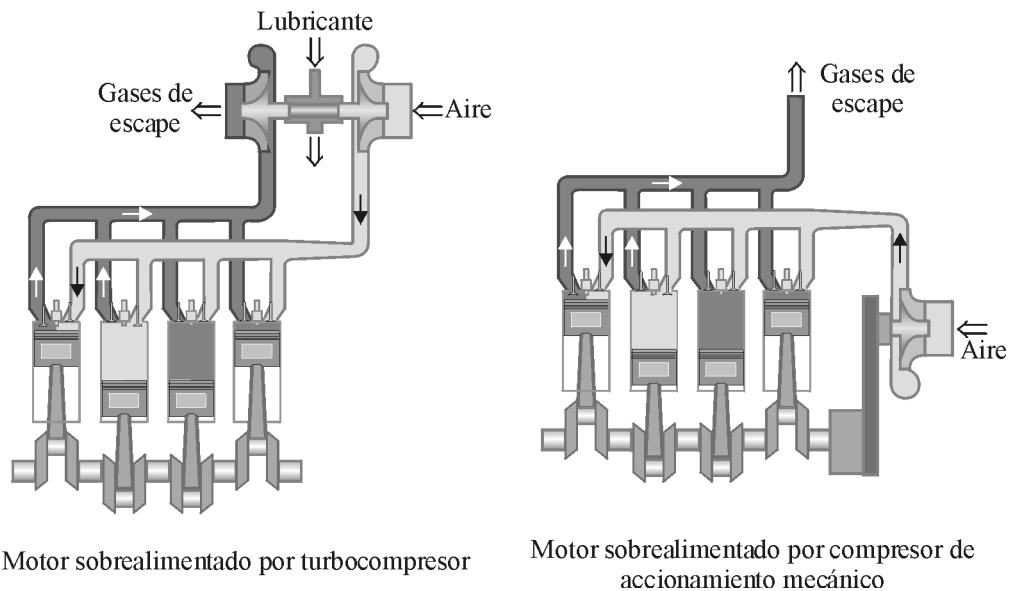


Figura 2.8 Esquemas de motores sobrealimentados.

2.3.4 Tipo de refrigeración

Los motores alternativos necesitan un sistema de refrigeración de los cilindros para limitar los esfuerzos térmicos, deformaciones y temperaturas dentro de los márgenes de diseño. El calor evacuado se transfiere siempre al ambiente, que suele ser el aire en motores terrestres y de aviación, y el agua en motores marinos.

Atendiendo al estado físico del fluido que se pone en contacto con el motor para transferir el calor hasta el ambiente, aire o agua, los motores se pueden clasificar en: motores refrigerados por aire, motores refrigerados por líquido y motores con refrigeración mixta.

Motores refrigerados por aire

En los motores refrigerados por aire es el propio aire ambiente el fluido que extrae el calor desde las paredes del motor, siendo necesario ampliar la superficie efectiva de transferencia mediante la utilización de aletas. El aire puede hacerse circular por el conjunto de aletas aprovechando la velocidad del vehículo en el que va montado el motor, si es este el caso, o mediante la utilización de ventiladores que fuerzan al aire a circular entre las aletas (Figura 2.9).

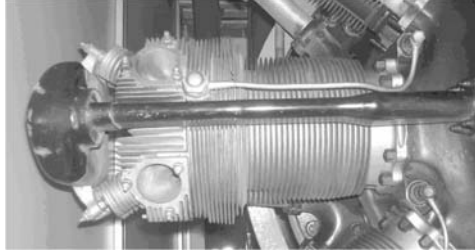


Figura 2.9 Cilindro de un motor refrigerado por aire.

Motores refrigerados por líquido

En el caso de motores refrigerados por líquido, este se hace circular mediante una bomba por canales internos en el motor y se utiliza un intercambiador de calor (Figura 2.10) para volver a enfriar el líquido, bien con el aire ambiente o con agua. El líquido utilizado suele ser una mezcla de agua, anticongelante y anticorrosivos, aunque pueden utilizarse otros líquidos como son algunos glicoles o el propio aceite de lubricación del motor.

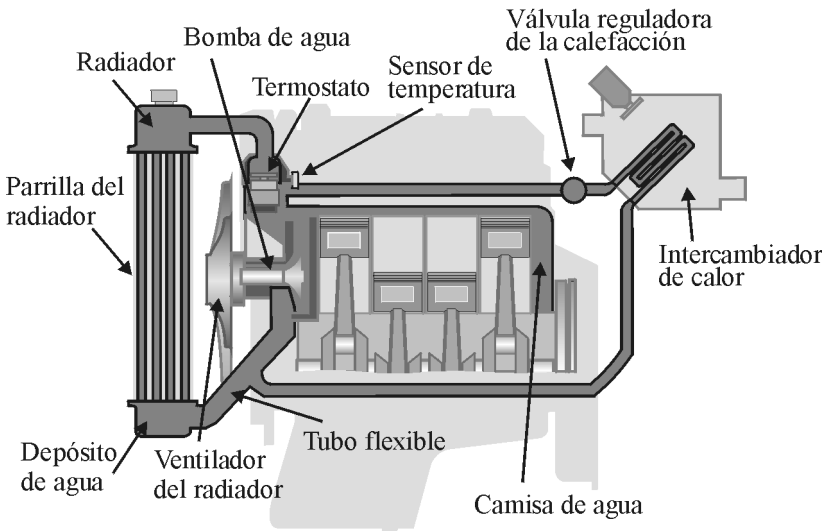


Figura 2.10 Esquema del sistema utilizado en un motor refrigerado por líquido.

En algunos casos, por ejemplo en motores de aviación, se utilizan sistemas mixtos en los que parte del motor se refrigera mediante aire y el resto mediante líquido.

2.3.5 Número y disposición de los cilindros

En un motor alternativo, una vez fijado el tamaño de cada cilindro (cilindrada unitaria), el número de cilindros viene determinado entre otros factores por la potencia a obtener. En general, cuanto mayor sea el número de cilindros de un motor, mejor será su equilibrado y su regularidad de marcha. Su número puede variar desde uno (motor monocilíndrico) a varias decenas, como es el caso de motores aeronáuticos (Lycoming R-7755 de 36 cilindros) o marinos (Zvezda M-507A de 112 cilindros).

Estos cilindros se pueden agrupar de diferentes formas y orientaciones, siendo en este caso el espacio ocupado por el motor el factor fundamental en su elección. Aún así, es preciso tener en cuenta otros factores, como la facilidad de refrigeración del motor o la accesibilidad para su mantenimiento. Algunas de las configuraciones más utilizadas son: motores en línea, motores en V, cilindros opuestos (boxer), motores en estrella o radiales y motores en varias estrellas (Figura 2.11), sin olvidar otras configuraciones menos convencionales, como son: motores en W, motores en doble línea, motores en H, motores de doble cigüeñal y cilindros opuestos, etc.

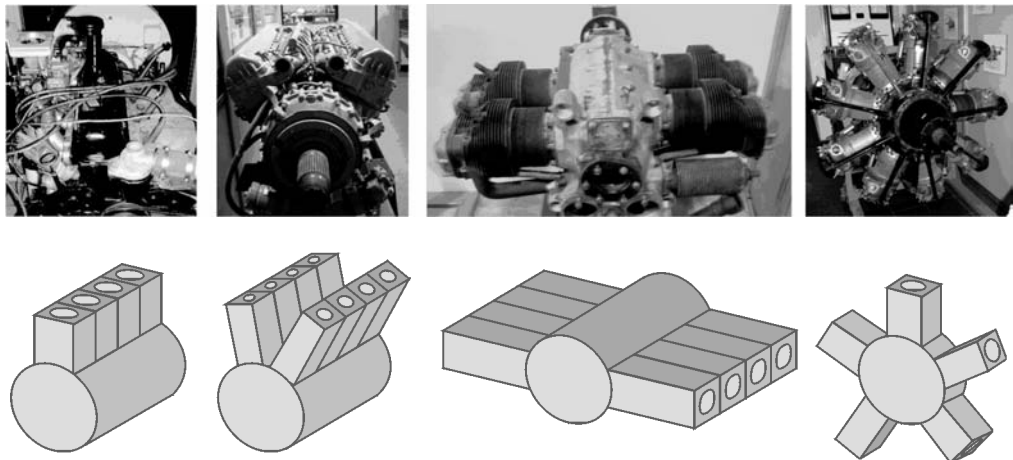


Figura 2.11 *Diversas configuraciones de los cilindros.*

En los motores en línea los ejes de los cilindros están situados en el mismo plano y son paralelos entre sí. En los motores en V los ejes de los cilindros están contenidos en dos planos, siendo sus ejes paralelos en cada uno de los planos y cortándose estos en una línea que coincide con el eje del cigüeñal. En este tipo de motores es necesario especificar el ángulo formado por los planos. Los motores con cilindros opuestos se corresponden a una configuración determinada de los motores en V, en los que el ángulo es de 180° . El capítulo 27 trata con más detalle estos aspectos constructivos.

2.4 Diferencias fundamentales entre MEC y MEP

Quizás la clasificación más importante de todas las anteriores es la que separa los motores en MEP y MEC ya que para conseguir procesos de combustión tan diferentes es preciso utilizar diseños constructivos específicos y condiciones de operación particulares de cada tipo.

La característica fundamental que diferencia a los MEP de los MEC es, de acuerdo con su nombre, el proceso de encendido de la mezcla aire combustible, y la subsecuente evolución de

la combustión. El resto de diferencias entre estos motores, a menudo muy importantes, son realmente consecuencia de esa característica fundamental.

El autoencendido de la mezcla en los MEC obliga a conseguir una temperatura elevada en la cámara de combustión, y a evitar que el combustible esté mucho tiempo en contacto con el aire, para evitar el encendido espontáneo sin control, por lo que el proceso de mezcla debe realizarse hacia el final de la carrera de compresión inyectando el combustible en la propia cámara de combustión. Este hecho impone duras exigencias al sistema de inyección, que debe contribuir a formar la mezcla en un período corto del ciclo. Por otro lado, el proceso de formación de la mezcla permite controlar la carga del motor simplemente variando la cantidad de combustible inyectado, sin modificar la cantidad de aire admitido. Asimismo, el combustible debe cumplir con unos requisitos específicos impuestos por el sistema de inyección y por la necesidad de autoencenderse con facilidad.

En el caso de los MEP, el encendido se provoca por aporte de energía del exterior en un punto de la cámara de combustión, desde donde se inicia la propagación de un frente de llama. Para ello es necesario conseguir una mezcla homogénea en todo el volumen de la cámara de combustión, y que se encuentre dentro de los límites de inflamabilidad. Ello obliga a realizar el proceso de mezcla muy pronto en el ciclo, generalmente durante la carrera de admisión, y a impedir que el combustible se autoencienda durante la carrera de compresión, limitando la temperatura de la mezcla en el cilindro. La exigencia de una mezcla aire-combustible homogénea en los límites de inflamabilidad obliga a que la regulación de la carga se haga controlando tanto la masa de combustible aportado, como la masa de aire admitido, obligando normalmente a estrangular el flujo en el conducto de admisión.

Estos hechos motivan la existencia de diferencias importantes entre los MEP y los MEC, respecto al modo de formar la mezcla aire combustible, a cómo se regula la carga, al tipo de cámaras de combustión, al tipo de combustible empleado y finalmente a los valores de potencia específica y rendimiento que pueden conseguir.

2.4.1 Formación de la mezcla

En los motores de encendido provocado se utilizan normalmente sistemas de inyección, aunque algunos motores pequeños de bajo coste siguen empleando carburadores. El inyector puede ir situado tanto en el colector de admisión como en el cilindro (motores de inyección directa). Si el combustible se introduce en el colector de admisión, el tiempo disponible para formar la mezcla es el correspondiente a la duración de la fase de admisión y compresión. Lo mismo sucede en los motores de inyección directa, cuando se inyecta durante la fase de admisión. Sin embargo, en estos motores, y en algunas condiciones de operación, el combustible se inyecta durante la carrera de compresión, por lo que el tiempo disponible para la formación de la mezcla es mucho más corto.

En los motores de encendido por compresión el combustible siempre se inyecta a alta presión al final de la carrera de compresión formándose la mezcla en la propia cámara de combustión. En este caso juega un papel muy importante el sistema de inyección, que debe ser capaz de distribuir rápidamente el combustible en la cámara de combustión, y contribuir a mezclarlo con el aire. En el caso muy habitual de emplear combustibles líquidos, esto implica atomizar el chorro y evaporar las gotas, entre otros fenómenos que se describen en los capítulos 19 y 20. En ocasiones es necesario combinar el efecto del sistema de inyección con el movimiento del aire en la cámara de combustión para acelerar la formación de la mezcla.

Estas diferencias llevan a que en los MEP se pueda conseguir fácilmente una mezcla homogénea en toda la cámara de combustión cuando se provoca el encendido. En cambio en los MEC, el autoencendido ocurre generalmente antes de haber terminado el proceso de inyección, por lo que la combustión progresa a medida que se va aportando el combustible, existiendo una alta heterogeneidad en la proporción aire-combustible en la cámara de combustión.

2.4.2 Regulación de la carga y dosado

Debido a las características diferenciadas del proceso de combustión en MEP y en MEC, la regulación de la carga del motor, es decir, la potencia producida a un régimen de giro dado, se realiza de modos distintos.

Motor de encendido provocado de inyección indirecta.

En los MEP de inyección indirecta, en los que se busca una mezcla de aire combustible homogénea en todo el volumen de la cámara de combustión, el valor del dosado (relación entre la masa de combustible y la masa de aire existente en la cámara de combustión) debe mantenerse en un rango de variación muy pequeño en torno al valor del dosado estequiométrico. Por lo tanto, para modificar la potencia del motor, es necesario cambiar en la misma proporción tanto la masa de combustible inyectado como la masa de aire admitida. Como a un régimen de giro dado el volumen de aire admitido en el cilindro es prácticamente siempre el mismo, la única forma de modificar la masa admitida es variando su densidad, para lo que se utiliza una válvula de estrangulación colocada en el colector de admisión y que modifica la presión de admisión. Con esta técnica se modifica la masa de mezcla admitida, pero muy poco o nada el dosado, por lo que se suele denominar este método como regulación cuantitativa.

Hay que destacar que cuanto más se cierre la válvula de estrangulación en el conducto de admisión, mayor será el trabajo que el émbolo debe realizar para introducir la mezcla en el cilindro, por lo que por la acción de reducir la carga del motor se empeora su rendimiento.

Motor de encendido provocado de inyección directa (mezcla estratificada).

En estos motores el combustible se inyecta directamente en la cámara de combustión, y esto permite conseguir que la distribución espacial de la mezcla aire-combustible sea distinta en función de si el motor está operando a cargas parciales o a plena carga.

A plena carga el combustible se inyecta durante la fase de admisión, logrando de esta forma una mezcla homogénea en toda la cámara, de modo similar a lo que ocurre en los motores de inyección indirecta. Sin embargo, a cargas parciales se busca una mezcla estratificada, con dosado alto en las proximidades de la bujía, y más pobre en las zonas alejadas de ella, llegando incluso a conseguir dosado nulo en la periferia de la cámara. Para conseguir esto el combustible se inyecta directamente en la cámara de combustión durante la compresión, jugando un papel muy importante en la distribución del combustible factores como la forma de la cámara, la posición del inyector, la forma del chorro y el inicio y la duración de la inyección.

El dosado global en estos motores, cuando operan con gasolina, puede variar entre $1/12,5$ (plena carga) y $1/50$ (cargas parciales), realizándose el control actuando directamente sobre la cantidad de combustible inyectado, y sobre el caudal de aire aspirado, mediante una válvula de estrangulación. En general, se puede considerar que el 40% del control se realiza mediante la inyección y el resto con estrangulación de admisión. Esta estrategia permite paliar la disminución de rendimiento del motor a cargas parciales.

Motor de encendido por compresión.

Como en estos motores la combustión puede producirse en un rango muy amplio de dosado, entre valores de 1/18 a 1/900 cuando funcionan con gasóleo, se puede regular la carga de un modo más natural, es decir manteniendo el caudal de aire e inyectando solamente el combustible necesario para la potencia deseada. Esto evita tener que estrangular la admisión, como sucede en los motores de encendido provocado, y por consiguiente no se incrementa el trabajo del émbolo para admitir los gases frescos. Como consecuencia, el deterioro del rendimiento a cargas parciales es mucho menor en MEC que en MEP.

En estos motores, la cantidad de mezcla aire-combustible con la que trabaja el motor no cambia sustancialmente al regular la carga, pero sí se varía fuertemente el dosado, por lo que este método de control se denomina regulación cualitativa.

2.4.3 Tipos de cámaras de combustión

La principal diferencia entre las cámaras de combustión de los MEP y los MEC radica en su volumen respecto al del cilindro, es decir en la relación de compresión. Para evitar el encendido espontáneo de la mezcla, la relación de compresión máxima en un MEP operando con gasolina debe estar en el entorno de 12. Sin embargo para conseguir el autoencendido del combustible en un MEC es necesario elevar la temperatura del aire durante la compresión, por lo que se recurre a relaciones de compresión más altas, en un rango típico de entre 15 y 21.

Por otro lado, la necesidad de formar la mezcla en un tiempo corto obliga en los MEC a utilizar geometrías de cámara de combustión muy especiales que contribuyen a imprimir un determinado movimiento del aire con respecto a los chorros del inyector. Atendiendo a esa característica, los MEC se pueden clasificar en: motores de inyección directa y motores de inyección indirecta o con precámara.

Motores de inyección directa

En los motores de inyección directa la culata generalmente es plana, con la cámara de combustión labrada en la cabeza del émbolo (Figura 2.12). Para lograr una adecuada atomización del combustible la presión de inyección debe ser muy elevada, hasta de 2500 bar, situando además el inyector, dotado de múltiples orificios, en el centro de la cámara de combustión.

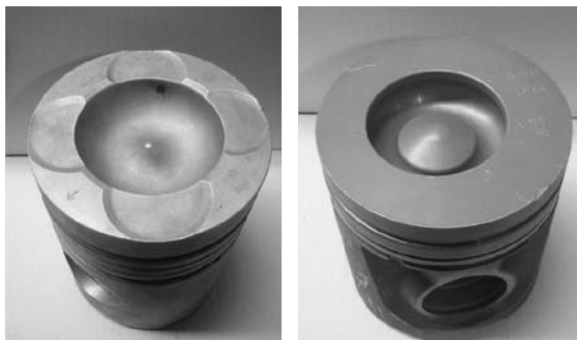


Figura 2.12 Diferentes formas de cámaras de combustión labradas en el émbolo de motores de encendido por compresión de inyección directa.

Motores de inyección indirecta

Los motores de inyección indirecta disponen de una cámara de combustión dividida en dos partes, una precámara situada en la culata (Figura 2.13) y una cámara principal labrada en el émbolo (Figura 2.14). La precámara ocupa un volumen comprendido entre el 25 y el 40% del volumen total de la cámara de combustión y se une a la cámara principal por medio de un conducto que puede tener diferentes geometrías. Cuando el émbolo se aproxima al PMS durante la carrera de compresión, parte del aire pasa a la precámara generando gran turbulencia. El combustible se introduce en la precámara mediante un inyector que generalmente dispone de un sólo orificio, y a una presión que no precisa ser tan alta como en el caso de la inyección directa. La combustión se inicia dentro de la precámara, y expulsa parte de los gases hacia la cámara principal donde finaliza la liberación de energía.

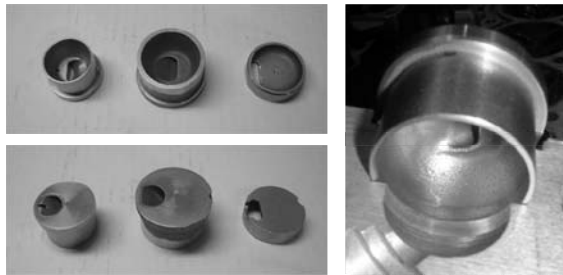
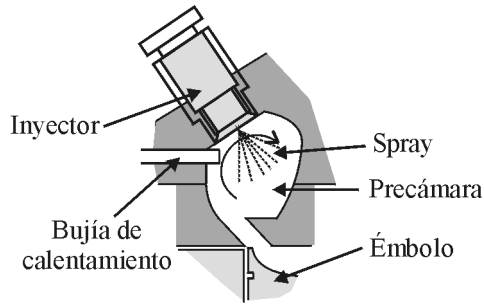


Figura 2.13 Cámara de combustión de un MEC de inyección indirecta.



Figura 2.14 Émbolos labrados de un MEC de inyección indirecta.

2.4.4 Tipo de combustible

Una ventaja ya comentada de los MCIA es que pueden utilizar combustibles con diferentes composiciones y en diferentes fases (líquidos y gaseosos), siendo actualmente en su mayoría derivados del petróleo.

Los combustibles han ido evolucionando de forma continua, adaptándose a la tecnología utilizada y a otros factores, como las normativas sobre emisiones contaminantes, las mejoras en el proceso de refinado, etc. Entre las características que se exigen a un combustible se pueden citar: un alto poder calorífico, facilitar el arranque del motor en cualquier condición, baja emisión de contaminantes, seguridad en su manejo, comodidad de funcionamiento, etc.

Tabla 2.1 *Aplicación, fase en la que se encuentran y fuentes de las que se obtienen diversos combustibles.*

Combustible	Tipo de motor		Fase del combustible		Origen del combustible	
	MEP	MEC	Líquido	Gas	Fósil	Otros
Gasolina	■		■		■	
Etanol	■		■			■
Metanol	■		■		■	■
MTBE (metil terciario butil éter)	■		■		■	■
ETBE (etil terciario butil éter)	■		■			■
Gas natural	■		■	■	■	
Gas licuado del petróleo	■		■		■	
Hidrógeno	■		■	■	■	■
Diesel		■	■		■	
Bio diesel		■	■			■
GTL (<i>gas to liquid</i>)		■	■		■	
CTL (<i>coal to liquid</i>)		■	■		■	
BTL (<i>biomass to liquid</i>)		■	■			■
DME (bio dimetil éter)		■	■		■	■
Biogas (BG)	■		■	■		■

Las exigencias propias del modo de encendido y combustión de los MEP y de los MEC, junto con el proceso de formación de la mezcla adecuado, han llevado a la existencia de tipos de combustibles que son específicos para cada tipo de motor.

La característica más relevante es la resistencia del combustible al autoencendido, que debe ser alta en los MEP y muy baja en los MEC. Esta propiedad se mide con el llamado índice de octano en combustibles para MEP y con el correspondiente índice de cetano de los combustibles para MEC. En ambos casos, es conveniente que ese índice sea alto.

En los MEC es además muy importante el efecto de la viscosidad del combustible, ya que tiene gran importancia por su influencia en el comportamiento del sistema de inyección y en la formación, tamaño y penetración de las gotas de combustible en la cámara de combustión.

Para el caso de motores de encendido provocado los combustibles más interesantes que pueden citarse son: gasolina, alcoholes (etanol, metanol), gas natural (GN), gases licuados del petróleo (GLP) o hidrógeno. Y para los motores de encendido por compresión los combustibles más adaptados son: gasóleo, fuel-oil y aceites vegetales (Tabla 2.1).

Motor de encendido por compresión.

Como en estos motores la combustión puede producirse en un rango muy amplio de dosado, entre valores de 1/18 a 1/900 cuando funcionan con gasóleo, se puede regular la carga de un modo más natural, es decir manteniendo el caudal de aire e inyectando solamente el combustible necesario para la potencia deseada. Esto evita tener que estrangular la admisión, como sucede en los motores de encendido provocado, y por consiguiente no se incrementa el trabajo del émbolo para admitir los gases frescos. Como consecuencia, el deterioro del rendimiento a cargas parciales es mucho menor en MEC que en MEP.

En estos motores, la cantidad de mezcla aire-combustible con la que trabaja el motor no cambia sustancialmente al regular la carga, pero sí se varía fuertemente el dosado, por lo que este método de control se denomina regulación cualitativa.

2.4.3 Tipos de cámaras de combustión

La principal diferencia entre las cámaras de combustión de los MEP y los MEC radica en su volumen respecto al del cilindro, es decir en la relación de compresión. Para evitar el encendido espontáneo de la mezcla, la relación de compresión máxima en un MEP operando con gasolina debe estar en el entorno de 12. Sin embargo para conseguir el autoencendido del combustible en un MEC es necesario elevar la temperatura del aire durante la compresión, por lo que se recurre a relaciones de compresión más altas, en un rango típico de entre 15 y 21.

Por otro lado, la necesidad de formar la mezcla en un tiempo corto obliga en los MEC a utilizar geometrías de cámara de combustión muy especiales que contribuyen a imprimir un determinado movimiento del aire con respecto a los chorros del inyector. Atendiendo a esa característica, los MEC se pueden clasificar en: motores de inyección directa y motores de inyección indirecta o con precámara.

Motores de inyección directa

En los motores de inyección directa la culata generalmente es plana, con la cámara de combustión labrada en la cabeza del émbolo (Figura 2.12). Para lograr una adecuada atomización del combustible la presión de inyección debe ser muy elevada, hasta de 2500 bar, situando además el inyector, dotado de múltiples orificios, en el centro de la cámara de combustión.

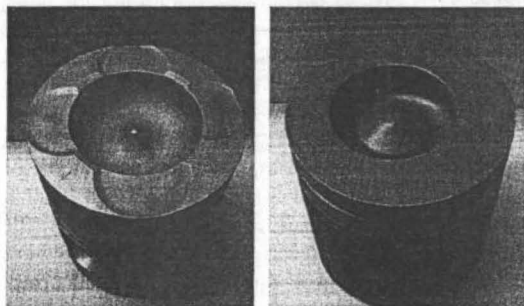


Figura 2.12 Diferentes formas de cámaras de combustión labradas en el émbolo de motores de encendido por compresión de inyección directa.

Motores de inyección indirecta

Los motores de inyección indirecta disponen de una cámara de combustión dividida en dos partes, una precámara situada en la culata (Figura 2.13) y una cámara principal labrada en el émbolo (Figura 2.14). La precámara ocupa un volumen comprendido entre el 25 y el 40% del volumen total de la cámara de combustión y se une a la cámara principal por medio de un conducto que puede tener diferentes geometrías. Cuando el émbolo se aproxima al PMS durante la carrera de compresión, parte del aire pasa a la precámara generando gran turbulencia. El combustible se introduce en la precámara mediante un inyector que generalmente dispone de un sólo orificio, y a una presión que no precisa ser tan alta como en el caso de la inyección directa. La combustión se inicia dentro de la precámara, y expulsa parte de los gases hacia la cámara principal donde finaliza la liberación de energía.

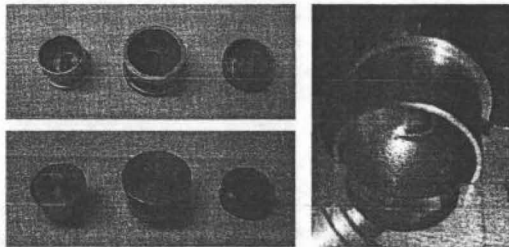
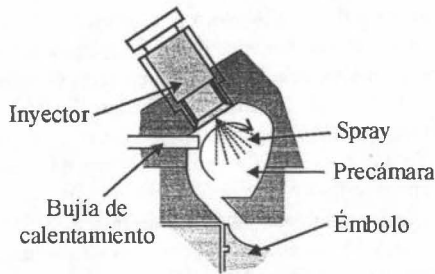


Figura 2.13 Cámara de combustión de un MEC de inyección indirecta.

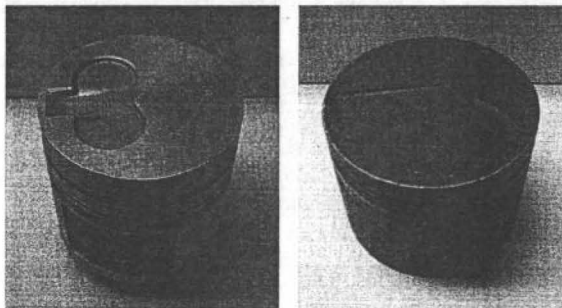


Figura 2.14 Émbolos labrados de un MEC de inyección indirecta.

2.4.4 Tipo de combustible

Una ventaja ya comentada de los MCIA es que pueden utilizar combustibles con diferentes composiciones y en diferentes fases (líquidos y gaseosos), siendo actualmente en su mayoría derivados del petróleo.

Los combustibles han ido evolucionando de forma continua, adaptándose a la tecnología utilizada y a otros factores, como las normativas sobre emisiones contaminantes, las mejoras en el proceso de refinado, etc. Entre las características que se exigen a un combustible se pueden citar: un alto poder calorífico, facilitar el arranque del motor en cualquier condición, baja emisión de contaminantes, seguridad en su manejo, comodidad de funcionamiento, etc.

Tabla 2.1 Aplicación, fase en la que se encuentran y fuentes de las que se obtienen diversos combustibles.

Combustible	Tipo de motor		Fase del combustible		Origen del combustible	
	MEP	MEC	Líquido	Gas	Fósil	Otros
Gasolina	■		■		■	
Etanol	■		■			■
Metanol	■		■		■	■
MTBE (metil terciario butil éter)	■		■		■	■
ETBE (etil terciario butil éter)	■		■			■
Gas natural	■		■	■	■	
Gas licuado del petróleo	■		■		■	
Hidrógeno	■		■	■	■	■
Diesel		■	■		■	
Bio diesel		■	■			■
GTL (<i>gas to liquid</i>)		■	■		■	
CTL (<i>coal to liquid</i>)		■	■		■	
BTL (<i>biomass to liquid</i>)		■	■			■
DME (bio dimetil éter)		■	■		■	■
Biogas (BG)	■		■	■		■

Las exigencias propias del modo de encendido y combustión de los MEP y de los MEC, junto con el proceso de formación de la mezcla adecuado, han llevado a la existencia de tipos de combustibles que son específicos para cada tipo de motor.

La característica más relevante es la resistencia del combustible al autoencendido, que debe ser alta en los MEP y muy baja en los MEC. Esta propiedad se mide con el llamado índice de octano en combustibles para MEP y con el correspondiente índice de cetano de los combustibles para MEC. En ambos casos, es conveniente que ese índice sea alto.

En los MEC es además muy importante el efecto de la viscosidad del combustible, ya que tiene gran importancia por su influencia en el comportamiento del sistema de inyección y en la formación, tamaño y penetración de las gotas de combustible en la cámara de combustión.

Para el caso de motores de encendido provocado los combustibles más interesantes que pueden citarse son: gasolina, alcoholes (etanol, metanol), gas natural (GN), gases licuados del petróleo (GLP) o hidrógeno. Y para los motores de encendido por compresión los combustibles más adaptados son: gasóleo, fuel-oil y aceites vegetales (Tabla 2.1).

2.4.5 Potencia y rendimiento

Las características del proceso de formación de la mezcla en MEP y en MEC llevan a que los últimos tengan una gran dificultad para operar con dosado global alto, cercano al estequiométrico, por lo que no pueden utilizar toda la masa de aire admitida para quemar combustible. Como consecuencia de ello, con la misma masa de aire admitida (básicamente misma cilindrada y misma densidad de aire en la admisión), un MEP podría quemar más combustible, y por tanto estaría en condiciones de producir más trabajo por ciclo. Por otro lado, el proceso de formación de la mezcla en los MEP está menos limitado en tiempo, lo que les permite operar a regímenes de giro más altos que los MEC similares. La consecuencia de esos dos factores es que un MEP pueda suministrar más potencia que un MEC similar (misma cilindrada y misma densidad de admisión), es decir mayor potencia específica (potencia por unidad de cilindrada).

En cambio, la posibilidad de los MEC de operar con relaciones de compresión más altas y con dosados bajos, lleva a que el rendimiento térmico del ciclo sea mayor que en los MEP similares. Este efecto se traduce normalmente en un rendimiento global mayor de los MEC.

Las diferencias en potencia específica se pueden paliar o incluso invertir en el caso de los motores sobrealimentados, ya que los MEC aceptan un mayor grado de sobrealimentación, pudiendo en esos casos competir en potencia con los MEP equivalentes, con la ventaja adicional de un rendimiento mejorado respecto al motor de aspiración natural.

2.5 Principales campos de aplicación

Desde su invención, y debido a las ventajas comentadas, los MCIA han desempeñado un papel primordial en el desarrollo del transporte de superficie tanto terrestre como marítimo, y en la generación de energía. Entre otras más marginales, las aplicaciones más importantes son:

- Transporte terrestre:
 - Transporte por carretera (automóviles, camiones, autobuses, motocicletas, etc.).
 - Vehículos fuera de carretera.
 - Maquinaria de obras públicas.
 - Maquinaria agrícola (tractores, cosechadoras, motobombas, etc.).
 - Ferrocarriles.
- Propulsión marina.
- Propulsión aérea: pequeñas aeronaves.
- Aplicaciones estacionarias:
 - Plantas de generación de energía y cogeneración.
 - Grupos de emergencia.
 - Accionamiento industrial (bombas, compresores, etc.).

En propulsión de vehículos terrestres, los MCIA han respondido satisfactoriamente a las necesidades básicas de autonomía y de potencia por unidad de peso, y han podido responder a las demandas crecientes de reducción de consumo de combustible y de emisiones contaminantes, por lo que han supuesto un hito sin igual en el desarrollo de este sector.

En propulsión aérea, la aplicación de los MCIA está restringida a pequeñas aeronaves con velocidad de vuelo inferior a Mach 0,6 y cuya potencia requerida sea menor de 300 kW.

En la propulsión naval no es, en general, importante la relación peso/potencia del motor ya que el aumento de peso puede ayudar en la mejora de la estabilidad del buque al bajar el centro de gravedad respecto al metacentro. Sin embargo, en este caso es primordial el consumo de

combustible que debe ser el mínimo posible. Por ello, los grandes motores de dos tiempos de encendido por compresión sobrealimentados y de bajo régimen de giro son los más utilizados.

2.6 Resumen

Los MCIA dominan en los campos del transporte de superficie y tienen una aplicación significativa en algunas plantas de producción de energía debido a ventajas como el rendimiento aceptable (especialmente si se toma en cuenta la cadena completa desde el pozo a la rueda), su alta potencia específica, la facilidad de utilizar diferentes combustibles con alto poder calorífico, además de poder adoptar numerosas configuraciones constructivas.

Las clasificaciones más importantes que se pueden establecer en los MCIA son:

- Según el proceso de combustión: motores de encendido por compresión y motores de encendido provocado
- Según el ciclo de trabajo: motores de dos tiempos y motores de cuatro tiempos
- Según la presión de admisión: motores de aspiración natural y motores sobrealimentados
- Según el tipo de refrigeración: motores refrigerados por líquido (agua) y motores refrigerados por aire
- Según el número y disposición de los cilindros

La diferencia fundamental entre los motores de encendido por compresión MEC y los motores de encendido provocado, MEP, radica en el modo de iniciarse el proceso de combustión. Otras diferencias importantes, aunque ya no sustanciales son: el modo de formar la mezcla aire combustible, la regulación de la carga, la forma de la cámara de combustión, el tipo de aire-combustible, y las prestaciones y emisiones contaminantes.

Referencias y bibliografía

Bibliografía

- Basshuysen, R. V.; Schäfer, F., *Internal combustion engine handbook: Basics, components, systems, and perspectives*. SAE International, 2004.
- Ferguson, C. R.; Kirkpatrick, A. T., *Internal combustion engines: Applied thermosciences*. Wiley, 2001.
- Heisler, H., *Advanced engine technology*. SAE International, 1998.
- Heywood, J. B., *Internal combustion engine fundamentals*. McGraw-Hill, 1988.
- Muñoz, M.; Payri, F., *Motores de combustión interna alternativos*. Fundación General de la UPM, 1989.
- Stone, R., *Introduction to internal combustion engines*. Mac Millan, 1992.
- Taylor, C. F., *The internal combustion engine in theory and practice*. MIT Press, 1985.

Capítulo 3

Parámetros básicos

A. Lecuona

P. A. Rodríguez

3.1	Introducción y objetivos	44
3.2	Parámetros geométricos.....	44
3.3	Parámetros de funcionamiento	50
3.4	Parámetros indicados y efectivos	57
3.4.1	Parámetros indicados	57
3.4.2	Pérdidas mecánicas	59
3.4.3	Parámetros efectivos	61
3.5	Relaciones más importantes entre parámetros	65
3.6	Curvas características	67
3.7	Resumen	68
	Referencias y bibliografía	69

3.1 Introducción y objetivos

A pesar de que los motores de combustión interna alternativos ya tienen un importante grado de madurez, no existe una nomenclatura universalmente aceptada, posiblemente porque su desarrollo se ha realizado por investigadores de diferentes países. Es por ello que se ofrece este capítulo con la intención de uniformizar la nomenclatura en lengua castellana.

Para cubrir este objetivo se van a introducir, y en algunos casos definir, lo que se denominarían parámetros básicos del motor, que se han clasificado en tres tipos:

- **Parámetros geométricos.** Permiten caracterizar geoméricamente las dimensiones de los elementos más importantes del motor. Incluyen fundamentalmente parámetros relativos a las dimensiones del cilindro, al mecanismo biela-manivela y al sistema de renovación de la carga. Como se verá en capítulos posteriores, los parámetros geométricos se fijan al diseñar el motor, lo que va a condicionar el posterior funcionamiento tanto en lo que se refiere a prestaciones como a emisiones.
- **Parámetros de funcionamiento.** Habitualmente los MCIA no se diseñan para operar en unas condiciones fijas de funcionamiento sino que tienen un amplio rango de variación que les permiten acomodarse a los requerimientos de uso. Los parámetros de funcionamiento definen el estado operativo del motor a partir de variables que pueden medirse experimentalmente y sobre las que actuará el sistema de control del motor para fijar el punto de funcionamiento deseado.
- **Parámetros indicados y efectivos.** Caracterizan las prestaciones y emisiones de un motor en un determinado punto de operación. Considerando que el origen de la potencia mecánica es el trabajo ejercido por el gas sobre el pistón y el final es la entrega de potencia en el eje, se consideran parámetros indicados, los que se calculan en base a condiciones medidas en la cámara de combustión, y parámetros efectivos los disponibles en el eje. Estos parámetros son decisivos a la hora de evaluar el funcionamiento de un motor ya que proporcionan información relativa a la potencia, rendimiento y emisiones, claves a la hora de comparar motores o estrategias de operación.

Además de definir y fijar la nomenclatura de los parámetros básicos se mostrarán sus valores actuales en función del tipo de motor y su aplicación, de modo que se disponga de los rangos típicos de cada uno. Una vez presentados, se plantean las relaciones más importantes entre los parámetros, que van a permitir mostrar de forma explícita cómo afectan algunos parámetros geométricos y de funcionamiento a las prestaciones del motor. De este modo se pueden identificar de forma sencilla los principios en los que están basados los MCIA y que posteriormente se desarrollan en el libro.

Finalmente se representan de forma escueta las curvas características de los MCIA que serán tratadas con mayor profundidad en el capítulo 29. Dichas curvas muestran el valor de los parámetros de interés (habitualmente parámetros efectivos) en función de parámetros de funcionamiento (típicamente régimen de giro y grado de carga del motor) y desde un punto de vista práctico permiten conocer el comportamiento del motor en diferentes condiciones de funcionamiento.

3.2 Parámetros geométricos

Como se ha indicado, definen la geometría básica de un motor de combustión interna alternativo. Tomando como referencia la Figura 3.1, son los siguientes:

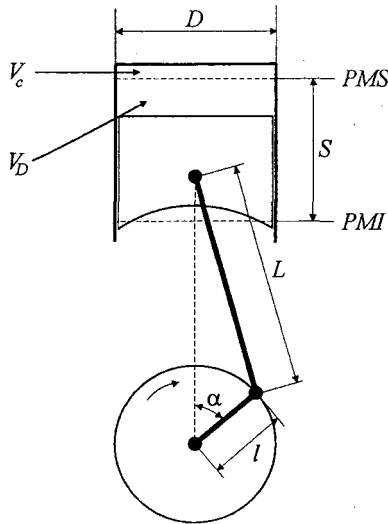


Figura 3.1 Esquema de un motor de combustión interna alternativo.

Diámetro del cilindro

Junto con la carrera, es el parámetro que mejor caracteriza el tamaño de un motor, se denomina también calibre. El diámetro del cilindro, D , es ligeramente superior al del pistón para permitir el desplazamiento relativo entre ellos con la mínima fricción, sin embargo para la mayoría de cálculos se toma directamente D como valor representativo de ambos. Así, tanto la cilindrada del motor como la sección del pistón se calcularán usando el diámetro del cilindro.

Carrera del pistón

El pistón se mueve entre dos posiciones extremas, denominadas puntos muertos, el punto muerto más próximo a la culata se denomina punto muerto superior, PMS, y el más alejado punto muerto inferior, PMI. La carrera es la distancia que recorre el pistón entre estas dos posiciones extremas de su desplazamiento alternativo. Como puede apreciarse en la Figura 3.1, la carrera vale:

$$S = 2l \quad (3.1)$$

siendo l la longitud de la manivela del cigüeñal.

Relación carrera-diámetro

La relación S/D es un parámetro muy descriptivo de la forma del cilindro y permite clasificar a los motores en tres tipos, supercuadrados, cuadrados y alargados, según que S/D sea menor, igual o mayor que la unidad. La Tabla 3.1 muestra las ventajas e inconvenientes principales de cada uno de ellos. La forma del cilindro y del volumen en el PMS, donde se desarrolla la combustión, puede verse en la Figura 3.2, mientras que la Tabla 3.2 muestra los valores habituales de S/D en varios motores para diferentes aplicaciones.

Tabla 3.1 Ventajas e inconvenientes de cada tipo de motor según la relación S/D.

Denominación	S/D	Ventajas	Inconvenientes
Supercuadrados	< 1	Pueden girar muy deprisa (ver velocidad lineal media del pistón) Mucho espacio para válvulas	Cámara poco compacta Muchas pérdidas de calor (elevada superficie/volumen) Cigüeñal robusto por ser menor
Cuadrados	= 1	En torno a este valor están muchos motores	
Alargados	> 1	Cámara compacta.	No puede girar muy deprisa

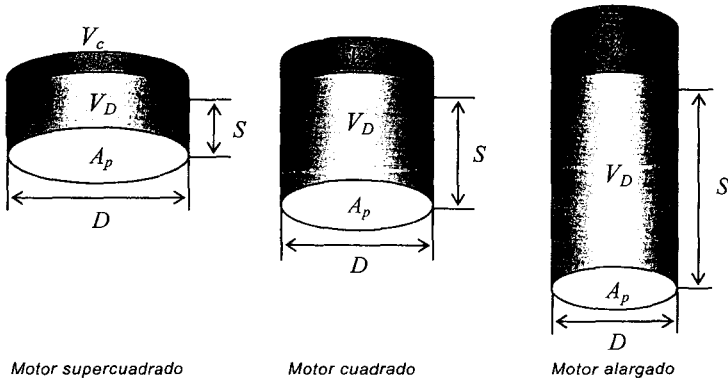


Figura 3.2 Comparación entre cilindros de distinto S/D, con la misma cilindrada e igual relación de compresión volumétrica.

Tabla 3.2 Valores habituales para la relación carrera-diámetro.

	Motor MEP	S/D	Motor MEC	S/D
4T	Competición	$\leq 0,6$	Automóvil	1,0-1,2
	Motocicletas	0,65-0,9	Industrial / Vehículo pesado	1,1-1,2
	Automóvil	0,9-1,1		
2T	2T de pequeño tamaño	1,0-1,1	2T de gran tamaño	1,8-2,8

Longitud de la manivela

La manivela, cuya longitud (entre centros de muñón y muñequilla) se denotará con l , es el elemento que permite la conversión del movimiento de traslación y rotación de la biela en una rotación en torno al eje del cigüeñal. Como se describe en el capítulo 27 dedicado a los elementos constructivos, la manivela constituye una barra que se articula con la biela en un extremo, la muñequilla, de la que recibe los esfuerzos procedentes de la expansión de los gases en la cámara, y en el extremo contrario transmite el par de giro al eje del cigüeñal, del que forma parte.

Longitud de la biela

La biela es una barra articulada en sus extremos que une el bulón del pistón con la muñequilla del cigüeñal. Suele ser conveniente que la longitud entre sus centros sea mínima, para reducir la altura del motor, pero ha de evitarse la colisión de la falda del pistón con el cigüeñal en PMI.

Su longitud L suele adimensionalizarse con la carrera, de tal forma que:

$$\lambda = \frac{l}{L} = \frac{S/2}{L} < \frac{1}{2} \quad (3.2)$$

Los valores habituales de λ están comprendidos en el rango $1/2,5 > \lambda > 1/5$.

Sección del pistón

La sección transversal del pistón o émbolo que desliza en el interior del cilindro se obtiene a partir del diámetro y tiene por expresión:

$$A_p = \pi D^2 / 4 \quad (3.3)$$

Este parámetro tiene una gran importancia entre otras por las siguientes razones:

- Es la sección disponible sobre la que se ejerce la presión de los gases para obtener trabajo, es por ello que algunos parámetros se suelen referir a esta sección, por ejemplo la potencia.
- La sección de las válvulas está limitada por la sección del pistón, por lo que también es usual referir el gasto de aire a esta sección.

Cilindrada unitaria

El volumen desplazado por el émbolo desde el PMS al PMI se denomina cilindrada unitaria y vale:

$$V_D = A_p S \quad (3.4)$$

Volumen de la cámara de combustión

Es el volumen en el cilindro cuando el pistón se encuentra en el PMS (ver Figura 1.3) y por tanto es el volumen mínimo que se alcanza durante la compresión de los gases. Se hará referencia a él como V_c .

Relación de compresión

Al cociente entre el volumen máximo, estando el pistón en el PMI, y el volumen mínimo en el PMS, se le denomina relación de compresión volumétrica:

$$r = \frac{V_{\max}}{V_{\min}} = \frac{V_D + V_c}{V_c} \quad (3.5)$$

La Tabla 3.3 muestra los valores característicos de r en diferentes tipos de motores.

Los valores de r están relacionados con el tipo de combustión, en MEP el valor no debe ser excesivo para evitar el autoencendido, mientras que en los MEC tiene que tener un valor suficiente para que se produzca el autoencendido.

Es común en los MCIA cerrar la válvula de admisión un cierto ángulo de giro de cigüeñal retrasado respecto al PMI, $\alpha > 180^\circ$, siendo en ese momento el volumen del cilindro

$V_{CA} < V_{max}$ y se puede considerar que la compresión no comienza hasta su cierre. Para tenerlo en cuenta se define una relación de compresión volumétrica efectiva:

$$r_e = \frac{V_{max}}{V_{min}} = \frac{V_{CA} + V_c}{V_c} \leq r \quad (3.6)$$

donde V_{CA} es resultado de la cinemática, la cual relaciona el ángulo girado por el cigüeñal con el volumen instantáneo del cilindro. Un valor orientativo es $r_e = (0,7-0,85)r$. La relación de compresión efectiva suele ser un valor significativamente menor que la geométrica en motores de 2T.

Tabla 3.3 Valores habituales para la relación de compresión.

Tipo de motor	r	Límite	Tipo de motor	r	Límite
MEP 4T	8,0-11	- Autoencendido ≈ 14 para carga estratificada	MEC DI ¹	12-21	- Presión máxima - Arranque en frío - Pérdida de rendimiento - Cámara poco compacta - Toque de válvulas con el pistón
MEP 2T	7,5-11	Autoencendido	MEC IDI	18-24	Igual que MEC DI

¹) DI significa de inyección directa al cilindro y IDI de inyección en precámara.

Número y diámetro de válvulas

Las válvulas de un motor suponen la restricción más importante al flujo de los gases de admisión y escape. Idealmente, la apertura y cierre instantáneo de las válvulas permitiría la mínima caída de presión entre corriente arriba y abajo de las mismas; sin embargo en la práctica su accionamiento tiene lugar mediante un sistema de levas, como se describe en el capítulo 9, por lo que es necesario realizar un levantamiento progresivo para evitar aceleraciones excesivas que puedan poner en peligro la integridad de válvulas y levas, o deceleraciones excesivas que puedan producir el despegue de las mismas del mecanismo que las empuja y con ello engendrar ruido, vibraciones y desgaste prematuro. Por ello, durante la mayor parte del tiempo que una válvula permanece abierta el flujo está estrangulado por ella, de modo que la mejor manera de mejorar la respiración del motor es incrementar al máximo la sección de paso por medio del incremento del diámetro D_V y el número de válvulas N_V , las cuales abren simultáneamente, p. e. dos de admisión y dos de escape. La limitación física viene impuesta por el diámetro del cilindro, tal como se indica en la Tabla 3.1. En este aspecto, los motores supercuadrados presentan una ventaja comparativa con los cuadrados y alargados.

Levantamiento de válvulas

Como se ha indicado, las válvulas de admisión y escape abren por el empuje de una leva, alzándose de su asiento una distancia L_V en un movimiento acelerado, y a continuación se deceleran, deteniéndose en su levantamiento máximo $L_{V,max}$. El levantamiento está medido con respecto al asiento. No suele ser superior a un 25% del diámetro de la válvula, pues no hay mucha ganancia en ello tal como se muestra en el capítulo 9, y aumentarían las aceleraciones.

Sección de paso de válvulas

La válvula cuando está cerrada acopla en su asiento cónico herméticamente y cuando abre descubre una sección que se conoce como sección de paso de válvula. Debido a la geometría de la válvula y de su asiento, dicha sección puede referirse al área de plato, en cuyo caso vale:

$$A_v = \frac{\pi D_v^2}{4} \quad (3.7)$$

o referirse al área de cortina, cuya expresión es:

$$A_v = \pi D_v L_v \quad (3.8)$$

Debido al estrechamiento de la vena fluida a su paso por la válvula se define un coeficiente de descarga C_D , que depende del levantamiento y de la configuración del flujo que resulte, con lo que se puede conocer la sección efectiva de la válvula al paso del flujo, por medio de la expresión:

$$A_{v,eff} = C_D A_v \quad (3.9)$$

En los capítulos 8 y 9 se hace una descripción detallada del coeficiente de descarga y de la sección de paso de válvulas.

Diagrama de distribución

Como se detalla en los capítulos 2 y 9, las válvulas, tanto de admisión como de escape, no se suelen abrir ni cerrar en los puntos muertos superior e inferior, sino que se abren y se cierran un cierto ángulo de giro del cigüeñal antes (adelanto o avance) y después (retardo o retraso), respectivamente, del punto muerto correspondiente. De este modo, se optimiza el llenado y vaciado del motor y se mejoran prestaciones y rendimiento, aparte de dejar más tiempo para el levantamiento y posterior asentamiento de la válvula. Los cuatro ángulos que determinan el diagrama de distribución son:

- AAA: Avance a la apertura de la admisión.
- RCA: Retraso al cierre de la admisión.
- AAE: Avance a la apertura del escape.
- RCE: Retraso al cierre del escape.

En el caso de los motores 2T el diagrama de distribución es particularmente importante para controlar las prestaciones del motor, lo que se tratará en el capítulo 10.

Número de cilindros

Se ha visto en el capítulo 2 que existen diferentes configuraciones de MCIA que pueden estar constituidos por uno o varios cilindros iguales, que en paralelo aportan potencia al eje común, con cierto desfase entre ellos. Al número de cilindros de un motor se va a hacer referencia con la variable z .

Disposición de los cilindros

Los cilindros de un MCIA se pueden agrupar de diferentes formas y orientaciones, siendo el espacio ocupado por el motor el factor fundamental en su elección, aunque hay otros aspectos importantes, como las vibraciones engendradas por funcionamiento. Las configuraciones más habituales son en línea, en V, opuestos (que es V a 180°) y en estrella. En los capítulos 2, 26 y 27 se dan más detalles sobre este aspecto.

Cilindrada total

A partir de la cilindrada unitaria y del número de cilindros se puede calcular la cilindrada total como:

$$V_T = zV_D \quad (3.10)$$

La cilindrada total del motor es el parámetro que mejor define el tamaño del motor y lógicamente está directamente relacionada con el valor de la potencia del motor, pues define la capacidad de admitir aire por parte del motor.

Número de ciclos por revolución

La sucesión de procesos que tiene lugar en cada cilindro da lugar a un ciclo de trabajo que se repite de forma continua, como se describe en el capítulo 4. Al número de ciclos completados en cada revolución del cigüeñal se le denomina i . Un motor de cuatro tiempos (4T) necesita dos revoluciones para completarlo, por lo que el número de ciclos por revolución es $i = 1/2$. Los motores de dos tiempos (2T) necesitan tan solo una revolución, luego $i = 1$.

Longitud y diámetro de colectores

La longitud de los colectores de admisión y escape y sus diámetros, tienen un papel importante en el proceso de llenado y vaciado de los gases de los MCIA, lo que se conoce como renovación de la carga. Así, la inercia de los gases en un colector depende de las relaciones entre su longitud y su diámetro. A mayor longitud y menor diámetro aumentan las pérdidas de presión del flujo por fricción con las paredes y lo que es fundamental, los fenómenos de ondas de presión que se propagan a lo largo de los tubos dependen directamente de estas dimensiones. En los motores 2T un diseño inadecuado de la longitud del colector de escape disminuye dramáticamente las prestaciones y puede disparar las emisiones contaminantes en los gases de escape. Sin ser tan crítico, en los motores 4T se pueden conseguir mejoras significativas del llenado mediante la optimización de la geometría del colector de admisión. Estos aspectos se tratan con detalle en los capítulos 9 y 10.

3.3 Parámetros de funcionamiento

Los parámetros básicos de un motor que permiten definir su estado operativo a partir de variables experimentales son los siguientes:

Régimen y velocidad lineal media del pistón

El régimen de giro del motor n es el número de revoluciones por unidad de tiempo y determina la frecuencia de repetición del ciclo de trabajo in . Constituye uno de los grados de libertad del motor para dar potencia.

Es de destacar que las unidades habitualmente utilizadas sean las revoluciones por minuto a pesar de no ser unidades del sistema internacional de unidades SI. Dada la gran diversidad de tipos y tamaño de motores alternativos, el rango de régimen de giro es muy amplio, como se muestra en la Tabla 3.4. Por ello, es más aconsejable utilizar lo que se conoce como velocidad lineal media del pistón, entre puntos muertos, que teniendo en cuenta que el pistón recorre dos carreras por revolución, se puede expresar como:

$$c_m = 2Sn \quad (3.11)$$

Tabla 3.4 Valores máximos habituales de régimen y velocidad lineal media del pistón.

Motor MEP			Motor MEC		
	n [rpm]	c_m [m/s]		n [rpm]	c_m [m/s]
	Competición (F1)	18000		Automóvil	5000
4T	Motocicletas	13500		Industrial / Vehículo pesado	2200
	Automóvil	7500			13
2T	2T pequeño tamaño	20000		2T gran tamaño	200
		19			8

La velocidad lineal media del pistón es un parámetro, que al incluir la carrera S , representativa del tamaño del motor, homogeniza motores de tamaño dispar. Por ello, resulta un parámetro más apropiado que el régimen de giro n para indicar la rapidez de un motor y de hecho es la velocidad lineal media del pistón el parámetro limitante a la hora del diseño. Habitualmente los motores de mayor tamaño suelen girar a menor régimen de giro pero tienen mayor S , de modo que el rango de variación de c_m está mucho más acotado que el del régimen de giro, como se aprecia en la Tabla 3.4. Las bajas velocidades medias van asociadas a motores en los que se busca la fiabilidad y la duración, y/o un coste de fabricación bajo, a costa de la potencia máxima, mientras que las altas velocidades van asociadas a elevados regímenes, para obtener más potencia.

Grado de carga

El grado de carga cuantifica, en general, lo que proporciona el motor comparado con el máximo que puede dar. Se suele aplicar al par en el eje, a la potencia e incluso al caudal de combustible. Aplicado a la potencia, es la proporcionada en unas determinadas condiciones de funcionamiento, con respecto al máximo posible del motor a ese mismo régimen y es usual definirlo como:

$$\alpha = \frac{N_e}{N_{e,\max}} \quad (3.12)$$

Por hacerse la comparación al mismo régimen, coincide con el par dividido por el par máximo, a ese régimen.

Junto con el régimen de giro o velocidad media del pistón, son los parámetros elementales más representativos de las condiciones operativas del motor y los parámetros de entrada habituales en las curvas características de motor.

La regulación del grado de carga se consigue de distinta manera según el tipo de motor:

- **MEC:** inyectando más o menos combustible, lo que modifica la calidad de la mezcla al modificar la relación entre la masa de combustible y aire, denominada dosado (ver apartados siguientes), es por tanto una regulación cualitativa. Por esta razón en muchos casos se define el grado de carga en MEC, por el cociente de gastos de combustible:

$$\alpha = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_{f,\max}} \quad (3.13)$$

- **MEP convencionales:** cerrando la válvula de mariposa en la admisión, el gasto de mezcla admitida disminuye (regulación cuantitativa), pues a través de ella la presión cae, mientras que la temperatura queda prácticamente inalterada. Así pues podemos definir el grado de carga en estos motores como:

$$\alpha = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_{a,\max}} \quad (3.14)$$

que tiene mucha similitud con el concepto de rendimiento volumétrico, definido en el siguiente punto.

Otra forma de definir el grado de carga en estos motores es por el ángulo de posición de la mariposa del acelerador, poco preciso pero muy útil para el usuario. Estas definiciones del grado de carga son equivalentes a la definición inicial si se aceptan algunas simplificaciones.

- **MEP de mezcla estratificada:** En este tipo de motores se regula la carga de forma diferente dependiendo de las condiciones de funcionamiento. A baja-media carga, el control del grado de carga es similar a los MEC (regulación cualitativa) mientras que a alta carga la mezcla es homogénea y se regulan como un MEP convencional (regulación cuantitativa). En este caso la definición inicial es posiblemente la más conveniente.

Gasto de aire y rendimiento volumétrico

El gasto de aire es el caudal másico admitido por unidad de tiempo \dot{m}_a , habitualmente en g/s. En ocasiones se expresa por unidad de sección transversal del pistón, $\dot{m}'_a = \dot{m}_a / (zA_p)$, o como masa por cilindro y ciclo $m_{a,cc} = \dot{m}_a / (inz)$. A este aire se le puede agregar combustible durante el proceso de admisión, e incluso gases recirculados del escape, lo que se denomina EGR, por lo que hay que ser cuidadoso en las definiciones respecto a qué gasto se refieren.

Debe tenerse en cuenta que parte de este gasto puede pasar directamente de la admisión al escape, y por tanto, no permanecer en el cilindro; a este gasto se le denomina cortocircuito. Esto solo es apreciable en motores con elevado cruce de válvulas y/o presión de admisión claramente superior a la de escape. En motores de dos tiempos este efecto suele ser importante. Si no hay cortocircuito, toda la masa de aire admitida por cilindro y ciclo $m_{a,cc}$ evoluciona en el interior del motor al cerrar las válvulas o lumbreras de admisión, junto con lo que le acompañe (combustible y/o EGR). A ello hay que añadir los gases que puedan quedar en el interior del cilindro del ciclo anterior, pues el pistón en PMS no desplaza todo el volumen.

Si se supone que la capacidad de aspiración del motor, cuantificada por su cilindrada total V_T , se puede llenar con la densidad del aire del lugar de donde aspira el motor, se tiene una referencia para valorar la eficacia con que se realiza el proceso real de renovación de la carga. A tal efecto se define un parámetro adimensional, el rendimiento volumétrico, que es el gasto medio que admite el motor, dividido por el gasto de referencia:

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_{real}}{\dot{m}_{ref}} \quad (3.15)$$

Las condiciones de referencia que se tomen para calcular la densidad ρ_{ref} hacen que η_v evalúe la eficacia de la admisión de todos los sistemas del motor ubicados corriente abajo del punto de referencia. La referencia más usada es justo corriente arriba del colector de admisión. Con esta referencia, el rendimiento volumétrico raramente supera la unidad.

Dado que el aire es el portador principal de oxígeno para la combustión, resulta habitual sustituir en el numerador el gasto por el gasto de aire:

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_{ref}} \quad (3.16)$$

y teniendo en cuenta que $\dot{m}_{ref} = \rho_{ref} V_T n i$, el rendimiento volumétrico se puede escribir:

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_a}{\rho_{ref} V_T n i} \quad (3.17)$$

Al optar por expresar el gasto de aire en el numerador, resulta razonable elegir en el denominador para ρ_{ref} un punto corriente arriba de donde se agregue materia al aire. Alternativamente, si ello no resultara conveniente, se puede tomar para ρ_{ref} la densidad parcial del aire en la mezcla, es decir, la correspondiente a la presión parcial y la temperatura de la mezcla.

Gasto de combustible y poder calorífico

Los motores basan su funcionamiento en el proceso de combustión, cuyo resultado es la liberación de la energía contenida en los enlaces químicos en forma de energía térmica, lo que permite al motor obtener trabajo mecánico. Por ello, es clave conocer la cantidad de energía liberada. Si la combustión es completa y perfecta, puede calcularse como:

$$\dot{Q}_{lib} = \dot{m}_f PC \quad (3.18)$$

donde \dot{Q}_{lib} es la potencia térmica liberada, \dot{m}_f es el gasto de combustible y PC es el poder calorífico del combustible.

El gasto de combustible es la masa de combustible por unidad de tiempo \dot{m}_f , que habitualmente se suele dar en mg/s. Es también habitual expresarlo como masa por cilindro y ciclo $m_{f,cc} = \dot{m}_f / (inz)$, en cuyo caso la expresión (3.18) proporcionaría el calor liberado en cada cilindro durante un ciclo de trabajo.

El poder calorífico PC es la cantidad de calor liberado con combustión completa y perfecta (productos de oxidación completa CO_2 , H_2O , SO_2 , NO_2 , dependiendo si el combustible contiene los elementos correspondientes) por unidad de masa de combustible. Se mide en un dispositivo denominado calorímetro, generalmente con configuración de llama libre y continua, por lo que el proceso es a presión atmosférica, similar a lo que sucede en la llama de una vela. No obstante hay calorímetros de volumen constante. El calor desprendido equivale al que es necesario evacuar para llevar los productos quemados hasta la temperatura ambiente, igual a la de los reactivos.

Dado que los combustibles suelen formar agua al arder y el agua posee un elevado calor latente de vaporización, se consideran dos poderes caloríficos:

- Poder calorífico superior (PCS): cuando los gases productos de la combustión están a una temperatura inferior a la de condensación, se puede asumir que el agua formada durante la combustión condensa totalmente. El calor latente de vaporización está entonces disponible.
- Poder calorífico inferior (PCI): cuando el agua resultado de la oxidación del combustible no condensa, por lo que su calor latente no se ha liberado en el proceso de condensación. Lógicamente se cumple que $PCI < PCS$.

En los MCIA la temperatura de escape es generalmente superior a $100^\circ C$, por lo que el calor de condensación del agua no se puede aprovechar, de modo que el poder calorífico ade-

cuado en los cálculos es el *PCI*. Dado que el valor del poder calorífico equivale aproximadamente al trabajo máximo obtenible de la combinación combustible/aire, a través de evoluciones reversibles, constituye una referencia para compararlo con el trabajo del motor.

El poder calorífico de un combustible depende de su composición química; en la Tabla 3.5 se muestran los valores de algunos combustibles habituales.

Tabla 3.5 Valores del poder calorífico inferior de combustibles comunes.

Combustible	H ₂	Gas natural	Propano	Gasolinas	Gasóleos	Fuel-oil	Etanol
PCI [MJ/kg]	121	45-47,7	46,4	42,7-43,5	42,5-43	>39,7	26,9

Finalmente hay que tener en cuenta que en la mayoría de aplicaciones el *PCI* viene expresado en energía por unidad de masa de combustible. Sin embargo, si se trata de un gas, la variable realmente significativa puede ser el volumen del combustible y no su masa. En la Tabla 3.6 se muestran los valores de *PCI* de los combustibles de la Tabla 3.5, pero expresados por unidad de volumen. Como puede verse, en el caso de los combustibles gaseosos las diferencias entre las dos tablas son muy importantes.

Tabla 3.6 Valores del poder calorífico inferior de combustibles comunes a 15 °C y 1 atm.

Combustible	H ₂ (gas)	Gas natural (gas)	Propano (gas)	Gasolinas	Gasóleos	Fuel-oil	Etanol
PCI [MJ/l]	10,3×10 ⁻³	30,6×10 ⁻³ 32,4×10 ⁻³	88,6×10 ⁻³	29-29,6	36-36,4	>37,7	21,2

Dosado

En los capítulos dedicados a la combustión se justifica con detalle el concepto de estequiometría de la combustión y el que se puedan dar combustiones con distintas proporciones de oxígeno y de combustible. Teniendo en cuenta que en los motores es el aire atmosférico la fuente de oxígeno, suele usarse como relación másica entre aire y combustible lo que se denomina dosado absoluto, cuya expresión es:

$$F = \frac{m_f}{m_a} = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a} = \frac{m_{f,cc}}{m_{a,cc}} \quad (3.19)$$

Cuando todo el oxígeno y todo el combustible reaccionan sin que quede nada de reactivos, se tiene el dosado estequiométrico F_e , o químicamente correcto. Dividiendo por él, tendremos el dosado relativo:

$$F = \frac{F}{F_e} \begin{cases} F_r < 1 : \text{dosado pobre} \\ F_r = 1 : \text{dosado estequiométrico} \\ F_r > 1 : \text{dosado rico} \end{cases} \quad (3.20)$$

El nombre de dosado pobre o rico es debido a que se considere que exista falta o exceso de combustible para la combustión estequiométrica. En la literatura germánica suele encontrarse el inverso de F_r y se suele denominar relación de aire, siendo su expresión:

$$\lambda = 1/F_r \quad (3.21)$$

El dosado estequiométrico depende solamente de la composición química del combustible y del aire; la Tabla 3.7 indica valores típicos en aire seco.

Tabla 3.7 Dosado estequiométrico de combustibles representativos.

Combustible	H ₂	Gas natural	Propano	Gasolinas	Gasóleos	Fuel-oil	Etanol
F_e	1/34	1/17	1/15,6	1/14,6	1/14,5	1/13,8	1/9

Cabe destacar el elevado valor de F_e del etanol, mostrado como representativo de los alcoholes. Su propio contenido en oxígeno hace que sus necesidades de oxígeno atmosférico sean menores. El muy bajo valor del hidrógeno viene de su baja masa molecular.

El dosado desempeña un papel importante, no solamente en la combustión, sino también en el desarrollo del ciclo, determinando el trabajo, la eficiencia y los residuos tóxicos en el gas de escape. Como resultado de todo ello, los dosados de los motores con tecnología actual suelen ser los indicados en la Tabla 3.8.

Tabla 3.8 Valores típicos del dosado relativo.

Motor	MEC	MEP Con catalizador de 3 vías	MEP Sin catalizador	MEP Combustión estratificada
F_r	< 0,95	1,0	0,9-1,2	< 0,9 salvo alto grado de carga

Recirculación de gases de escape

Una técnica que se ha popularizado mucho en los motores para reducir las emisiones de óxidos de nitrógeno (NO_x) es el empleo de lo que se conoce como EGR (Exhaust Gas Recirculation) y que consiste en recircular parte de los gases de escape a la admisión, lo que reduce las temperaturas máximas de combustión y la fracción de oxígeno, y por tanto los NO_x.

En los capítulos de combustión y reducción de sustancias contaminantes (capítulos 13, 15, 18, 20 y 21), se justificará plenamente el empleo del EGR, pero conviene en este momento aclarar las implicaciones que el EGR tiene sobre alguno de los parámetros ya definidos.

Particularmente importante es la modificación sustancial de la composición de la masa admitida por el motor, de ahí que se hable de concentración de oxígeno en la admisión de los motores más que del EGR, ya que se pueden relacionar ambos, y lo importante para la combustión es la cantidad de oxígeno disponible.

Otro parámetro con el que hay que ser cuidadoso es el rendimiento volumétrico, ya que hay que dejar claramente especificado si se incluye también el EGR.

Finalmente, los gases de escape recirculados suelen estar a elevada temperatura y además arrastran partículas y sustancias inquemadas o parcialmente quemadas, lo que debe ser tenido en cuenta por ser problemático. Esto es debido a que en un principio los porcentajes de EGR que se empleaban eran pequeños, pero actualmente pueden alcanzar valores del 50%.

La cantidad de gas que se recircula suele referirse a valores relativos o porcentuales. Se define así la tasa de EGR como el cociente entre la masa de gases recirculados dividido entre la masa de gas total admitido por el motor:

$$EGR = \frac{\dot{m}_{EGR}}{\dot{m}_{TOTAL}} 100 \quad (3.22)$$

donde EGR representa la tasa porcentual de EGR, \dot{m}_{EGR} es el gasto de gases de escape recirculados, y \dot{m}_{TOTAL} es el gasto de gases admitidos por el motor.

Puede demostrarse que la tasa de EGR así definida es equivalente (salvo matices de escaso impacto) al cociente de las concentraciones de dióxido de carbono existentes en la admisión y el escape de los motores, eliminando de ambas concentraciones el contenido en CO_2 del aire ambiente. Denotando la concentración con corchetes, esta equivalencia se indica como

$$EGR \approx \frac{[CO_{2,ad}] - [CO_{2,atm}]}{[CO_{2,es}] - [CO_{2,atm}]} \quad (3.23)$$

Para deducir esta expresión es necesario admitir que el CO_2 se forma en el motor, pero si es admitido, sobrevive íntegramente.

La determinación experimental de la cantidad de gas recirculado se hace muy difícil utilizando los sistemas típicos de medida de caudal de gases, dadas las condiciones de temperatura y contenido en partículas del gas de escape. Para su cálculo suele recurrirse a la expresión anterior, previa medida de las concentraciones de CO_2 en los colectores de admisión y escape.

Presión de admisión

La presión en el colector de admisión p_{col} es un parámetro clave para el llenado del cilindro; de hecho, se ha visto cómo en los MEP su reducción permite controlar el grado de carga del motor. Así, una estrategia muy extendida para aumentar la potencia sin modificaciones importantes de la geometría del motor es la sobrealimentación, tratada en el capítulo 11. Si mediante un compresor volumétrico o turbocompresor se incrementa p_{col} , la densidad en el colector de admisión crecerá proporcionalmente (si se conserva la temperatura) y también lo hará el gasto de aire, de modo que se puede aumentar la masa de combustible quemado y con ello la potencia entregada.

La p_{col} es un parámetro de funcionamiento que permite definir el grado de sobrealimentación como:

$$\alpha = \frac{p_{col}}{p_{atm}} \quad (3.24)$$

Otros parámetros

Los parámetros de funcionamiento descritos son los más importantes para la mayoría de aplicaciones de los MCIA; sin embargo, según el campo de estudio pueden ser considerados algunos otros parámetros. Así, para el estudio de la transmisión de calor (véase el capítulo 5) es importante conocer las temperaturas de refrigerante y de gases a la entrada y salida del motor, así como la del aceite de engrase, que también es significativa para la lubricación y las pérdidas mecánicas (ver capítulos 6 y 7), ya que afecta a su viscosidad. Para estudios detallados de renovación de la carga (ver capítulos 9 y 10) suele requerirse la temperatura y presión en diferentes puntos a lo largo del sistema de admisión y escape y finalmente, para el análisis del proceso de inyección-combustión, la temperatura del combustible es importante, así como la presión de inyección.

Un parámetro de funcionamiento importante es la presión en el cilindro, pero debido a la dificultad que presenta su medida no suele ser habitual su uso salvo en los trabajos de investigación y desarrollo. La presión máxima del ciclo sí se suele medir en grandes motores Diesel, en parte para evitar sobrecarga y en parte para equilibrar la combustión entre cilindros y lograr así una marcha suave.

3.4 Parámetros indicados y efectivos

Los parámetros básicos que definen las prestaciones de los motores se pueden clasificar en parámetros indicados y efectivos. Los parámetros indicados hacen referencia a lo que sucede en el cilindro, y los efectivos están relacionados con lo que sucede en el eje del motor. Las diferencias entre ambos son las pérdidas mecánicas que se van a enunciar una vez conocidos los parámetros indicados.

3.4.1 Parámetros indicados

Los parámetros indicados reciben su nombre del diagrama de indicador, que representa la evolución de la presión instantánea en cámara a lo largo del ciclo de trabajo en función del volumen del cilindro, como se ve en la Figura 3.3. En el capítulo 4 se describe cómo durante el ciclo de trabajo de un motor de cuatro tiempos se suceden una serie de evoluciones termodinámicas que dan lugar a dos lazos: el de alta presión, marcado con el signo positivo en la Figura 3.3, y el de baja presión, marcado con el signo negativo en dicha figura. El lazo de baja presión se denomina de bombeo, pues es causado por la necesidad de bombear los gases para ser renovados.

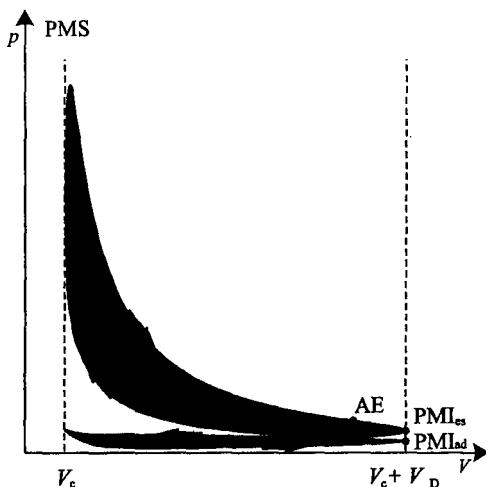


Figura 3.3 Ciclo indicado de un motor de cuatro tiempos, mostrando los lazos de alta y baja presión (bombeo).

El lazo de alta presión coincide en su mayor parte con la evolución termodinámica durante el ciclo cerrado (compresión, combustión y expansión), aunque no íntegramente, puesto que

debido al ángulo de apertura del escape, una parte, la derecha del lazo de alta presión, corresponde al inicio del proceso de escape y como consecuencia del cierre retrasado de la admisión, otra parte corresponde al final del proceso de admisión.

El trabajo neto cedido por los gases en el ciclo real del motor puede calcularse con la integral a lo largo del bucle cerrado de todo el ciclo, que coincide con el área encerrada por el ciclo en el diagrama $p-V$, asumiendo presión constante en la otra cara del pistón. Si la integral se extiende sólo al lazo de alta presión se obtendrá un trabajo positivo debido a que el área es recorrida en sentido horario mientras que el lazo de baja presión proporcionará una integral de signo negativo, de ahí los signos en la Figura 3.3. Nótese que en el caso de un motor 2T solo existe lazo de alta presión, al completarse un ciclo de trabajo en una sola revolución.

El trabajo de ambos lazos se separa propiamente en el punto O de la Figura 3.3, pero por facilidad suele definirse entre los puntos muertos inferiores, como se ve a continuación. En todo caso, es recomendable siempre dar indicaciones explícitas del criterio que se emplea a la hora de definir los parámetros indicados.

Teniendo en cuenta los comentarios anteriores se definen los siguientes parámetros:

Trabajo indicado

Es la integral del lazo de alta presión entre los puntos muertos superiores de admisión (PMI_{ad}) y de escape (PMI_{es}):

$$W_i = \int_{PMI_{es}}^{PMI_{ad}} p \, dV > 0 \quad (3.25)$$

El trabajo indicado coincide con el trabajo realizado, si se asume presión constante en la otra cara del pistón.

Como se ha indicado, es un trabajo positivo generado por los gases sobre el pistón gracias a que durante el proceso de combustión y expansión la presión en la cámara es superior a la de la compresión. Es posible encontrarlo en otras referencias de MCIA como trabajo indicado bruto (*gross indicated work*), distinguiéndolo del trabajo indicado neto (*net indicated work*) que cubre la integral completa de los lazos de alta y baja presión. Obsérvese que en un motor 2T no cabe tal distinción puesto que el ciclo de trabajo se completa en una revolución.

Potencia indicada

Se corresponde al trabajo indicado por unidad de tiempo:

$$N_i = i n W_i \quad (3.26)$$

Puede calcularse, bien referida a un cilindro, bien al motor completo, si el trabajo W_i es la suma de los trabajos de todos los cilindros.

Rendimiento indicado

Es la relación entre la potencia indicada desarrollada por el motor y la potencia térmica del combustible:

$$\eta_i = \frac{N_i}{\dot{m}_f PCI} \quad (3.27)$$

Puede calcularse, bien referido a un cilindro, bien al motor completo, si la potencia N_i es la de todos los cilindros.

Presión media indicada

Se denomina presión media indicada p_{mi} a aquella presión constante que durante la carrera de expansión produciría un trabajo igual al trabajo indicado, como se ve en la Figura 3.4.

$$p_{mi} = \frac{W_i}{V_D} \quad (3.28)$$

Obviamente, se supone presión nula en la otra cara del pistón.

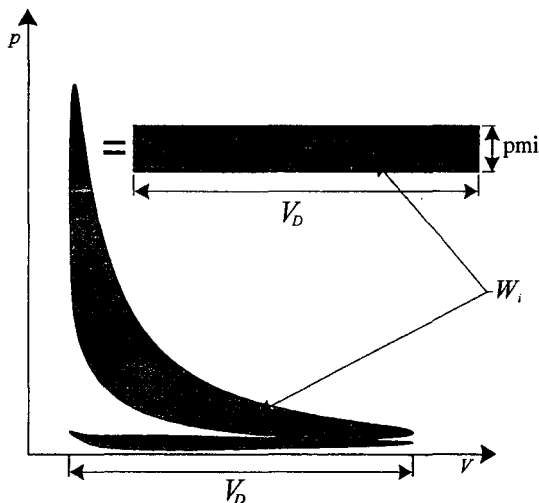


Figura 3.4 Ciclo indicado y representación de la presión media indicada.

Introduciendo la expresión (3.28) en la (3.26) se obtiene una expresión para la potencia indicada de un cilindro, o bien, si en lugar de la cilindrada y el trabajo unitarios se toman los totales, se tendrá la potencia indicada de todo el motor:

$$\begin{aligned} N_i &= i n p_{mi} V_D \quad (1 \text{ cilindro}) \\ N_i &= i n p_{mi} \underbrace{z V_D}_{V_T} \quad (z \text{ cilindros}) \end{aligned} \quad (3.29)$$

La potencia indicada del motor resulta pues directamente proporcional a la p_{mi} , a la cilindrada total V_T , al régimen de giro n y al tipo de ciclo i .

3.4.2 Pérdidas mecánicas

Como se representa en la Figura 3.5, el trabajo indicado no está disponible en el eje del motor sino que existen una serie de pérdidas de energía cuyo resultado es un trabajo efectivo (en el eje) menor que el indicado. Así, es necesario detraer el trabajo de bombeo, en valor absoluto. Además, el rozamiento de las piezas en movimiento del motor consume un trabajo y

finalmente, el motor tiene que arrastrar dispositivos, unos esenciales para su funcionamiento y otros, simples accesorios. Dado que muchas de esas pérdidas son comunes a todo el motor, se suelen contabilizar para el conjunto de los z cilindros. Más detalles sobre las pérdidas mecánicas se encuentran en el capítulo 7.

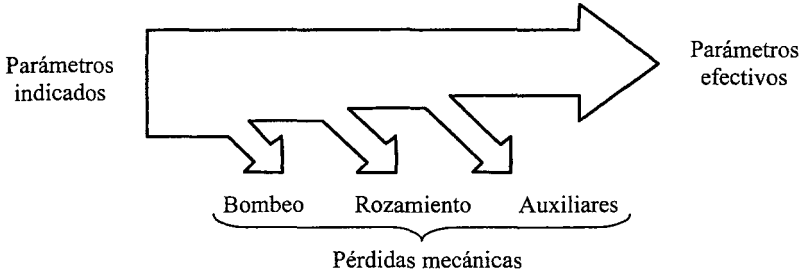


Figura 3.5 Desglose de pérdidas mecánicas en un motor.

Trabajo, potencia y presión media de bombeo, fricción y auxiliares

El trabajo del bucle de baja presión en los motores de cuatro tiempos se suele considerar una pérdida mecánica por ser generalmente un área de valor negativo:

$$W_b = \int_{PMI_e}^{PMI_a} p \, dV < 0 \quad (3.30)$$

Como consecuencia de que la presión de escape suele ser superior a la de admisión, el trabajo del lazo de baja es negativo y se le llamará trabajo de bombeo, pues es un trabajo necesario para la renovación de la carga. En algunos motores sobrealimentados, la presión de admisión, por efecto del compresor, puede ser superior a la de escape, por lo que este trabajo puede ser positivo. La expresión (3.30) permite obtener el trabajo de bombeo de un cilindro; si se requiere el del motor, basta con sumar el correspondiente a todos los cilindros.

Como en el caso de los parámetros indicados, puede definirse una potencia de bombeo:

$$N_b = i n W_b \quad (3.31)$$

que, de acuerdo con el valor tomado para W_b , puede referirse a un cilindro o al motor completo; y una presión media de bombeo:

$$\text{pmb} = \frac{W_b}{V_D} \quad ; \quad \text{pmb} = \frac{\sum W_b}{V_T} \quad (3.32)$$

De forma similar, es posible definir los correspondientes parámetros de potencia y presión media para las pérdidas por fricción

$$N_R = i n W_R \quad (3.33)$$

$$\text{pmR} = \frac{W_R}{V_T} = \frac{N_R}{i n V_T} \quad (3.34)$$

y para las pérdidas por accionamiento de auxiliares:

$$N_a = i n W_a \quad (3.35)$$

$$p_{ma} = \frac{W_a}{V_T} = \frac{N_a}{i n V_T} \quad (3.36)$$

Nótese que tanto en parámetros referidos a auxiliares como los referidos a fricción, lo habitual es referirse a los valores del motor completo. La razón es que, como se ve en el capítulo 7, dichas pérdidas mecánicas han de calcularse de forma integral y no individualizada para cada cilindro, como sí que es posible hacer con el bombeo.

La suma de los parámetros correspondientes de bombeo, fricción y auxiliares, permite expresar el trabajo, potencia y presión media de pérdidas mecánicas del motor como:

$$W_{pm} = W_b + W_R + W_a \quad (3.37)$$

$$N_{pm} = N_b + N_R + N_a \quad (3.38)$$

$$p_{pm} = p_{mb} + p_{mR} + p_{ma} \quad (3.39)$$

3.4.3 Parámetros efectivos

Se refieren al eje del motor y por tanto incluyen el ciclo cerrado, el bombeo y las pérdidas por fricción y auxiliares. Son habituales los que se relacionan a continuación.

Par efectivo

Es el par mecánico medio M_e que el motor ejerce por medio de su eje hacia el exterior. Es posible su medida directa como se describe en el capítulo 28, de modo que junto con el régimen de giro del motor, permiten el cálculo del resto de parámetros efectivos. El par motor es un parámetro de especial interés pues indica la capacidad tractora que otorga el motor a los dispositivos arrastrados por él; indica asimismo la capacidad de aceleración.

Potencia efectiva

Se obtiene directamente a partir del par efectivo que el motor entrega al régimen de giro n :

$$N_e = M_e \omega \quad ; \quad \omega = 2\pi n \quad (3.40)$$

Además la potencia efectiva puede expresarse en función de la indicada y de las pérdidas mecánicas, como:

$$N_e = N_i - N_{pm} \quad (3.41)$$

El referir la potencia máxima que rinde el motor a algún parámetro de interés, como el tamaño, el peso, etc. da una idea de las características y prestaciones de un motor. Así, se suele denominar potencia específica a la potencia máxima por unidad de cilindrada [kW/l], o por unidad de peso [kW/kg] y si el espacio disponible para el motor es exiguo, como en un buque, se usa la potencia por m³ de volumen envolvente exterior del motor.

El coste de adquisición suele estimarse por unidad de potencia máxima, p. e. [€/kW].

Trabajo efectivo

El trabajo efectivo es el indicado menos las pérdidas mecánicas:

$$W_e = W_i - W_{pm} \quad (3.42)$$

y en la práctica su cálculo puede hacerse a partir de la potencia efectiva:

$$W_e = \frac{N_e}{i n} \quad (3.43)$$

Rendimiento efectivo

Se denomina rendimiento efectivo a la relación entre la potencia efectiva desarrollada por el motor y la potencia térmica del combustible:

$$\eta_e = \frac{N_e}{\dot{m}_f PCI} \quad (3.44)$$

La Tabla 3.9 muestra valores representativos del rendimiento efectivo de distintos tipos de motor de tecnología actual.

Tabla 3.9 Rendimiento efectivo máximo y consumos específicos (referidos a gasolina y gasoil) de distintos tipos de motor.

Motor MEP		η_e [%]	g_{ef} [g/kWh]	Motor MEC		η_e [%]	g_{ef} [g/kWh]
4T	Motocicletas	32	260	Automóvil (IDI)	35	240	
	Automóvil	35	240	Automóvil (DI sobrealimentado)	44	190	
				Industrial / Vehículo pesado	47	180	
2T	2T pequeño tamaño	25	335	2T gran tamaño	55	150	

Rendimiento mecánico

Una forma de tener en cuenta las pérdidas mecánicas es como proporción del trabajo indicado, definiendo así el rendimiento mecánico:

$$\left. \begin{aligned} \eta_m &= \frac{W_e}{W_i} = \frac{N_e}{N_i} \\ W_e &= W_i - W_{pm} \end{aligned} \right\} \Rightarrow \eta_m = 1 - \frac{W_{pm}}{W_i} = 1 - \frac{N_{pm}}{N_i} \quad (3.45)$$

El rendimiento mecánico puede llegar a valer 0,9 (ver capítulo 7), generalmente a un régimen de giro moderado y a plena carga. No alcanza valores tan elevados como en las turbinas de gas o de vapor debido a una mayor cantidad de piezas en movimiento mutuo deslizante.

Presión media efectiva

Por analogía con la pmi se define la presión media efectiva pme, como una presión constante que durante la carrera de expansión produciría un trabajo igual al trabajo efectivo, con lo que se puede escribir:

$$pme = \frac{W_e}{V_T} = \frac{N_e}{i n V_T} \quad (z \text{ cilindros}) \quad (3.46)$$

En el caso de un motor policilíndrico la pme que se obtiene es la media de todos los cilindros. La Tabla 3.10 muestra valores orientativos de la pme de distintos tipos de motor.

Tabla 3.10 *Valores orientativos de presión media efectiva máxima de distintos tipos de motor.*

	Motor MEP	pme [bar]	Motor MEC	pme [bar]
	Competición	16	Automóvil (IDI)	12
4T	Atmosféricos	13	Automóvil (DI sobrealimentado)	23
	Sobrealimentados	17	Industrial / Vehículo pesado	23
2T	2T pequeño tamaño	12	2T gran tamaño (sobrealimentado)	25

A partir de (3.42), teniendo en cuenta (3.28) y (3.46) es posible obtener la presión media de pérdidas mecánicas de todo el motor como:

$$pme = pmi - pmpm \quad (3.47)$$

Consumo específico

La expresión del rendimiento efectivo que se ha definido proporciona la información necesaria para evaluar la eficiencia de un motor; sin embargo, por razones históricas, otra forma de definir el rendimiento es lo que se conoce como consumo específico. El consumo específico se define como el consumo horario de combustible en relación a la potencia producida y tiene por expresión:

$$g_{ef} = \frac{\dot{m}_f}{N_e} \quad (3.48)$$

Las unidades usadas habitualmente son g/kWh, pues expresa directamente los gramos consumidos para dar una potencia determinada en kW durante una hora. Sin embargo g/MJ sería también una unidad válida.

La Tabla 3.9 muestra valores representativos de g_{ef} en diferentes motores con tecnología actual. En el apartado de relaciones entre parámetros se da la equivalencia entre η_e y g_{ef} .

En los vehículos automóviles, dado que la compra del combustible suele hacerse en litros y puesto que al usuario lo que le importa es la distancia recorrida, suele ser usual expresar el consumo en litros por kilómetro, que evidentemente tienen una correlación directa con el

consumo específico, incluyendo la densidad del combustible por estar dando el valor referido al volumen de combustible.

Emisiones

A pesar de la disminución drástica de las emisiones de los motores conseguida en los últimos años, a día de hoy los gases de escape contienen en mayor o menor medida una cierta cantidad de sustancias contaminantes. La problemática de la formación de emisiones contaminantes en los MCIA y las técnicas para reducirlas se abordan en detalle en los capítulos 15 y 21. Los niveles de emisión pueden expresarse de distintas formas que a veces son ambiguas y dan lugar a comparaciones de difícil comprensión. En este apartado se van a dar de forma resumida los parámetros más habituales empleados para cuantificarlos.

- El índice de emisión de la especie contaminante i es la relación entre el gasto de dicha especie y el gasto de combustible quemado o la masa en el mismo intervalo de tiempo:

$$EI_i = \frac{\dot{m}_i}{\dot{m}_f} = \frac{m_i}{m_f} \quad (3.49)$$

Como se puede apreciar, este índice es adimensional. Sin embargo, para valores muy pequeños de dicho índice, suele multiplicarse por 10^3 y para ello utilizarse unidades, en este caso g/kg. Este índice es muy útil porque expresa la cantidad de contaminante formado por masa de combustible consumido, independientemente del grado de dilución del gas de escape o de la completitud de la combustión.

- La emisión específica expresa las emisiones por unidad de potencia efectiva suministrada:

$$EE_i = \frac{\dot{m}_i}{N_e} \quad (3.50)$$

donde las unidades habitualmente utilizadas son g/kWh o g/MJ. La emisión específica está relacionada con el índice de emisión (EI) por la siguiente ecuación:

$$EE_i = \frac{\dot{m}_i}{N_e} = \frac{\dot{m}_f}{N_e} EI_i = g_{cf} EI_i \quad (3.51)$$

- Otra medida de las emisiones frecuentemente empleada es la masa de contaminante emitida por unidad de energía liberada por el combustible:

$$\frac{\dot{m}_i}{\dot{Q}_{lib}} = \frac{EI_i}{PCI} \quad (3.52)$$

donde las unidades usuales son análogamente g/kWh o g/MJ.

- Finalmente, en vehículos ligeros suele usarse la cantidad de contaminante emitida por la distancia recorrida por el vehículo (habitualmente en g/km):

$$\frac{\dot{m}_i}{L} = EE_i \frac{N_e}{u} \quad (3.53)$$

donde N_e es la potencia efectiva que suministra el motor cuando el vehículo viaja a una velocidad u . Sin embargo, para procesos de homologación, la medida viene dada en g/ciclo de homologación.

En el capítulo 15 se detallan otras unidades adimensionales como el tanto por uno o tanto por ciento, las partes por millón o partes por billón referidas a la masa o al volumen de gases contaminados. Si las emisiones son gaseosas, lo más habitual es que dichas unidades se refieran a relaciones volumétricas.

3.5 Relaciones más importantes entre parámetros

Para finalizar la descripción de parámetros básicos se van a presentar de forma resumida una serie de relaciones interesantes entre los parámetros ya vistos. Son las siguientes:

Expresiones de la potencia

- A partir del par y el régimen (ecuación 3.40) resulta:

$$N_e = M_e \omega \quad ; \quad \omega = 2\pi n$$

- A partir de la pme y el régimen:

La fuerza equivalente que ejercen los gases sobre el pistón vale:

$$F = \text{pme } A_p \quad (3.54)$$

El trabajo realizado en el desplazamiento del pistón:

$$W = F S = \text{pme } A_p S \quad (3.55)$$

La potencia obtenida de ese cilindro vale:

$$N = i n W = i n \text{pme } A_p S \quad (3.56)$$

Si tenemos z cilindros la potencia la podemos escribir:

$$N_e = N z = i n \text{pme } \underbrace{A_p S z}_{\frac{V_r}{V_d}} \quad (3.57)$$

- A partir de los parámetros de funcionamiento del motor:

De la expresión (3.44) se puede obtener:

$$N_e = \eta_e \dot{m}_f PCI \quad (3.58)$$

y teniendo en cuenta (3.19) se puede escribir:

$$\left. \begin{aligned} N_e &= \eta_e \dot{m}_f PCI \\ \dot{m}_f &= F \dot{m}_a \end{aligned} \right\} \Rightarrow N_e = \eta_e F \dot{m}_a PCI \quad (3.59)$$

Si la expresión anterior se combina con las expresiones (3.17) y (3.20) finalmente se obtiene:

$$\left. \begin{aligned} N_e &= \eta_e F \dot{m}_a PCI \\ \dot{m}_a &= i n \eta_v V_T \rho_{ref} \\ F &= F_e F_r \end{aligned} \right\} \Rightarrow N_e = i n \eta_e \eta_v F_e F_r V_T \rho_{ref} PCI \quad (3.60)$$

La ecuación (3.60) proporciona una expresión básica para la potencia efectiva que detalla de forma explícita el efecto de los parámetros básicos del motor. Como puede verse, para un motor dado actuando con un combustible y atmósfera determinados (V_T , ρ_{ref} , i , F_e y PCI) la potencia es proporcional a:

- Llenado del motor a través del rendimiento volumétrico: η_v
 - Régimen de giro: n
 - Dosado relativo: F_r
 - Rendimiento efectivo: η_e
- Una expresión muy interesante de la potencia del motor aparece al formularla como función de la sección del pistón. En efecto, a partir de la ecuación (3.57) y de la definición de c_m podemos escribir:

$$\frac{N_e}{zA_p} = \frac{i c_m pme}{2} \quad (3.61)$$

Esta forma de expresar la potencia mostrará todo su interés en el capítulo 25 dedicado al estudio de la semejanza en motores, donde se demostrará que es un parámetro prácticamente constante, o al menos, constante para ciertos tipos de motores. Se podría intuir esta afirmación teniendo en cuenta que al diseñar un motor la única superficie disponible para obtener potencia es la superficie del pistón por lo que la diferencia que puede existir entre motores que tengan el mismo valor de $N_e/(zA_p)$ debe ser pequeña.

Expresiones de la pme

- A partir de las expresiones (3.40) y (3.46) se obtiene la pme en función del par:

$$\left. \begin{aligned} N_e &= 2\pi n M_e \\ N_e &= i n V_T pme \end{aligned} \right\} \Rightarrow pme = \frac{2\pi M_e}{i V_T} \quad (3.62)$$

Puede observarse que para una pme dada, el par es proporcional a la cilindrada total V_T .

- A partir de los parámetros de funcionamiento del motor:

De las expresiones (3.57) y (3.60) se puede obtener:

$$\left. \begin{aligned} pme &= \frac{N_e}{i n z A_p S} \\ N_e &= i n \eta_e \eta_v F_e F_r V_T \rho_{ref} PCI \end{aligned} \right\} \Rightarrow pme = \eta_e \eta_v F_e F_r \rho_{ref} PCI \quad (3.63)$$

Puede verse que solo aparecen parámetros adimensionales que multiplican a $\rho_{ref} PCI$. Luego, para obtener una alta pme conviene un combustible de elevado poder calorífico y una densidad en el conducto de admisión alta.

Relación entre consumo específico y rendimiento

Si se introduce en la definición del consumo específico (3.48) N_e como función del rendimiento, según la expresión (3.44), resulta el consumo específico inversamente proporcional al rendimiento efectivo:

$$\left. \begin{aligned} g_{ef} &= \dot{m}_f / N_e \\ N_e &= \eta_e \dot{m}_f PCI \end{aligned} \right\} \Rightarrow g_{ef} = \frac{1}{\eta_e PCI} \quad (3.64)$$

Cabe destacar que un bajo poder calorífico origina mayor consumo específico para un cierto rendimiento. Como se ha visto, usando combustibles derivados del petróleo, el consumo específico de un MCIA es superior a 155 g/kWh. Sin embargo, con un alcohol se tendrían consumos específicos aún mayores.

Del análisis de las expresiones η_e y g_{ef} se concluye que el rendimiento es un parámetro adimensional mientras que el consumo específico viene afectado por el PCI del combustible; de ahí que se puedan comparar los valores del rendimiento de diferentes motores, pero no se puedan comparar los consumos específicos de dos motores si éstos no utilizan el mismo combustible.

3.6 Curvas características

Una forma habitual de mostrar las prestaciones, emisiones o parámetros de funcionamiento de interés de un motor es hacerlo de forma gráfica mediante lo que se conoce como curvas características. El capítulo 29 se dedica de forma íntegra a describir sus tipos, aplicaciones y modo de uso, pero se ha considerado interesante en este capítulo, una vez descritos los parámetros básicos, hacer una breve introducción a dichas curvas.

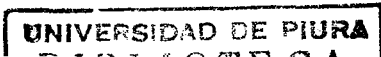
En primer lugar se debe destacar la diversidad tanto de los objetivos como de los tipos de curvas características. Los objetivos abarcan desde mostrar el intervalo de uso de un motor concreto, habitualmente en términos de régimen y pme, y proporcionar al usuario información sobre el funcionamiento dentro de dicho rango de operación, permitir la comparación de motores o evaluar la idoneidad de un motor para una determinada aplicación.

En general, las curvas características representan uno o varios parámetros de interés (prestaciones, emisiones o parámetros de funcionamiento) en función de las condiciones operativas del motor. Los parámetros de interés más habituales son la potencia, el par o la pme, el consumo o rendimiento y las emisiones específicas, aunque dependiendo del uso pueden encontrarse curvas características que representen el dosado, la tasa de EGR, los caudales y temperaturas de fluidos o, en general, cualquier otro parámetro que pueda tener interés para una determinada aplicación.

Dependiendo de las características y la aplicación concreta de un motor, este presenta mayor o menor grados de libertad para acomodarse a sus requerimientos de uso, de modo que su rango de variación en la mayoría de ocasiones viene determinado mediante uno o dos de los parámetros de funcionamiento descritos en el apartado 3.3. Así, en la mayoría de aplicaciones de automoción el motor tiene dos grados de libertad, pudiendo cambiar tanto el régimen de giro como su grado de carga, de modo que régimen y par, o sus equivalentes normalizados c_m y pme son los dos parámetros más empleados como variables independientes. Cuando las condiciones de variación del motor se reducen, como en el caso de los motores estacionarios donde el régimen de giro es prácticamente constante, puede cubrirse todo el campo de operación del motor con una sola variable independiente que represente la variación del grado de carga. Es habitual en este caso usar la potencia, el par o la pme.

La forma de presentar la información se ha ido normalizando a lo largo del desarrollo de los motores, de modo que es habitual emplear unas determinadas curvas características en cada ámbito de aplicación. Los dos tipos más habituales son:

- Curvas características de velocidad. Para un grado de carga constante, muestran el parámetro de interés en función del régimen de giro. Dentro de este tipo, son muy usuales en aplicaciones de automoción las curvas de plena carga que corresponden a las máximas capaci-



dades de un motor. En ellas se representan el par o la pme junto con la potencia que entrega el motor en condiciones de accionamiento máximo del acelerador. Permiten de forma sencilla conocer la potencia y el par máximos y a qué regímenes se dan. Se suele acompañar estas dos curvas de la de consumo específico, también a plena carga. La Figura 3.6 muestra un ejemplo de estas curvas en un motor MEC sobrealimentado de 2 litros.

- Curvas características multiparamétricas. Presentan la variación de uno o varios parámetros de interés en función de más de una variable de operación. Como se ha indicado, en el caso de aplicaciones de automoción, las variables independientes habituales para esta representación son el régimen de giro y la pme, obteniéndose mapas bidimensionales donde se muestra el comportamiento del motor a carga parcial. Es usual representar en dichos mapas las curvas características de isoconsumo, isopotencia, isoemisiones, etc. La Figura 3.7 muestra un ejemplo de curva multiparamétrica en un motor MEP sobrealimentado de 2 litros.

En el capítulo 29 se muestran diversos ejemplos de los dos tipos de curvas indicados, así como otros menos habituales y detalles acerca de aplicaciones concretas de las mismas.

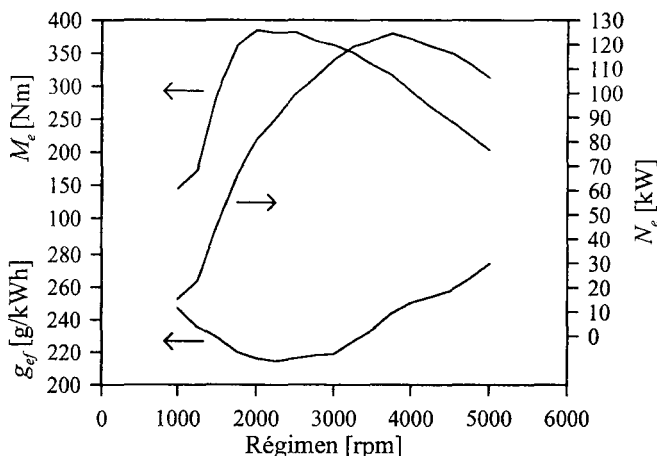


Figura 3.6 Curvas de plena carga de un motor MEC sobrealimentado.

3.7 Resumen

Pueden considerarse, para la descripción de los MCIA, tres categorías de parámetros fundamentales: parámetros geométricos, parámetros de funcionamiento y parámetros indicados y efectivos

Los parámetros geométricos permiten definir la forma y tamaño de los elementos más característicos del motor. Incluyen los parámetros relativos a las dimensiones de la cámara de combustión, como el diámetro o los volúmenes de la cámara y desplazado, los relativos al mecanismo biela-manivela, como la carrera y las longitudes de biela y manivela, los relativos al sistema de renovación de la carga, como son el tamaño y número de válvulas, así como características constructivas, tal cual son la disposición de los cilindros o el número de revoluciones por ciclo.

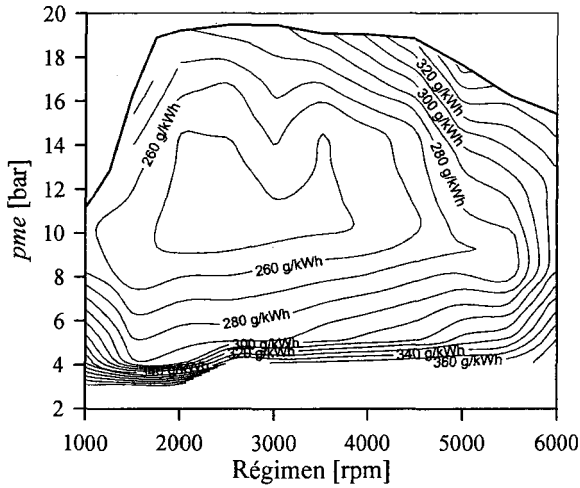


Figura 3.7 Curvas de isoconsumo de un motor MEP sobrealimentado

Los parámetros de funcionamiento permiten definir el estado operativo del motor a partir de variables que pueden medirse experimentalmente. Con estos parámetros es posible identificar dónde está trabajando el motor dentro de su rango de funcionamiento. Entre estos cabe destacar el régimen y el grado de carga, entradas habituales en los mapas de motor, así como los gastos de aire y combustible que determinan las condiciones en las que tendrá lugar la combustión.

Los parámetros indicados y efectivos permiten caracterizar las prestaciones y emisiones de un motor en un determinado punto de operación. Los parámetros indicados se calculan a partir del diagrama p - V obtenido de la medida de la presión instantánea en cámara sincronizada con el giro del cigüeñal, y los parámetros efectivos se refieren al eje. La diferencia entre ellos son las pérdidas mecánicas debidas al trabajo de bombeo, fricción y accionamiento de auxiliares. Entre estos parámetros cabe destacar los trabajos, potencias, rendimientos y presiones medias indicados y efectivos, así como el gasto y emisiones específicos.

Por último, las curvas características de un motor permiten representar de forma sintética uno o varios parámetros de interés, como prestaciones, emisiones o parámetros de funcionamiento, en función del punto de operación del motor, definido mediante algunos de los parámetros de funcionamiento, habitualmente régimen y pme .

Referencias y bibliografía

Bibliografía

- Basshuysen, R.V.; Schäfer, F., *Internal combustion engine handbook: Basics, components, systems, and perspectives*. SAE International, 2004.
- Bosch, *Bosch Automotive Handbook*, 7th Edition. Robert Bosch, 2007.
- Heisler, H., *Advanced engine technology*. SAE International, 1998.
- Heywood, J. B., *Internal combustion engine fundamentals*. McGraw-Hill, 1988.

- Muñoz, M.; Payri, F., *Motores de combustión interna alternativos*. Fundación General de la UPM, 1989.
- Stone, R., *Introduction to internal combustion engines*. Mac Millan, 1992.
- Taylor, C. F., *The internal combustion engine in theory and practice*. MIT Press, 1985.

Capítulo 4

Ciclos de trabajo

O. Armas

A. Lecuona

4.1	Introducción.....	72
4.2	Definición de ciclos. Clasificación.....	72
4.3	Diferencias fenomenológicas entre ciclos teóricos y reales.....	73
4.3.1	Ciclo real en los MEP.....	73
4.3.2	Ciclo real en los MEC.....	77
4.3.3	Factor de calidad.....	78
4.4	Ciclos teóricos de aire estándar.....	78
4.4.1	Ciclo de presión limitada o ciclo Sabathé.....	78
4.4.2	Ciclo con combustión a $V = \text{cte}$ o ciclo Otto.....	80
4.4.3	Ciclo con combustión a $p = \text{cte}$ o ciclo Diesel.....	81
4.5	Efecto de los parámetros del ciclo.....	82
4.6	Otros ciclos teóricos.....	85
4.6.1	Ciclo Miller.....	85
4.6.2	Ciclo Atkinson.....	87
4.6.3	Ciclo Lenoir.....	89
4.7	Resumen.....	89
	Referencias y bibliografía.....	90

4.1 Introducción

Los procesos que experimenta el fluido operante en el interior de un motor son muy complejos, pues hay que tener presente que el flujo es turbulento, reactivo y no estacionario y durante los distintos procesos se intercambia calor y trabajo con el entorno. Por otra parte, el motor se comporta alternativamente como un sistema abierto, intercambiando masa con el exterior, o como un sistema cerrado, con volumen de control variable. Con todas estas consideraciones se puede comprender que resulte alejado de la realidad utilizar en los motores de combustión interna alternativos lo que se conoce como ciclos termodinámicos aunque, como se estudia en este capítulo, se pueden extraer conclusiones válidas desde el punto de vista cualitativo y de tendencias al modificar determinados parámetros.

A pesar de estas consideraciones, el estudio de la termodinámica y de los ciclos ha ido unido al desarrollo de los MCIA desde sus comienzos. El análisis de los procesos que suceden en el interior del cilindro, ha sido y es de gran importancia para mejorar las prestaciones de los motores. Sirvió, por ejemplo, para comprender la necesidad de que existiera un proceso previo de compresión que aumentara la temperatura a la que se aporta a los gases la energía térmica generada por el proceso de combustión interna, mejorando el rendimiento del motor como enseña el ciclo teórico de Carnot. Sirve, en la actualidad, no sólo como aproximación al cálculo de los parámetros reales, sino también como pauta para el análisis de las posibles mejoras termodinámicas de un motor concreto.

El planteamiento del capítulo se ha estructurado como sigue. En primer lugar se va a definir lo que se entiende por ciclo y qué tipos son los más usuales. En segundo lugar, se va a realizar un análisis fenomenológico de la evolución del fluido en el motor para tener en cuenta las imperfecciones y poder plantear un ciclo termodinámico. En el siguiente apartado se plantea el ciclo mixto de aire como el ciclo representativo de los MCIA con dos casos particulares, de combustión a volumen constante y a presión constante con un estudio de la influencia de los distintos parámetros del ciclo sobre el trabajo y el rendimiento.

Se finaliza el capítulo con los ciclos Miller, Atkinson y Lenoir, con relaciones de expansión más largas que las de compresión, que presentan alguna ventaja potencial, al menos desde un punto de vista teórico.

4.2 Definición de ciclos. Clasificación

Se entiende por ciclo termodinámico la evolución sucesiva de procesos que experimenta un mismo fluido (sistema sin reacción química) desde un estado termodinámico inicial, regresando finalmente a dicho estado. El apelativo de termodinámico se usa para destacar que, en el sistema considerado, las variables termodinámicas son uniformes en el volumen de control existiendo, por tanto, equilibrio interno.

Si la evolución que sufre el fluido se considera idealizada se tendrá un ciclo termodinámico teórico. En función de la composición del fluido que evoluciona, se puede clasificar los ciclos como de aire cuando el fluido es un gas perfecto con composición constante y de aire-combustible en cuyo caso se suele considerar la composición variable y calores específicos de los componentes, en el caso más complejo.

Los ciclos termodinámicos teóricos de aire suponen la aproximación más simple al funcionamiento de los MCIA. Éstos usan una evolución totalmente cíclica de una masa determinada, que intercambia solamente calor (Q) y trabajo (W) con el exterior y por lo tanto son ciclos cerrados, incorporando una masa constante, denominada masa de control. Se han concebido

ciclos para representar de forma idealizada el funcionamiento de diversos tipos de motores térmicos. Así, el ciclo Rankine representa el funcionamiento de una turbina de vapor y el ciclo Brayton el de una turbina de gas. Los ciclos estándar Diesel y Otto son una referencia en MCIA y tradicionalmente han representado, en un diagrama p - V , a los motores de encendido por compresión (MEC) y de encendido provocado (MEP) respectivamente. En ambos se hace uso de un único gas perfecto en todo el ciclo, el aire, por lo que tradicionalmente se han denominado ciclos teóricos de aire estándar [1, 2]. Una generalización de estos ciclos es el ciclo mixto o de Sabathé, que tiene una parte del aporte de calor realizado a volumen constante y otra parte a presión constante. Posiblemente, este ciclo sea el más representativo de los actuales motores Diesel y, además, eliminando el aporte de calor a $p = cte$ o a $V = cte$ se transforma en los ciclos Otto y Diesel respectivamente.

Finalmente, se podría simular de forma más precisa la evolución del fluido en el motor teniendo en cuenta todas las imperfecciones y aprovechando la potencia de cálculo actual de los ordenadores. En este caso, ya no se tendrá lo que se conoce como ciclo termodinámico sino la evolución realista del fluido en el cilindro durante el ciclo cerrado, lo que se suele denominar modelo termodinámico, tal como se plantea en el capítulo 24.

4.3 Diferencias fenomenológicas entre ciclos teóricos y reales

Para poder plantear un ciclo teórico, es conveniente analizar previamente la evolución que sufre el fluido en el motor. Con ello, se conocerá cómo son los procesos y qué desviaciones pueden existir respecto a las evoluciones ideales y, asimismo, se cuantificará esas desviaciones y todo ello permitirá, finalmente, plantear un ciclo en el que se tendría acotadas sus limitaciones, que serán función de las hipótesis que se hayan asumido.

El estudio va a referirse a la parte cerrada de la evolución del fluido en el motor, es decir, a los procesos de compresión, combustión y expansión, que son los que se pueden asimilar a un ciclo termodinámico. Por otra parte, se hará el análisis de forma separada en los MEP y MEC ya que sus procesos de combustión, como ya se ha apuntado en capítulos anteriores, presentan diferencias apreciables, por lo que los ciclos teóricos de ambos motores deberán ser diferentes.

La evolución del fluido se va a seguir a través de los diagramas p - V de la Figura 4.1, en los que no se han dibujado los procesos de escape y admisión.

4.3.1 Ciclo real en los MEP

Proceso de compresión

Durante el proceso de compresión en un MEP, una vez finalizada la admisión, debido a la disminución del volumen del cilindro, se comprime un fluido formado por:

- Aire que proviene del proceso de admisión.
- Gases residuales procedentes del ciclo anterior, o bien de los gases recirculados (EGR).
- Combustible inyectado en el colector, en el caso de los motores de inyección convencional. Puede suceder que este combustible se introduzca en el cilindro una vez iniciado el proceso de compresión, como es el caso en los motores de inyección directa.

Una primera consideración a realizar, a la hora de plantear un ciclo teórico, es si el fluido que evoluciona debe ser tenido en cuenta en su composición real, o por el contrario se utiliza el aire como fluido de referencia en el estudio de la evolución. En el caso de la compresión suponer que se realiza con aire no representa una simplificación excesiva.

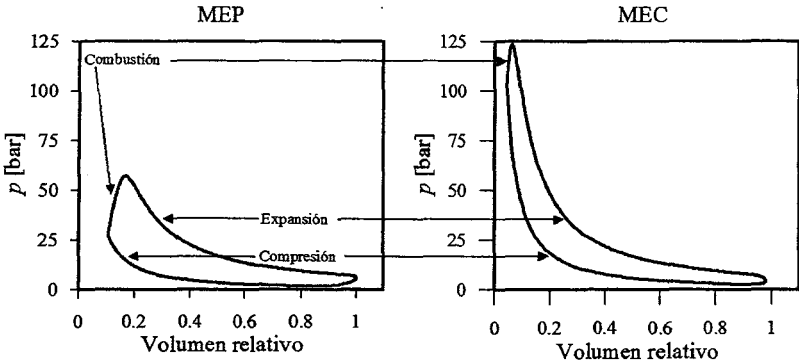


Figura 4.1 Representación esquemática de la evolución del fluido en MEP (izquierda) y en MEC (derecha).

Durante el proceso de compresión las diferencias de temperatura y velocidad relativa entre fluido y pared no son muy elevadas, siendo además el proceso de una duración corta, por lo que el tiempo de residencia es bajo. Se puede asumir, teniendo en cuenta estas circunstancias, que en el proceso de compresión esencialmente no hay transmisión de calor, de ahí que la hipótesis de que el proceso sea adiabático es próxima a la realidad.

Durante la compresión real, la presión es prácticamente uniforme en el cilindro, por lo que las velocidades del fluido en el cilindro son moderadas. Ello conduce a que la disipación de energía cinética en energía interna en el seno del fluido sea despreciable y con ello se puede considerar con mucha aproximación que el proceso de compresión es mecánicamente reversible.

En un motor alternativo en buen estado y en condiciones normales de funcionamiento, las fugas de fluido a través del cilindro (*blow-by*) son despreciables durante el proceso de compresión debido a la moderada presión existente en el cilindro y al sellado de los segmentos, por lo que es aceptable suponer que la masa que evoluciona se mantiene constante a lo largo del proceso de compresión.

En resumen, considerar que el proceso de compresión se realiza con un fluido con las propiedades del aire, siendo el proceso mecánicamente reversible y adiabático y suponiendo que la masa que evoluciona permanece constante, son hipótesis próximas a la realidad en la mayoría de condiciones de funcionamiento. Posiblemente, de todas ellas la condición más alejada de la realidad sea la referida a las propiedades del fluido como consecuencia del combustible y sobre todo del EGR, si existe.

Proceso de combustión

La combustión en los MEP se estudia con detalle en el capítulo 18, pero a efectos del estudio de los ciclos basta decir que la combustión se inicia generalmente por el salto de una chispa eléctrica, que inflama la mezcla de combustible y aire en el momento adecuado, formándose una llama que avanza hasta llegar a las paredes, convirtiendo los reactantes en productos de la combustión.

Durante el proceso de combustión de un MEP, la velocidad del frente de llama es del mismo orden de magnitud que la velocidad del pistón (~ 15 m/s). En consecuencia, el diagrama

$p-V$ queda afectado por la velocidad de combustión, originando las denominadas pérdidas de tiempo, debidas a la progresión de la combustión. En definitiva, la combustión se inicia antes del punto muerto superior (PMS) para evitar que termine demasiado tarde, lo que provoca un incremento de la presión antes del PMS y por ello el pistón tiene que realizar más trabajo contra los gases antes del PMS. Además, la expansión ya ha comenzado cuando la combustión no ha finalizado aún, por lo que la última parte de la mezcla que se quema no se expande desde el PMS, cuando el volumen es mínimo, sino desde un volumen mayor, produciendo por ello menos trabajo. Si la combustión se produjese instantáneamente en el PMS, el rendimiento sería, lógicamente, más elevado.

La necesidad de refrigerar el motor para evitar su deterioro por temperatura excesiva, conduce a un proceso de combustión no adiabático con las consiguientes pérdidas de calor que, al ocurrir en las inmediaciones del PMS, cuando aún falta por obtenerse la casi totalidad del trabajo de expansión, reducen de forma apreciable el trabajo del ciclo.

Las fugas de fluido a través del cilindro son pequeñas, debido sustancialmente al poco tiempo que transcurre durante la combustión, por lo que pueden despreciarse.

Finalmente, es preciso señalar que la combustión real no es completa, debido a imperfecciones en la formación de la mezcla aire-combustible y al apagado de la llama por la turbulencia excesiva o por el contacto con la pared, menos caliente. Además, a la temperatura a la que se desarrolla el proceso, la reacción química de oxidación no está desplazada a productos finales y existe disociación, por lo que no se libera la totalidad del calor.

Del análisis del proceso de combustión se concluye que resulta un proceso difícil de idealizar, con el problema añadido de que el motor térmico es una máquina de combustión interna y no se puede hablar con propiedad de calor aportado, sino de generación de calor por un proceso de combustión, que además implica un cambio de composición en el fluido que evoluciona.

Una hipótesis usual es suponer que el fluido que evoluciona es aire con composición constante. Esta hipótesis es sin lugar a dudas la de más trascendencia conceptual, si bien los errores que se cometen en las estimaciones de trabajo no son superiores al 5-10% debido a esta circunstancia. Evidentemente, como no hay combustión, habrá que considerar una aportación de calor igual a la generada por el proceso de combustión.

Es el momento de analizar cómo se puede idealizar una combustión que, como ya se ha visto, no es instantánea. Una manera ampliamente aceptada, que es la que históricamente se ha empleado en los MEP, es suponer una aportación de calor a $V = cte$, que es lo mismo que suponer que la combustión es instantánea.

Resumiendo, el proceso de combustión es el que necesita de hipótesis más restrictivas para poderlo idealizar y las que se van a utilizar son:

- El fluido que evoluciona es un gas ideal con propiedades constantes correspondientes al aire.
- La generación de calor se sustituye por una liberación de calor a volumen constante y dada la invariabilidad de la composición es idéntica en sus efectos a un aporte externo de calor a volumen constante. Con esta hipótesis no se consideran las pérdidas denominada de tiempo y que pueden representar entre un 3 - 7%.
- Suponer que el aporte de calor se realiza a volumen constante implica asumir que el proceso es instantáneo, por lo que no se van a tener en cuenta, durante la combustión, ni las pérdidas de calor a las paredes ni las fugas, que se incluirán en los procesos de compresión y expansión, si ha lugar.

Proceso de expansión

Durante el proceso de expansión, debido al aumento del volumen del cilindro, se expande un fluido cuya composición es sustancialmente productos quemados, aunque debido a la rapidez del proceso y la variación importante de p y T se puede considerar que su composición evoluciona según las leyes de la cinética química. Hacer la hipótesis en este caso de que el fluido que evoluciona es aire con propiedades constantes se aleja de la realidad.

Por las mismas razones que en el caso de la compresión, el proceso de expansión se puede considerar mecánicamente reversible.

La necesidad de refrigerar el motor para evitar su deterioro por temperatura excesiva, y las temperaturas elevadas del fluido que evoluciona, que acaba de sufrir un proceso de combustión, hacen que el proceso de expansión no sea adiabático. De hecho, el porcentaje de calor cedido durante la expansión es del orden del 10 al 20% del calor aportado y su valor depende del tamaño del motor, grado de carga y régimen de giro.

En cuanto a las pérdidas por fugas en el cilindro, si bien son pequeñas pueden representar entre el 1 y el 2% de la masa de fluido que evoluciona, ya que la presión en el cilindro durante todo el proceso de expansión es elevada. Su valor porcentual crece con la reducción del régimen y del tamaño del motor. Es interesante indicar que en condiciones no convencionales, como por ejemplo durante el transitorio de arranque, esta hipótesis no es asumible dado que las fugas pueden ser mucho más elevadas.

Como ya se ha adelantado en el capítulo 2, con el fin de conseguir una evacuación efectiva de los gases de escape, se hace necesario iniciar el escape antes de finalizar el proceso de expansión, lo que provoca una disminución de la presión en el cilindro al final de la expansión, que reduce el área útil del diagrama $p-V$. A este fenómeno se le conoce como pérdida de escape y puede representar entre el 1 y el 3% del calor aportado.

Del análisis realizado del proceso de expansión se puede concluir que idealizar el proceso resulta más alejado de la realidad que la compresión. En cualquier caso, se podría suponer el proceso de expansión como:

- Evolución de un fluido con las propiedades constantes representativas del aire, lo que podría llevar a una desviación del orden del 5 al 10% como consecuencia de las diferencias en las propiedades del fluido.
- Proceso adiabático y mecánicamente reversible, lo que conduciría a unas desviaciones entre el 10 y 20% debido fundamentalmente a la transmisión de calor.
- Sin fugas ni pérdidas de escape, lo que podría equivaler a una desviación del 3 al 5%.

Proceso de renovación de la carga

Para analizar la evolución completa del fluido en el motor es necesario considerar el proceso de renovación de la carga, que comprende la fase de admisión de gases frescos antes de la compresión y la fase de escape en la que se evacuan los gases quemados después de la expansión. Como ya se ha apuntado, este proceso no suele considerarse como una parte del ciclo termodinámico y se suele simplificar asumiendo una cesión de calor, que permita retornar a la temperatura y presión de comienzo, una vez finalizada la carrera de expansión, en el punto muerto inferior y a volumen constante, es decir, de forma instantánea.

Las hipótesis de aporte y cesión de calor son las que más alejan los ciclos teóricos de la realidad de un motor térmico alternativo, ya que son motores de combustión interna y no se puede hablar con propiedad de aporte y cesión de calor.

4.3.2 Ciclo real en los MEC

Si se comparan los diagramas $p-V$ de la Figura 4.1, las diferencias que se observan entre MEP y MEC son pequeñas, pudiendo destacarse, además de las diferencias en el proceso de combustión, el que la relación de compresión y la presión máxima de combustión en los MEC son más elevadas.

A continuación se hace un análisis semejante al realizado para los MEP, pero únicamente remarcando las diferencias existentes.

Proceso de compresión

Las diferencias más importantes en comparación con el MEP son:

- El fluido que se comprime consta de aire y residuales, ya que el combustible se introduce al final de la compresión. Por otra parte, el uso del EGR suele ser normal en los MEC en porcentajes que en algunas situaciones puede alcanzar valores del 50%, por lo que considerar el fluido que evoluciona como aire se aleja más de la realidad que en los MEP. Para resolver parcialmente este problema, se puede tener en cuenta la variación de la composición del fluido, analizando el comportamiento de los ciclos teóricos al modificar el valor de γ (relación de calores específicos), y el peso molecular, que son los parámetros que sustancialmente se modifican al variar la composición del fluido como consecuencia del EGR y los productos de la combustión.
- La relación de compresión en los MEC es más elevada que en los MEP y además suelen estar sobrealimentados, ello conduce a que en estos motores las fugas sean más elevadas.

Proceso de combustión

Las diferencias más importantes entre MEP y MEC aparecen en el proceso de combustión. En efecto, el proceso de combustión en los MEC se realiza por autoencendido y además en gran parte es controlado por la inyección. En el capítulo 20 sobre combustión en MEC se justificará que básicamente existen dos fases en la combustión de un MEC: una primera, que es una combustión premezclada y que ocurre con gran rapidez, y una segunda, que es una combustión por difusión controlada por la inyección, que es más lenta.

Aceptando que la combustión es como se ha enunciado, lo razonable sería asumir que el proceso se realiza en una primera fase a volumen constante (la combustión premezclada) y una segunda a presión constante (la combustión por difusión).

En grandes motores, a plena carga, la combustión es sustancialmente a presión constante debido a limitaciones mecánicas y sería suficiente suponer que el ciclo representativo tiene toda la aportación de calor a $p = cte$. Por el contrario, en pequeños motores rápidos y sobre todo a carga parcial, toda la combustión es premezclada y se puede hacer la hipótesis de combustión a $V = cte$.

Es por ello que el ciclo mixto de aporte de calor con parte a volumen constante y parte a presión constante, resulta representativo de los motores Diesel y nos permite una mayor flexibilidad para aproximarnos a la realidad de cada motor.

Proceso de expansión

El proceso de expansión es muy similar en los MEP y MEC, siendo únicamente destacable que las fugas en el cilindro pueden ser más importantes en los MEC por ser la presión en el cilindro más elevada durante la carrera de expansión.

Proceso de renovación de la carga

De la misma forma que en MEP este proceso se sustituye por una cesión de calor a $V = cte$.

4.3.3 Factor de calidad

Se suele definir el factor de calidad de un ciclo como el cociente del rendimiento indicado del ciclo real respecto del rendimiento térmico obtenido del ciclo teórico de referencia. El factor de calidad en un MCIA depende del tipo de motor y de las condiciones de operación, pero no suele superar el valor de 0,8 en el mejor de los casos, como consecuencia de las simplificaciones que se realizan en los ciclos teóricos.

4.4 Ciclos teóricos de aire estándar

Los ciclos termodinámicos teóricos de aire, son esquemas sustitutivos de los ciclos reales que, merced a hipótesis simplificadoras, pretenden predecir parámetros de importancia básica como son el trabajo y el rendimiento. Las simplificaciones que se van a realizar son:

- No existen fugas.
 - El aporte de calor es el correspondiente a una combustión completa.
 - No existen pérdidas de calor.
 - No existen pérdidas de escape.
 - Las evoluciones son mecánicamente reversibles.
 - El fluido que evoluciona es aire, con propiedades constantes.
 - El proceso de combustión se sustituye en el caso más general por una parte de aportación de calor a $V = cte$ y otra a $p = cte$. Lo que implica según el caso que no hay combustión progresiva, ni lo que se conoce como pérdidas de tiempo.
 - El proceso de renovación de la carga se sustituye por una cesión de calor a $V = cte$. Además de las estas simplificaciones, el ciclo teórico debe cumplir las siguientes bases:
 - Una sucesión similar de procesos.
 - La misma relación de compresión volumétrica.
 - La misma cantidad de energía aportada por unidad de masa, que en el ciclo real.
 - La misma presión y temperatura en un punto de referencia de la línea de compresión, típicamente al comienzo de la misma.
 - La misma presión máxima de combustión, en el caso del ciclo de presión limitada.
- Los procesos que sufre el fluido en este ciclo, con la nomenclatura de la Figura 4.2, son:
- 1-2 Compresión adiabática y reversible
 - 2-3-3' Aporte de calor a $V = cte, p = cte$, o presión limitada.
 - 3'-4 Expansión adiabática y reversible.
 - 4-1 Cesión de calor a $V = cte$.

4.4.1 Ciclo de presión limitada o ciclo Sabathé

Por su planteamiento, este ciclo tiene en cuenta la limitación que tienen los motores de no poder superar un determinado valor de presión máxima, para evitar sobrecargar mecánicamente el motor. De hecho, en los motores Diesel, para poder limitar los valores de presión máxima se controla la ley de inyección; además, este ciclo representa el proceso de combustión de forma flexible, ya que está compuesto por dos secuencias: un proceso de aporte de calor a volumen constante y otro a presión constante que le sigue.

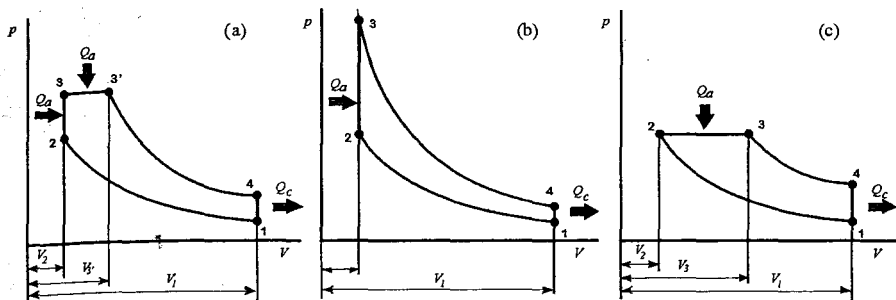


Figura 4.2 Diagramas p - V de ciclos termodinámicos teóricos a) de presión limitada, b) de combustión a $V = cte$, c) de combustión a $p = cte$.

Atendiendo a la Figura 4.2a, los procesos son los siguientes:

- Proceso 2-3, caracterizado por un aporte de calor a volumen constante, Q_{av} . Suponiendo que la masa que evoluciona es m , se puede escribir $Q_{av} = mc_v(T_3 - T_2)$
- Proceso 3-3', caracterizado por un aporte de calor a presión constante, Q_{ap} . Teniendo en cuenta las hipótesis utilizadas, se puede escribir $Q_{ap} = mc_p(T_3' - T_3)$
- Proceso 1-2 y 3'-4, caracterizados por procesos isoentrópicos de compresión y expansión respectivamente. Para los procesos isoentrópicos de un gas perfecto se cumple la relación $pV^\gamma = cte$, donde γ es el cociente de calores específicos, parámetro adimensional constante para un gas perfecto.
- Proceso 4-1, caracteriza el proceso de renovación de la carga y queda representado por una caída de presión a volumen constante. Este proceso se hace necesario para cerrar el ciclo y se sustituye por un proceso de cesión de calor Q_c , equivalente a los efectos de cálculo para que el fluido vuelva al estado inicial.

Con las consideraciones realizadas y teniendo en cuenta el criterio de signo positivo hacia el exterior para el trabajo, el balance energético del ciclo se puede escribir como:

$$\Delta U = 0 \Rightarrow \sum Q - W = 0 \tag{4.1}$$

siendo:

$$\sum Q = Q_a - Q_c = Q_{av} + Q_{ap} - Q_c \tag{4.2}$$

Teniendo en cuenta que $W = Q_a - Q_c$ y que $\gamma = c_p/c_v$, y atendiendo a la nomenclatura de la Figura 4.2a, el rendimiento del ciclo se determina de la siguiente manera:

$$\eta = \frac{W}{Q_a} = 1 - \frac{Q_c}{Q_a} = 1 - \frac{mc_v(T_4 - T_1)}{mc_v(T_3 - T_2) + mc_p(T_3' - T_3)} = 1 - \frac{T_1}{T_2} \frac{\left(\frac{T_4}{T_1} - 1\right)}{\left(\frac{T_3}{T_2} - 1\right) + \gamma \left(\frac{T_3' - T_3}{T_2}\right)} \tag{4.3}$$

Para el cálculo de los cocientes de temperaturas, se definen dos parámetros que cuantifican respectivamente el calor aportado a volumen y a presión constante: la relación de presiones ($\alpha = p_3 / p_2$) y la relación de volúmenes ($\beta = V_3 / V_2$). En base a ello resulta:

$$\left. \begin{aligned} \frac{T_3}{T_2} &= \frac{T_3}{T_3} \frac{T_3}{T_2} \\ pV &= mR_g T \left\{ \begin{aligned} v = cte &\Rightarrow \frac{T_3}{T_2} = \frac{p_3}{p_2} = \alpha \Rightarrow \frac{T_3}{T_2} = \alpha\beta \\ p = cte &\Rightarrow \frac{T_3}{T_2} = \frac{V_3}{V_2} = \beta \end{aligned} \right. \end{aligned} \right\} \quad (4.4)$$

Por otra parte, si se tiene en cuenta que la relación de compresión volumétrica es $r = V_4/V_2$, se puede escribir:

$$\frac{T_4}{T_1} = \frac{T_4}{T_3} \frac{T_3}{T_3} \frac{T_3}{T_2} \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_3}{V_2} \frac{V_2}{V_4} \right)^{\gamma-1} r^{\gamma-1} \alpha\beta = \left(\frac{\beta}{r} \right)^{\gamma-1} r^{\gamma-1} \alpha\beta = \alpha\beta^\gamma \quad (4.5)$$

Sustituyendo las relaciones obtenidas en las ecuaciones (4.4 y 4.5) en la ecuación (4.3), la expresión del rendimiento térmico del ciclo de presión limitada queda como:

$$\eta = 1 - \frac{1}{r^{\gamma-1}} \frac{\alpha\beta^\gamma - 1}{\alpha - 1 + \gamma\alpha(\beta - 1)} \quad (4.6)$$

Utilizando el concepto de presión media equivalente del ciclo, definido en el capítulo 3 como el cociente entre el trabajo del ciclo y el volumen desplazado por el motor, resulta:

$$\left. \begin{aligned} p_m &= \frac{W}{V_1 - V_2} = \frac{Q_a \eta}{V_1(1 - V_2/V_1)} = \\ &= \frac{mc_v T_1 r^\gamma [(\alpha - 1) + \gamma\alpha(\beta - 1)] \eta}{V_1(r - 1)} \end{aligned} \right\} p_m = p_1 \frac{r^\gamma [(\alpha - 1) + \gamma\alpha(\beta - 1)] \eta}{(\gamma - 1)(r - 1)} \quad (4.7)$$

$$p_1 V_1 = mR_g T_1 \quad ; \quad \gamma = \frac{c_p}{c_v} \quad ; \quad c_p - c_v = R_g$$

Puede observarse que la presión media equivalente es proporcional a la presión al comienzo del ciclo, p_1 , y al rendimiento del ciclo. Asimismo, es función de $\alpha - 1$ y $\beta - 1$, que representan de alguna forma la carga del motor.

4.4.2 Ciclo con combustión a $V = cte$ o ciclo Otto

Comúnmente este ciclo se asocia al funcionamiento de los MEP. Siguiendo la Figura 4.2b, está formado por:

- Dos procesos isoentrópicos correspondientes a la compresión (1-2) y la expansión (3-4) respectivamente.
- Dos procesos a volumen constante. Uno corresponde al aporte de calor (2-3) Q_a y el otro a la cesión de calor (4-1) Q_c .

En este caso el rendimiento térmico viene dado por:

$$\eta = 1 - \frac{Q_c}{Q_a} = 1 - \frac{mc_v(T_4 - T_1)}{mc_v(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1}{T_2} \left[\frac{(T_4/T_1) - 1}{(T_3/T_2) - 1} \right] \quad (4.8)$$

Por otra parte,

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{V_4}{V_3}\right)^{\gamma-1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma-1} = \frac{T_1}{T_2} \Rightarrow \frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2} \quad (4.9)$$

Sustituyendo esta relación en la ecuación (4.8) y teniendo en cuenta la definición de relación de compresión volumétrica r , se llega a:

$$\eta = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{\gamma-1} = 1 - \frac{1}{r^{\gamma-1}} \quad (4.10)$$

La conclusión fundamental que se deriva de esta expresión es que el rendimiento térmico del ciclo Otto aumenta con la relación de compresión y resulta independiente de la relación de presiones α y por tanto del calor aportado al ciclo.

Tal y como se obtuvo para el ciclo de presión limitada, la presión media equivalente del ciclo en este caso queda determinada por la expresión:

$$pm = p_1 \frac{1}{\gamma-1} \frac{r^\gamma}{r-1} (\alpha-1) \eta \quad (4.11)$$

De la comparación de las ecuaciones (4.6) con la (4.10) y la (4.7) con la (4.11) es fácil deducir que el ciclo de combustión a volumen constante es un caso particular del ciclo de presión limitada, donde la relación de volúmenes β es la unidad.

4.4.3 Ciclo con combustión a $p = \text{cte}$ o ciclo Diesel

Comúnmente, este ciclo se asocia al funcionamiento de los grandes MEC lentos. Siguiendo la Figura 4.2c, está formado por:

- Dos procesos isoentrópicos correspondientes a la compresión (1-2) y la expansión (3-4) respectivamente.
- Un proceso a presión constante, que corresponde al aporte de calor (2-3) Q_a y que representa de forma idealizada la combustión típica de un motor Diesel lento con la combustión controlada por el proceso de inyección.
- Un proceso a volumen constante que corresponde a la cesión de calor (4-1), Q_c .

Siguiendo un planteamiento análogo al realizado en los dos ciclos anteriores, el rendimiento térmico del ciclo viene dado por:

$$\eta = 1 - \frac{1}{r^{\gamma-1}} \frac{\beta^\gamma - 1}{\gamma(\beta - 1)} \quad (4.12)$$

Mientras que la presión media equivalente del ciclo tiene la siguiente expresión:

$$pm = p_1 \frac{1}{\gamma-1} \frac{r^\gamma}{r-1} \gamma(\beta-1) \eta \quad (4.13)$$

De la comparación de las ecuaciones (4.6) con la (4.12) y la (4.7) con la (4.13) es fácil deducir que el ciclo de combustión a presión constante es un caso particular del ciclo de presión limitada, donde la relación de presiones α es la unidad.

4.5 Efecto de los parámetros del ciclo

Para cuantificar el efecto que tienen los diversos parámetros que afectan al comportamiento del ciclo hay que tener en cuenta que en los ciclos termodinámicos de aire, descritos en los apartados anteriores, no se tienen en cuenta algunas limitaciones que existen en los motores reales. Tales pueden ser la carga mecánica máxima que puede soportar el motor y que viene caracterizada por la presión máxima del ciclo, la masa de combustible que se quema caracterizada por el dosado o también la presión inicial de compresión, que puede no ser la presión ambiente en motores sobrealimentados. Por estas y otras razones se van a utilizar dos magnitudes adimensionales para el análisis que se desarrolla a continuación; la primera es el rendimiento térmico del ciclo, definido de forma general para los tres ciclos con la ecuación (4.6), ha de tenerse en cuenta que las ecuaciones (4.10) y (4.12) son casos particulares cuando β ó α toman el valor unidad respectivamente. La segunda magnitud adimensional es el parámetro pm/p_3 que representa el aprovechamiento energético del ciclo referido a la carga mecánica máxima. Para calcularlo se parte de la ecuación (4.7) y de las definiciones de α y r , obteniendo la ecuación (4.14).

$$\left. \begin{aligned} pm &= p_1 \frac{r^\gamma [(\alpha - 1) + \gamma\alpha(\beta - 1)]}{(\gamma - 1)(r - 1)} \eta \\ \alpha &= p_3 / p_2 \\ r^\gamma &= p_2 / p_1 \end{aligned} \right\} pm/p_3 = \frac{[(\alpha - 1) + \gamma\alpha(\beta - 1)]}{\alpha(\gamma - 1)(r - 1)} \eta \quad (4.14)$$

Primero se estudia la influencia de la relación de compresión, manteniendo constante la cantidad de calor aportada Q_o y el valor de γ . La Figura 4.3 muestra los resultados para los ciclos de combustión a $V = cte$ y $p = cte$. El rendimiento térmico de ambos ciclos crece con la relación de compresión, como se podía anticipar, y el crecimiento es no lineal en el sentido de que el beneficio marginal del rendimiento disminuye cuando aumenta la relación de compresión. Por otra parte, el rendimiento térmico para una relación de compresión constante es siempre más alto en un ciclo Otto que en un ciclo Diesel.

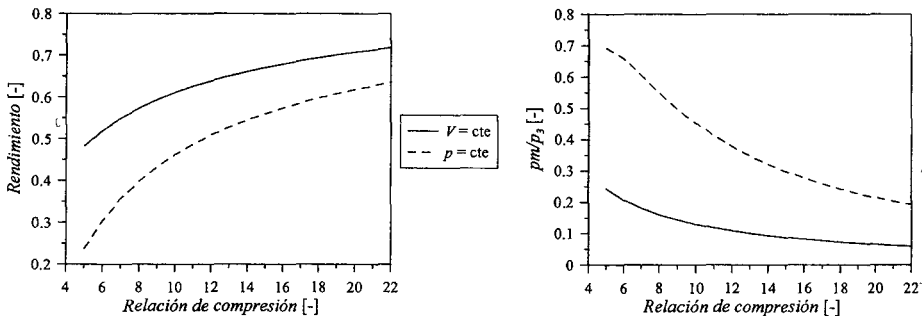


Figura 4.3 Efecto de la relación de compresión sobre el rendimiento y el parámetro pm/p_3 , para los ciclos con aporte de calor a $V = cte$ y $p = cte$.

Esta primera conclusión, contradictoria con los valores de rendimiento reales observados en motores de uno y otro tipo, se debe a muchas razones, dos de las cuales pueden incorporarse al análisis con ciclos teóricos. En primer lugar, los rangos de relaciones de compresión prácticas en un MEP y en un MEC son claramente diferentes, con valores de 8 a 12 para el primero y de 14 a 18 para el segundo. Por tanto, una comparación a relación de compresión constante entre estos dos tipos de motores carece de sentido. En segundo lugar, se observa en los diagramas $p-V$ de la Figura 4.4, donde están representados los tres ciclos para $r = 12$ y el mismo calor aportado, que la carga mecánica, representada por la presión máxima del ciclo, es mucho mayor en el ciclo de $V = cte$ que en el de $p = cte$. Este hecho también se puede intuir en la parte derecha de la Figura 4.3, en la que se representa el parámetro pm/p_3 para ambos tipos de ciclo, observándose que el trabajo que se obtiene respecto de la carga mecánica del motor es mucho más favorable para un ciclo con combustión a $p = cte$.

Con estas consideraciones, tal vez conviene imponer una condición adicional para que el análisis sea realista y es limitar la presión máxima del ciclo. Este criterio es una condición de diseño límite en motores reales y su valor depende del tipo de motor y del tipo de aplicación. Así, en los MEC la presión máxima puede alcanzar los 200 bar mientras que en los MEP no suele sobrepasar los 120 bar.

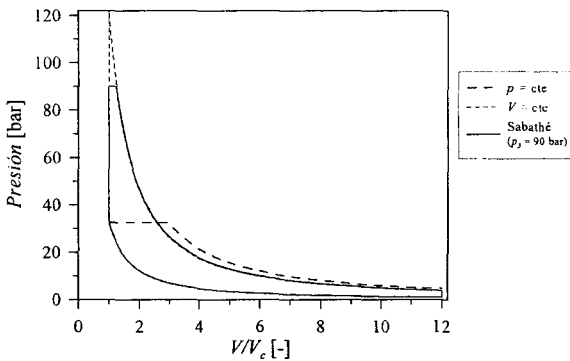


Figura 4.4 Diagramas $p-V$ para los tres ciclos, manteniendo la relación de compresión y el calor aportado constante.

Establecer un límite máximo en la presión p_3 , equivale a establecer una ligadura entre α y β , dada por las ecuaciones:

$$\alpha = \frac{p_3}{p_1} r^{-\gamma}$$

$$\beta = \frac{Q_a / mT_1c_v - r^{\gamma-1}[\alpha(1-\gamma)-1]}{r^{\gamma-1}\gamma\alpha} \tag{4.14}$$

Por tanto, si se fija las mismas condiciones que en el primer estudio y además se impone el valor de p_3 , quedan biunívocamente definidos los valores de α y β .

La Figura 4.5 muestra los resultados de rendimiento térmico y pm/p_3 para los ciclos de $V = cte$, $p = cte$ y presión limitada para tres valores de p_3 , 90, 120 y 150 bar en un rango de relaciones de compresión de 8 a 20.

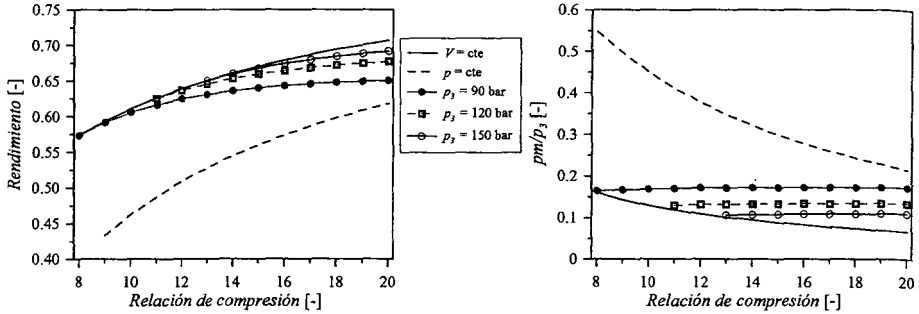


Figura 4.5 Efecto de la relación de compresión sobre el rendimiento y sobre el parámetro pm/p_3 , para los tres tipos de ciclos estudiados.

En la parte izquierda de la Figura 4.5 se observa que la curva de rendimiento térmico para una p_3 constante se torna relativamente horizontal, sobre todo para relaciones de compresión elevadas y por otra parte cuando aumenta el valor de p_3 , dentro del límite práctico de relaciones de compresión empleadas en MCIA, el rendimiento del ciclo de presión limitada se acerca al del ciclo a $V = cte$, puesto que en la práctica se aporta una mayor cantidad de calor a $V = cte$. En la parte derecha de la Figura 4.5 están dibujados los valores de pm/p_3 , que también se tornan relativamente horizontales para una p_3 máxima dada y adoptan valores menores a medida que crece p_3 . En otras palabras, la carga mecánica del motor crece más deprisa que la presión media equivalente o que el trabajo que se obtiene en el ciclo.

Las conclusiones generales obtenidas en este análisis son cualitativamente extrapolables a un motor real, en el que fijada la presión máxima de operación, se puede modificar la relación de compresión y/o la ley de combustión, pero el efecto sobre el rendimiento es moderado.

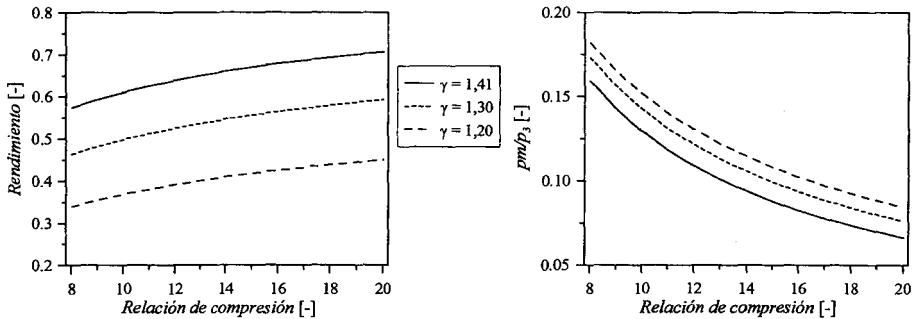


Figura 4.6 Efecto de la relación de compresión sobre el rendimiento y sobre el parámetro pm/p_3 en un ciclo Otto para distintos valores de γ .

Analizando las expresiones del rendimiento obtenidas para los distintos ciclos, ecuaciones (4.6), (4.10) y (4.12), se observa que el tipo de fluido operante, caracterizado por el valor γ , también es relevante. Cambiar el valor de γ significa abandonar la hipótesis de que el gas de trabajo es aire a temperatura ambiente. Los resultados representados en la Figura 4.6 muestran que el rendimiento claramente disminuye al decrecer γ , sin embargo el parámetro

pm/p_3 muestra la tendencia contraria. Por claridad se han dibujado únicamente los resultados del ciclo de combustión a $V = cte$, aunque las conclusiones son semejantes en los tres tipos de ciclos.

En motores reales en los que opera un fluido real reactivo, el cociente de calores específicos no es constante a lo largo del ciclo. Por una parte, γ es una función de la temperatura que varía dentro del rango de 300 a 2800 K y, por otra parte, también se modifica con la composición. Los gases biatómicos que mayoritariamente componen el aire tienen valores de γ similares, pero los productos de la combustión, o el EGR, tienen una proporción de gases triatómicos que reducen el valor de γ de la mezcla.

4.6 Otros ciclos teóricos

Una forma de incrementar el rendimiento en un ciclo teórico es realizar expansiones más largas que las compresiones. Independientemente de la dificultad que tiene implementar este concepto en un MCIA real, se estudian a continuación tres posibilidades.

4.6.1 Ciclo Miller

En este ciclo la compresión comienza en el punto 1', con un volumen menor que el punto 1, según se indica en la Figura 4.7a. Ambos puntos quedan unidos por una evolución a $p = cte$, resultado de una hipotética cesión de calor a presión constante. El ciclo se ha supuesto de presión limitada en aras a una mayor generalidad.

El efecto de iniciar la compresión en el punto 1' equivaldría en un motor real a una reducción de la masa de fluido que evoluciona en el motor. Sería el resultado de una reducción de volumen desde 1 a 1' a p y T constantes. A efectos energéticos es equivalente considerar el ciclo representado en la Figura 4.7a suponiendo que se cede calor a $p = cte$ entre 1 y 1'.

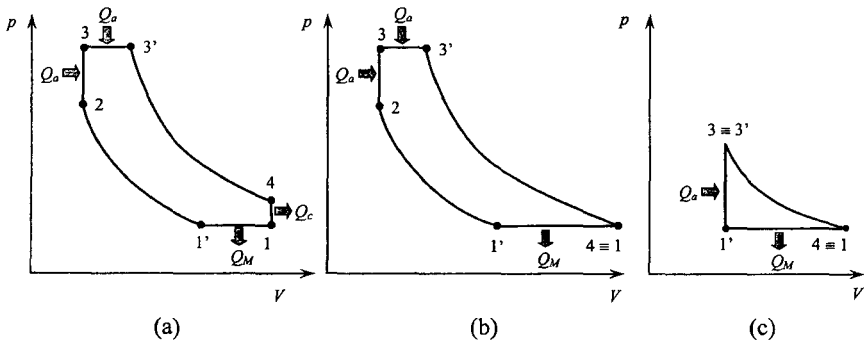


Figura 4.7 Diagramas p - V de ciclos termodinámicos a) Miller, b) Atkinson, c) Lenoir.

El rendimiento térmico se obtiene de la misma forma que en los ciclos anteriores, considerando aporte y cesión de calor en los procesos del ciclo, de acuerdo con la ecuación (4.16).

$$\eta = 1 - \frac{Q_c + Q_M}{Q_a} = 1 - \frac{mc_v(T_4 - T_1) + mc_p(T_1 - T_1')}{mc_v(T_3 - T_2) + mc_p(T_3' - T_3)} = 1 - \frac{T_1' \left(\frac{T_4}{T_1'} - \frac{T_1}{T_1'} + \gamma \left(\frac{T_1}{T_1'} - 1 \right) \right)}{T_2 \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 + \gamma \left(\frac{T_3}{T_2} - \frac{T_3}{T_2} \right) \right)} \quad (4.16)$$

Con el fin de desarrollar la expresión (4.16) es necesario definir la relación de compresión efectiva entre los puntos 1' y 2, como $r_e = V_1' / V_2$.

$$\left. \begin{aligned} p_1 V_1' &= m R_g T_1' \\ p_1 V_1 &= m R_g T_1 \end{aligned} \right\} \rightarrow \frac{T_1'}{T_1} = \frac{V_1 / V_2}{V_1' / V_2} = \frac{r}{r_e} \quad (4.17)$$

Por otro lado, partiendo de la ecuación (4.5), se puede escribir:

$$\frac{T_4}{T_1'} = \frac{T_4}{T_3} \frac{T_3}{T_3'} \frac{T_3'}{T_2} \frac{T_2}{T_1'} = \left(\frac{\beta}{r} \right)^{\gamma-1} \alpha \beta r_e^{\gamma-1} = \alpha \beta \gamma \left(\frac{r_e}{r} \right)^{\gamma-1} \quad (4.18)$$

Introduciendo estos dos resultados en la ecuación (4.16) se obtiene la expresión del rendimiento térmico para el ciclo Miller.

$$\eta = 1 - \frac{1}{r_e^{\gamma-1}} \frac{(r_e/r)^{\gamma-1} \alpha \beta \gamma - r/r_e + \gamma(r/r_e - 1)}{\alpha - 1 + \gamma \alpha (\beta - 1)} \quad (4.19)$$

La Figura 4.8 muestra la evolución del rendimiento para el ciclo Miller cuando varía la relación de compresión efectiva. Cada una de las curvas se ha obtenido para un valor diferente de relación de compresión. Los ciclos analizados en la Figura 4.8 tienen el mismo calor aportado por unidad de masa y la misma presión máxima (90 bar), por tanto los valores de α y β cambiarán en función de la relación de compresión efectiva.

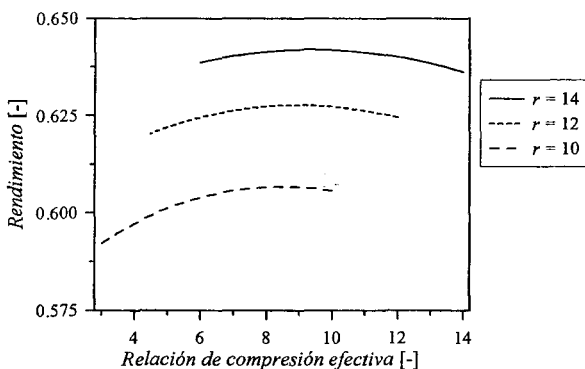


Figura 4.8 Rendimiento del ciclo Miller con presión limitada a 90 bar en función de la relación de compresión efectiva (r_e) para distintos valores de relación de compresión (r).

La parte derecha de cada una de las curvas corresponde al caso en que r_e coincide con r . Los rendimientos que se han dibujado, están referidos a un ciclo de presión limitada como los estudiados en el apartado 1.4.1. Las curvas representadas en la figura son el rendimiento del

ciclo Miller para diferentes relaciones de compresión efectiva, que crecen a medida que ésta disminuye, para luego comenzar a disminuir. Sin embargo las variaciones en el valor del rendimiento no son demasiado importantes, ya que al disminuir la relación de compresión efectiva el trabajo de compresión disminuye, pero el trabajo de expansión también lo hace, como puede verse en la Figura 4.9. El valor de r_e donde se obtiene el óptimo rendimiento disminuye a medida que disminuye la relación de compresión.

En la Figura 4.9 se ha representado el diagrama $p-V$ para diferentes valores de relación de compresión efectiva. La curva continua representa el ciclo de presión limitada ($r_e = r = 12$) y las tres de trazos son los ciclos Miller con diferentes r_e . En esta figura se puede apreciar cómo a medida que disminuye la r_e el trabajo de compresión disminuye incrementando el área encerrada y haciendo que el ciclo tienda más a un ciclo de combustión a volumen constante. Sin embargo este hecho hace que el calor aportado a presión constante disminuya (el calor total aportado por unidad de masa al ciclo se mantiene constante) y, por tanto, el trabajo de expansión también disminuye, haciendo que el área encerrada por el ciclo, es decir el trabajo desarrollado por el ciclo, permanezca prácticamente constante.

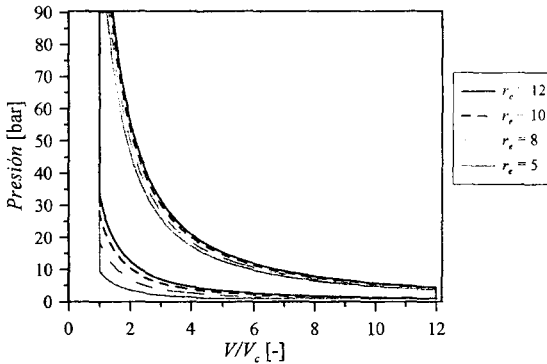


Figura 4.9 Diagrama $p-V$ del ciclo Miller con presión limitada a 90 bar para diferentes relación de compresión efectiva (r_e), y relación de compresión constante ($r = 12$).

4.6.2 Ciclo Atkinson

En este ciclo, la presión final de expansión (4), es igual a la presión de admisión (1), obteniéndose así el máximo trabajo posible durante la expansión, por ello se denomina de expansión completa (Figura 4.7b).

Imponiendo $p_4 = p_1$ resulta:

$$\left. \begin{aligned} p_2 &= p_1 r_e^\gamma \\ p_3 &= p_2 \alpha \\ p_1 &= p_3 (\beta / r)^\gamma \end{aligned} \right\} \frac{r_e}{r} = \frac{1}{\alpha^{1/\gamma} \beta} \quad (4.20)$$

Introduciendo esta condición en la ecuación (4.19) se obtiene la expresión del rendimiento térmico del ciclo Atkinson de presión limitada:

$$\eta = 1 - \frac{1}{r_e^{r-1}} \frac{\gamma(\alpha^{1/\gamma} \beta - 1)}{\alpha - 1 + \gamma\alpha(\beta - 1)} \quad (4.21)$$

Cabe señalar que para valores razonables de α y β ($\alpha \leq 4$ y $\beta \leq 2$), el cociente r/r_e tiene un valor entre 3 y 4, lo que hace que la carrera de expansión sea muy grande en comparación con la de compresión.

En la Figura 4.10 se ha representado el rendimiento del ciclo Atkinson a partir de la ecuación (4.21), comparado con el rendimiento del ciclo de presión limitada y calculado con la ecuación (4.6) en función de la relación de compresión. En ambos casos el calor aportado al ciclo por unidad de masa, así como por el valor de la presión máxima (90 bar) se han mantenido constantes y se observa que el rendimiento del ciclo Atkinson es mayor que el rendimiento del ciclo de presión limitada.

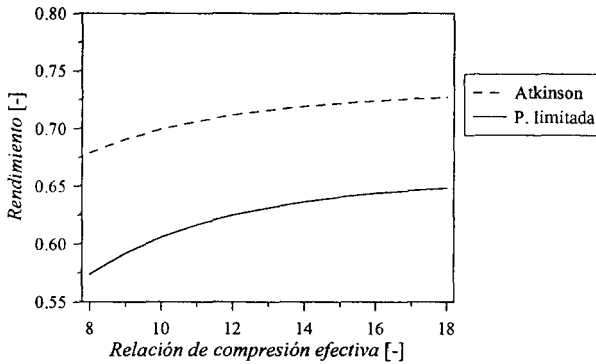


Figura 4.10 Rendimiento del ciclo Atkinson con presión limitada a 90 bar en función de la relación de compresión (r) comparado con el rendimiento del ciclo de presión limitada.

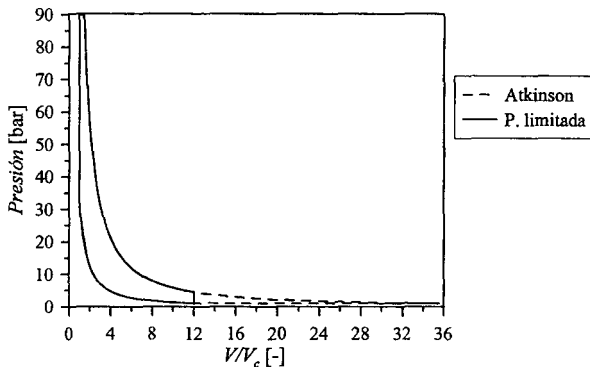


Figura 4.11 Diagrama p - V del ciclo Atkinson con presión limitada a 90 bar comparado con el ciclo equivalente de presión limitada.

En la Figura 4.11 se muestra la comparación en un diagrama $p-V$ de los ciclos de presión limitada y Atkinson para una relación de compresión ($r = 12$). Se puede ver cómo se incrementa el área encerrada bajo la curva (trabajo del ciclo) al realizar una expansión hasta las condiciones de presión iniciales del ciclo. Evidentemente, implementar este tipo de ciclos en MCIA tiene complicaciones mecánicas, aunque el análisis desde el punto de vista termodinámico indica posibles ganancias.

4.6.3 Ciclo Lenoir

Es un caso particular y extremo del ciclo Atkinson, en el que el proceso de combustión se realiza sin compresión previa, con lo que el punto 1' coincide con el punto 2 y es un ciclo de expansión completa de acuerdo con la Figura 4.7c. Particularizando la ecuación (4.21) a este caso, se obtiene:

$$\eta = 1 - \frac{\gamma(\alpha^{1/r}\beta - 1)}{\alpha - 1 + \gamma\alpha(\beta - 1)} \quad (4.22)$$

Dado que el ciclo Lenoir usualmente se estudia suponiendo una combustión a $V = cte$, se va a imponer en la ecuación 4.22 que $\beta = 1$, quedando como expresión de rendimiento del ciclo Lenoir:

$$\eta = 1 - \frac{\gamma(\alpha^{1/r} - 1)}{\alpha - 1} \quad (4.23)$$

Bastaría dar valores a la expresión del rendimiento en la ecuación (4.23) para comprobar que este ciclo proporciona rendimientos notablemente inferiores al de los ciclos que realizan una compresión previa a la aportación de calor.

4.7 Resumen

En este capítulo se ha realizado una revisión de lo que se entiende por ciclos termodinámicos en los MCIA.

Se han puesto de manifiesto las diferencias existentes entre los ciclos termodinámicos teóricos y la evolución real del fluido en el motor, habiéndose concluido que las diferencias son importantes, por lo que la aproximación de un ciclo teórico a la evolución real del motor no es muy alta, estando cuantificada por el factor de calidad del ciclo que a lo sumo puede ser del orden de 0,8.

El ciclo teórico más representativo de los motores actuales es el ciclo de presión limitada, que es capaz de reproducir, en parte, tanto la fase de combustión rápida, combustión a $V = cte$, como la más lenta, combustión a $p = cte$.

Un apartado a destacar es el referido al análisis de la variación del rendimiento y de pm/p_3 al variar los parámetros del ciclo, en el que a pesar de las simplificaciones realizadas en la definición de los ciclos, se sacan conclusiones importantes sobre las tendencias esperables en los motores MEC y MEP.

Finalmente, se ha presentado un análisis termodinámico de los ciclos Miller, Atkinson y Lenoir, que abren nuevas vías en el intento de mejora del rendimiento de los MCIA.

Referencias y bibliografía

Referencias

1. Moran M. J.; Shapiro H. N., *Fundamentos de Termodinámica Técnica*. Reverté, 2004.
2. Çengel, Y. A.; Boles, M. A., *Thermodynamics: An engineering approach*. McGraw-Hill, 2006.

Bibliografía

- Heywood, J. B., *Internal combustion engine fundamentals*. McGraw-Hill, 1988.
- Muñoz, M.; Payri, F., *Motores de combustión interna alternativos*. Fundación General de la UPM, 1989.
- Taylor C. F., *The internal combustion engine in theory and practice*, MIT Press, 1985.

Capítulo 5

Pérdidas de calor. Refrigeración

A. J. Torregrosa

P. Olmeda

5.1	Introducción.....	92
5.2	La transmisión de calor en el cilindro	92
5.2.1	Mecanismos básicos y ecuaciones generales.....	93
5.2.2	Estudios experimentales.....	97
5.2.3	Ecuaciones semiempíricas	100
5.3	Flujos térmicos en el motor.....	106
5.3.1	Distribución espacial.....	108
5.3.2	Distribución temporal	108
5.3.3	Influencia de las condiciones operativas.....	109
5.3.4	El motor adiabático	111
5.4	Sistemas de refrigeración	112
5.4.1	Refrigeración por líquido	113
5.4.2	Refrigeración por aire	115
5.4.3	Comparación entre la refrigeración por líquido y por aire	115
5.5	Introducción a la gestión térmica	116
5.5.1	Influencia de la temperatura sobre el consumo y las emisiones	117
5.5.2	Estrategias actuales de gestión térmica del motor	119
5.6	Resumen	121
	Referencias y bibliografía.....	122

5.1 Introducción

El proceso de transferencia de calor en un motor de combustión interna alternativo es un problema complejo debido, entre otros aspectos, a la gran variabilidad tanto espacial como temporal que presenta. Así, por ejemplo, los flujos de calor en un motor varían desde valores muy pequeños y negativos (en el proceso de admisión) hasta decenas de MWm^{-2} (en el proceso de combustión) en el mismo ciclo termodinámico, es decir en pocos milisegundos [1]. Por otro lado, las partes del motor en contacto con el gas (pistón, culata y cilindro) son las que, generalmente, sufren una mayor carga térmica. Además de esta complejidad, hay que tener en cuenta que la transferencia de calor influye directamente sobre las prestaciones, el rendimiento y las emisiones del motor, ya que una mayor transferencia de calor desde el gas hacia las paredes implica una menor energía disponible para producir menor trabajo mecánico (menor potencia) y, por tanto, un rendimiento menor. Por otro lado, las reacciones cinéticoquímicas de formación de emisiones contaminantes están influenciadas por las temperaturas del gas que, a su vez, dependen de este complejo proceso.

Por tanto, desde el punto de vista de las prestaciones y el rendimiento es preciso disminuir al máximo esta transferencia de calor. Para ello, se podría pensar en aumentar las temperaturas de las paredes de la cámara de combustión, pero estas temperaturas se deben mantener por debajo de unos ciertos umbrales, dada la limitada resistencia térmica de los materiales. La necesidad de lubricar las partes con movimiento relativo implica la necesidad de disminuir todavía más esas temperaturas de trabajo pues, de otro modo, podría llegarse al deterioro del lubricante que podría tener consecuencias catastróficas, como la rotura del motor.

La manera de conseguir acotar estas temperaturas de trabajo es mediante la utilización de un sistema de refrigeración, que es el encargado de evacuar la energía, en forma de calor, que podría dañar las diferentes partes metálicas. Esta necesidad termomecánica es contraproducente desde el punto de vista termodinámico; de hecho, no debe confundirse con la cesión de calor que impone el segundo principio de la termodinámica. Por este último motivo, la transferencia de calor de los motores suele considerarse como una pérdida y, por ello, se habla de pérdidas de calor al referirse al calor cedido al refrigerante.

Finalmente, pero no por ello menos importante, la transferencia de calor influye directamente sobre el aire o mezcla (según se hable de MEC o MEP) admitidos al motor, así como sobre la energía disponible en los gases de escape. En general, en la admisión las temperaturas de las paredes son superiores a las del aire y, por tanto, éste se calienta provocando que su densidad disminuya con lo que la cantidad de aire admitida, y por consiguiente el rendimiento volumétrico, disminuye a su vez. En el escape, las temperaturas de los gases son superiores a las de las paredes, lo que provoca su enfriamiento, es decir, una menor energía disponible en el escape para su posible recuperación, por ejemplo, en una turbina de sobrealimentación, con lo que la presión en la admisión también se vería disminuida y, por tanto, la potencia.

5.2 La transmisión de calor en el cilindro

En este apartado se discuten los aspectos relacionados con la transmisión de calor entre el gas y las paredes del cilindro. Se comenzará con un breve repaso a los mecanismos básicos de transmisión de calor, indicando las ecuaciones generales que rigen cada uno de ellos. A continuación se particularizarán, de forma genérica, estos mecanismos básicos para un motor de combustión interna alternativo, y se comentarán las herramientas experimentales existentes

para su estudio. Finalmente, se hará una breve revisión de las correlaciones semiempíricas existentes para la estimación de los flujos térmicos asociados, indicando sus ventajas y limitaciones.

5.2.1 Mecanismos básicos y ecuaciones generales

En un MCIA se presentan los tres modos de transmisión de calor: conducción, convección y radiación. Antes de abordar el estudio de las particularidades del proceso de transferencia de calor en el motor, es necesario realizar una breve introducción a las características principales de estos modos y a las ecuaciones generales que los rigen.

Conducción

La conducción es la transferencia de energía asociada a movimientos moleculares aleatorios, desde las partículas más energéticas hacia las partículas menos energéticas, como resultado de sus interacciones mutuas. Puesto que la temperatura es una medida de la energía molecular, cuando las moléculas vecinas en un cuerpo colisionan, ocurre una transferencia de energía en la dirección de disminución de la temperatura. Este tipo de transmisión de calor es el único posible en sólidos opacos y fluidos en reposo, por lo que en los MCIA sólo se presenta aislado en las partes sólidas, ya que los fluidos (gases, lubricante, refrigerante) que circulan por el motor están en constante movimiento. El flujo de calor \dot{Q} transmitido en los procesos conductivos se puede expresar mediante una ley empírica debida a Fourier:

$$\dot{Q} = -\kappa A \nabla T \quad (5.1)$$

que puede interpretarse como la definición de la conductividad térmica κ del material.

Como indica la ecuación (5.1), el flujo de calor conductivo depende de la superficie de contacto, del material y del gradiente de temperaturas. En problemas unidimensionales, la ecuación (5.1) se simplifica, quedando

$$\dot{Q} = -\kappa A \frac{dT}{dx} \quad (5.2)$$

Convección

Este modo de transmisión de calor se produce entre fluidos y sólidos en los que existe tanto una diferencia de temperatura (hecho fundamental para que exista proceso de transferencia térmica) como un movimiento del fluido. Atendiendo al modo en cómo se produce este movimiento se diferencia entre dos tipos de convección: libre o forzada. La primera de ellas (libre) se da cuando el movimiento del fluido es causado exclusivamente por la diferencia de densidad producida en el seno del fluido por la diferencia de temperatura. Por el contrario, se habla de convección forzada cuando el movimiento del fluido es provocado por un elemento exterior tal como un ventilador o una bomba.

El proceso de transferencia de calor por convección entre una superficie y un fluido incluye los mecanismos de conducción y advección, entendiendo la advección como el transporte de energía asociado con el movimiento macroscópico del fluido. Dentro de la capa de fluido contigua a la superficie, y por tanto en reposo respecto a ésta, el calor se transmite por conducción y por tanto el flujo de calor puede escribirse como

$$\dot{Q} = -\kappa_f A \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=0} \quad (5.3)$$

donde κ_f es la conductividad térmica del fluido y x es la coordenada normal a la pared (sentido positivo hacia la pared).

Entre esa capa límite del fluido y el grueso de la masa del fluido en movimiento la energía se transmite por advección. Por analogía con el caso conductivo, el flujo de calor transmitido se expresa mediante la ley de enfriamiento de Newton:

$$\dot{Q} = hA(T - T_p) \quad (5.4)$$

donde T y T_p son la temperatura del fluido y de la pared, respectivamente, y h es el coeficiente de transmisión de calor convectivo (en ocasiones denominado coeficiente de película). Considerando el calor transmitido por conducción en la capa límite igual al calor transmitido por advección, se puede despejar el coeficiente de convección:

$$h \equiv -\kappa_f \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=0} (T - T_p)^{-1} \quad (5.5)$$

Este coeficiente no depende solamente de las propiedades del fluido y del material sólido, sino también de las condiciones existentes en la capa límite en virtud del campo de velocidades del fluido, de las propiedades termodinámicas y de transporte del fluido, y de la geometría del problema, por lo que su determinación sólo es viable en algunos casos sencillos. Por ello, se suele recurrir a correlaciones semiempíricas basadas en el análisis adimensional, que indica que debe cumplirse una relación del tipo $Nu = f(Re, Pr)$, donde Nu , Re y Pr son los números adimensionales de Nusselt, Reynolds y Prandtl, definidos como

$$Nu = hL/\kappa_f \quad ; \quad Re = \rho uL/\mu \quad ; \quad Pr = \mu c_p/\kappa_f \quad (5.6)$$

donde L y u son una longitud y una velocidad características, respectivamente, y κ_f , ρ , μ y c_p son la conductividad, la densidad, la viscosidad y el calor específico a presión constante del fluido, respectivamente. La forma funcional utilizada suele ser del tipo

$$Nu = a Re^m Pr^n \quad (5.7)$$

donde a , m y n son constantes a determinar experimentalmente.

Dentro de los MCIA, la transmisión de calor por convección se puede encontrar en cualquier interfaz sólido-fluido, tal como entre el gas y las paredes de la cámara de combustión (pistón, culata y cilindro), entre las partes sólidas del motor y el fluido refrigerante (donde también se incluye la posible función refrigerante del aceite lubricante), entre el aire de admisión o los gases de escape y las paredes de sus respectivos colectores, y finalmente entre la superficie externa del motor y el ambiente. Además, la convección también está presente en todos los intercambiadores de calor presentes en el motor o sus circuitos auxiliares (radiador, enfriador del aire de la admisión, refrigerador de EGR, etc.). Cuando el motor está en funcionamiento, la convección es forzada en prácticamente todos los casos.

Radiación

La radiación térmica es energía electromagnética emitida por la materia en virtud del estado de agitación de sus componentes microscópicos, por lo que depende de la temperatura absoluta del cuerpo emisor y no, como en los casos anteriores, de la existencia de un cierto gradiente térmico. La máxima emisión de energía por radiación a una cierta temperatura es la correspondiente a un cuerpo radiante ideal, también denominado cuerpo negro, y viene dada por la ley de Stefan-Boltzmann:

$$E_b = \sigma T^4 \quad (5.8)$$

donde σ es la constante de Stefan-Boltzmann ($\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-4}$) y T es la temperatura absoluta del cuerpo. La energía radiante emitida por un cuerpo real a una cierta temperatura se expresa por referencia a la emitida por un cuerpo negro como

$$E = \varepsilon E_b = \varepsilon \sigma T^4 \quad (5.9)$$

que define la emisividad ε del cuerpo, con valores entre 0 y 1. La emisividad cuantifica la eficiencia con que un cuerpo radia energía, y depende del material y del acabado superficial. El flujo neto de calor entre dos superficies, a diferentes temperaturas y con diferentes emisividades, puede determinarse como

$$\dot{Q} = \Phi_{12} \sigma (T_1^4 - T_2^4) \quad (5.10)$$

donde Φ_{12} , que da cuenta de la geometría del problema, es una cierta función de las emisividades, las superficies y el factor de forma.

En un motor, la transferencia de calor por radiación proviene de dos fuentes: la radiación del gas y la radiación de las nubes de partículas de hollín que se forman en la combustión. En los motores de combustión homogénea la cantidad de hollín producida es pequeña y, por ello, la radiación del gas es la que predomina. Por el contrario, en los motores Diesel la radiación del gas representa sólo una pequeña fracción del calor transferido, siendo dominante la radiación de las partículas. Los aspectos relativos a la formación y oxidación de estas partículas serán estudiados con mayor detalle en los capítulos 15 y 20.

Procesos de transferencia de calor en el motor

La transferencia de calor en el cilindro es uno de los fenómenos más complejos que tienen lugar en el motor, al existir cambios rápidos de temperatura y presión, y grandes variaciones en la distribución local de temperatura y velocidad. Además están presentes dos mecanismos muy diferentes: la convección y la radiación.

Los flujos de calor locales presentan una gran variabilidad, tanto espacial entre diferentes regiones de la cámara de combustión, como temporal a lo largo del ciclo. El flujo de calor hacia el interior de las paredes sigue, con cierto desfase y atenuación, la variación de temperatura de los gases durante la combustión. No es, pues, un problema comparable al de la transferencia térmica entre un fluido con flujo estacionario unidireccional e isóbaro y las paredes de una tubería.

La determinación del flujo de calor en cualquier punto de la superficie de la cámara de combustión implicaría, estrictamente, resolver la ecuación de transporte de la energía que, en su forma adimensional simplificada y suponiendo un gas ideal con conductividad y calor específico constantes, y cuya presión es espacialmente uniforme, puede escribirse, incluyendo todos los términos relevantes (almacenamiento, conducción, convección, trabajo de presión y fuentes de calor convectiva y radiativa), como

$$\frac{\partial \tilde{T}}{\partial \tau} = \frac{1}{\text{Re Pr}} \tilde{\nabla}^2 \tilde{T} - \tilde{u} \tilde{\nabla} \tilde{T} + \left(\frac{\gamma - 1}{\gamma} \right) \tilde{T} \frac{d\tilde{p}}{d\tau} + \tilde{q} \quad (5.11)$$

donde \tilde{p} , \tilde{T} y \tilde{u} son la presión, la temperatura y la velocidad adimensionales (con valores de referencia p_0 , T_0 y u_0 , respectivamente), $\tau = t u_0 / D$ es un tiempo adimensional, $\tilde{\nabla} = D \nabla$ es

el gradiente respecto a coordenadas adimensionales, γ es la relación de calores específicos, y $\dot{q} = \dot{q}D/(\rho c_p T_0 u_0)$ es la forma adimensional del término de generación.

La solución de la ecuación (5.11) presenta dificultades formidables, debidas al acoplamiento entre los distintos términos y a la insuficiencia de información para resolverla. Por ello, y dada la necesidad de estimar el flujo de calor dentro del cilindro, son muchos los modelos que se han propuesto para valorarlo. La aproximación más simple consiste en considerar coeficientes globales promediados en el ciclo, asumiendo generalmente que son aplicables a toda la superficie del cilindro, y suponiendo condiciones cuasiestacionarias, con lo que puede emplearse la ley de Newton (5.4).

En la Figura 5.1 se muestra un esquema de la transmisión de calor y la distribución de temperaturas en un motor. A partir de dicho esquema y aplicando las ecuaciones básicas de transferencia de calor, suponiendo flujo unidimensional y estacionario, es posible obtener las expresiones siguientes:

- Flujo de calor convectivo desde el gas a la pared:

$$\dot{Q} = h_g A (T_g - T_{pg}) \quad (5.12)$$

- Flujo de calor radiativo desde el gas a la pared. Este modo de transmisión de calor puede ser muy importante en MEC (20-25 % del flujo total) debido a la formación de partículas en el proceso de combustión, siendo prácticamente despreciable en MEP (en torno al 5 %):

$$\dot{Q} = \Phi_{gp} (T_g^4 - T_{pg}^4) \quad (5.13)$$

- Flujo de calor conductivo a través de la pared:

$$\dot{Q} = \kappa A (T_{pg} - T_{pr}) / e \quad (5.14)$$

- Flujo de calor convectivo entre la pared y el refrigerante:

$$\dot{Q} = h_r A_r (T_{pr} - T_r) \quad (5.15)$$

donde los subíndices g , r y p hacen referencia a gas, refrigerante y pared, respectivamente, y e es el espesor equivalente de la pared.

Debido, entre otras razones, a la extrema dificultad que entraña la medida de las temperaturas de pared (véase apartado 5.2.2), el flujo de calor se suele expresar en función de las temperaturas de los fluidos (gas y refrigerante) que, en condiciones normales, corresponden a las temperaturas máxima y mínima del problema. Suponiendo flujo de calor estacionario a partir de las ecuaciones (5.12) a (5.15) se puede llegar a

$$\dot{Q} = A(T_g - T_r) \left[\frac{1}{h_g + (\Phi_{gp}/A)(T_g + T_{pg})(T_g^2 + T_{pg}^2)} + \frac{e}{\kappa} + \frac{A}{A_r} \frac{1}{h_r} \right]^{-1} \quad (5.16)$$

El término entre corchetes de la ecuación (5.16) se denomina resistencia térmica, por la similitud de esta ecuación con la ley de Ohm. Cada uno de los sumandos que aparecen son las resistencias individuales al flujo de calor y, en los MCIA, representan aproximadamente los siguientes porcentajes respecto a la resistencia total: convección y radiación gas-pared entre el 96 % y el 98 %, conducción a través de las paredes entre el 0.5 % y el 1 % y convección pared-refrigerante entre el 2 % y el 3%.

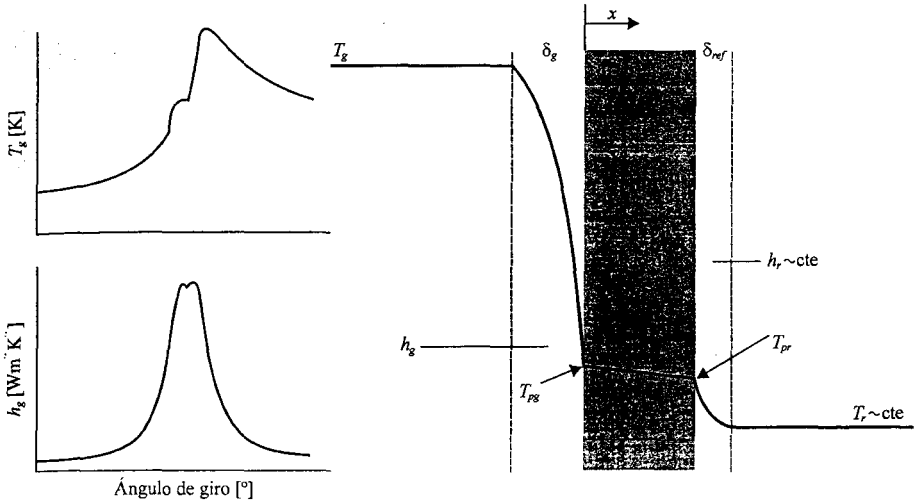


Figura 5.1 Esquema de la distribución de temperaturas y los flujos de calor en un MCIA.

Debido a la presencia de la radiación, esta ecuación es no lineal, por lo que es habitual simplificarla utilizando temperaturas promedio para estimar el término radiativo, e incluyéndolo como una corrección en el coeficiente convectivo gas-pared, llegándose a la expresión

$$\dot{Q} = A(T_g - T_r) \left[\frac{1}{h_g} + \frac{e}{\kappa} + \frac{A}{A_r} \frac{1}{h_r} \right]^{-1} \tag{5.17}$$

La estimación o medida de los parámetros de la ecuación (5.17) se suele realizar de la siguiente manera:

- Tanto los parámetros geométricos de las paredes (A , A_r , e) como las propiedades (κ) de los materiales que las componen son conocidos.
- La temperatura media del refrigerante (T_r) se puede medir con relativa facilidad.
- La temperatura del gas (T_g) se estima a partir de la medida de la presión instantánea y de la masa admitida, suponiendo comportamiento de gas perfecto.
- Los coeficientes convectivos (en los que, como se ha comentado, suele incluirse la contribución de la radiación) se estiman mediante diferentes tipos de correlaciones, tal como se explica en el apartado 5.2.3.

5.2.2 Estudios experimentales

La transferencia de calor entre el gas y las paredes de un motor tiene lugar tanto por convección como por radiación, siendo el papel de la temperatura del gas determinante en ambos casos. Sin embargo, la medida de la temperatura instantánea del gas es prácticamente imposible por dos motivos: por un lado, el tamaño del captador debe ser mínimo para que su tiempo de respuesta permita adquirir fluctuaciones rápidas de temperatura y, por otro, la inserción del captador podría modificar sustancialmente el campo de velocidades, con lo que las temperaturas medidas podrían diferir de manera importante de las temperaturas reales del gas.

Ante esas dificultades, prácticamente toda la información experimental disponible se basa bien en medidas de temperatura en las paredes de la cámara de combustión, donde la variabilidad temporal es mucho menor, bien en el ajuste de correlaciones convectivas de tipo global a partir de la medida de la presión instantánea con el motor arrastrado.

Flujos instantáneos

El flujo de calor instantáneo se determina a partir de la medida de temperatura instantánea mediante un sensor colocado en la pared interna del motor, en contacto con los gases, y de la temperatura medida en un punto, situado a unos milímetros del anterior, donde la temperatura pueda suponerse constante. La distancia mínima a la que se da esta circunstancia depende del tipo de material y se denomina profundidad de penetración. A partir de estas dos temperaturas, y suponiendo flujo unidimensional, es posible entonces calcular el flujo instantáneo.

Para la realización de las medidas se requiere que el tamaño de los sensores sea lo más pequeño posible (como ya se ha dicho, de lo contrario no serían capaces de medir con suficiente rapidez la variación de la temperatura), y que los materiales empleados tengan propiedades térmicas similares a los de la pared, con el fin de evitar en lo posible cualquier distorsión del campo de temperaturas en la pared.

Atendiendo a estas necesidades, entre los sensores utilizados en el campo de los MCIA cabe destacar los siguientes tipos: termopares de superficie, termopares coaxiales y termoresistencias finas (para más información acerca de estos sensores véase el apartado 28.4.2).

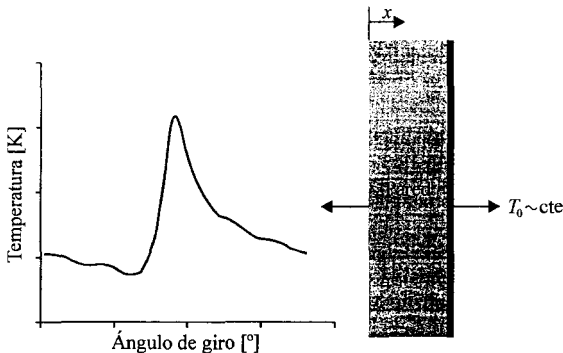


Figura 5.2 Esquema de la medida instantánea de temperatura.

Una vez se han adquirido las dos temperaturas mencionadas (véase la Figura 5.2), para la obtención del flujo de calor instantáneo se aplica la ecuación de transmisión de calor unidimensional transitoria:

$$\frac{\partial^2 T(x,t)}{\partial x^2} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T(x,t)}{\partial t} \quad (5.18)$$

donde x es la distancia dentro de la pared desde la zona en contacto con el gas y α es la difusividad térmica del material de la pared. Esta ecuación se resuelve imponiendo, como condición de contorno, que la temperatura a una distancia L de la pared es la temperatura medida con el captador lento, y como condición inicial que al inicio de la medida todo el material se encuentra a esa misma temperatura T_0 :

$$T(L, t) = T_0 \quad (5.19)$$

$$T(x, 0) = T_0 \quad (5.20)$$

Suponiendo que la temperatura instantánea se puede expresar como serie de Fourier:

$$T(0, t) = T_m + \sum_{n=1}^{\infty} A_n \cos(n\omega t) + B_n \operatorname{sen}(n\omega t) \quad (5.21)$$

se obtiene para el campo de temperaturas la siguiente expresión:

$$T(x, t) = T_m - (T_m - T_0) \frac{x}{L} + \sum_{n=1}^N e^{-\xi_n x} [A_n \cos(n\omega t - \xi_n x) + B_n \operatorname{sen}(n\omega t - \xi_n x)] \quad (5.22)$$

donde $\xi_n = \sqrt{n\omega/2\alpha}$. A partir de esta distribución de temperaturas y aplicando la ley de Fourier (ecuación 5.2), se obtiene finalmente para el flujo de calor

$$\dot{Q} = kA \frac{T_m - T_0}{L} + kA \sum_{n=1}^{\infty} \xi_n [(A_n + B_n) \cos(n\omega t) + (B_n - A_n) \operatorname{sen}(n\omega t)] \quad (5.23)$$

Ajuste de la transmisión de calor por el exponente politrópico

Tal y como se ha mencionado, otra forma usual de estimar la transmisión de calor en los MCIA es mediante el ajuste de las constantes de una correlación global de tipo convectivo (véase el apartado 5.2.3) a través del cálculo experimental del calor transferido basado en el exponente politrópico. Dicho cálculo se realiza con ensayos sin combustión (arrastre), donde el calor se transfiere únicamente por convección entre el gas y la pared, mediante la aplicación del primer principio de la termodinámica para un sistema cerrado:

$$dQ_n = \frac{n-\gamma}{\gamma-1} p dV \quad (5.24)$$

donde por simplicidad se ha asumido que no hay pérdidas de *blow-by*, y:

- p es la presión instantánea medida.
- V es el volumen instantáneo, que se obtiene teniendo en cuenta el mecanismo biela manivela (tal y como se detalla en el capítulo 26).
- El exponente politrópico, n , se obtiene a partir de su definición:

$$n = - \frac{dp/p}{dV/V} \quad (5.25)$$

- El cociente de calores específicos γ se obtiene a partir de la relación de Mayer y del calor específico del gas c_p que, a su vez, se puede obtener de correlaciones disponibles en la literatura.

Asumiendo que el volumen instantáneo se pueda precisar con total exactitud, la aplicación de este método todavía se encuentra con dos inconvenientes fundamentales. Por un lado, la presión medida en el interior del cilindro se mide mediante un captador piezoeléctrico tal y como se expone en el apartado 27.4.2, por lo que es una presión relativa y debe referenciarse a un nivel de presión conocido. Esta referencia es de vital importancia pues influye directamente en el cálculo del exponente politrópico (5.25). Por otro lado, obsérvese que el cálculo del exponente politrópico se basa en la derivada de la presión experimental, por lo que cabe esperar que el inevitable ruido asociado con su adquisición pueda verse amplificado.

5.2.3 Ecuaciones semiempíricas

Como ya se ha mencionado, el proceso de transmisión de calor en los MCIA es un proceso complejo ya que es no uniforme y no estacionario. En este apartado se presentan diferentes correlaciones semiempíricas para la estimación de los flujos de calor en un MCIA. El término semiempírico está totalmente justificado, ya que estas correlaciones suelen estar basadas en el análisis dimensional, o bien toman su forma de correlaciones ya existentes, como la ecuación (5.7), ajustándose posteriormente los distintos coeficientes a los resultados obtenidos tras la experimentación.

Correlaciones para el coeficiente convectivo promedio

Este tipo de correlaciones son las más sencillas, y permiten estimar los flujos medios de calor desde gas al refrigerante. La más extendida es la de Taylor y Toong, que se basa en el ajuste a datos relativos a 19 motores diferentes (MEP y MEC, de aspiración natural y sobrealimentados) en un intervalo amplio de regímenes de giro y grados de carga. En la práctica, el ajuste se realizó básicamente sobre datos de calor cedido al refrigerante, obtenidos a partir de la medida del caudal de refrigerante y de su salto de temperaturas a su paso por el motor.

El flujo de calor al refrigerante \dot{Q}_r , se ajustó entonces a una expresión de la forma

$$\dot{Q}_r = \bar{h} A_p (\bar{T}_g - T_r) \quad (5.26)$$

donde \bar{T}_g es la temperatura media del gas a lo largo de un ciclo, T_r es la temperatura del refrigerante, y se supone que el coeficiente de película obedece a una ecuación como la (5.7) pero obviando la dependencia del número de Prandtl, ya que su variación es pequeña en gases. La constante de proporcionalidad (a en la ecuación 5.7) variaba entre 7.7 y 15.5 dependiendo del tipo de motor. Así, tomando el promedio sobre todos los motores considerados se obtiene

$$Nu = 10,4 Re^{0,75} \quad (5.27)$$

que se representa en la Figura 5.3. Los números de Nusselt y Reynolds que aparecen en la ecuación (5.27) se definen, respecto al gas en el cilindro, como

$$Nu = \bar{h} D / \kappa_g \quad ; \quad Re = \dot{m}'_g D / \mu_g \quad (5.28)$$

donde \dot{m}'_g es el gasto másico del gas por unidad de área de pistón ($\dot{m}'_g = c_m \rho$).

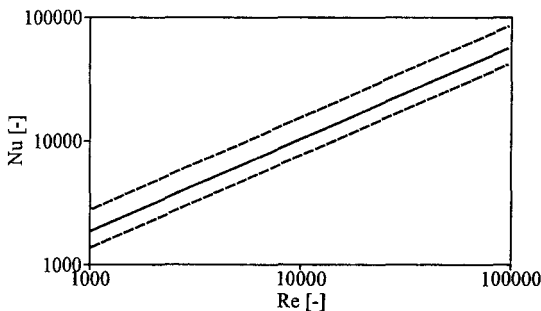


Figura 5.3 Número de Nusselt frente al número de Reynolds según la ecuación (5.27).

A partir de las ecuaciones (5.28) es posible obtener el valor del coeficiente de película global medio, cuya expresión es

$$\bar{h} = 10,4 \frac{\kappa_g}{\mu_g^{0,75}} \dot{m}_g^{0,75} D^{-0,25} \quad (5.29)$$

Correlaciones para el coeficiente instantáneo global

La idea de un coeficiente de película global se basa en las siguientes hipótesis:

- El coeficiente de transmisión de calor por convección es el mismo para todas las paredes de la cámara de combustión.
- El proceso de transmisión de calor en el cilindro es cuasiestacionario, es decir, el calor transmitido es proporcional en cada instante a la diferencia de temperaturas entre el gas y las superficies metálicas, como indica la ecuación (5.4).
- La temperatura instantánea del gas es uniforme en todo el cilindro.

Por supuesto, ninguna de estas hipótesis es rigurosamente cierta. En primer lugar, las velocidades características (y por tanto los números de Reynolds) son distintas para las diferentes paredes de la cámara de combustión. Además, la variación cíclica del flujo de calor en los MCIA implica un cierto retraso entre la diferencia de temperaturas gas-pared y los flujos térmicos, debido a la capacidad térmica del fluido. Finalmente, la temperatura de los gases en la cámara no es uniforme ya que la propia combustión da origen a diferencias notables de temperatura entre los gases quemados y los gases sin quemar. A pesar de estas limitaciones, este método proporciona resultados útiles en la práctica y es por ello ampliamente aceptado y utilizado.

Históricamente, la primera correlación de este tipo es la debida a Nusselt (1923), que se basó en medidas experimentales globales en una cámara esférica, en la que se provocaba la combustión de una mezcla de aire y combustible. Cuando el proceso de combustión había finalizado, esperó varios segundos, y aplicando el primer principio de la termodinámica era posible determinar el flujo de calor a las paredes. En este caso, debido a que el movimiento del aire dentro de la cámara era prácticamente nulo, el proceso de transferencia de calor puede considerarse por convección natural.

Para tener en cuenta que en los MCIA el proceso es por convección forzada, Nusselt incluyó un término dependiente de la velocidad media del pistón. Según su propuesta, el coeficiente de película puede calcularse con la siguiente correlación:

$$h = 5,41 \cdot 10^{-3} (1 + 1,24 c_m) (p^2 T_g)^{1/3} + \frac{4,21 \cdot 10^{-12} (T_g^4 - T_p^4)}{(\varepsilon_g^{-1} + \varepsilon_p^{-1} - 1) (T_g - T_p)} \quad (5.30)$$

La primera parte de la ecuación corresponde al flujo convectivo y la segunda al radiativo; c_m es la velocidad media del pistón, y p y T_g son la presión y la temperatura instantáneas del gas, respectivamente. En principio, la correlación se concibió para estimar el flujo de calor promedio pero, debido a que tanto la presión como la temperatura vienen expresadas en términos instantáneos, se ha utilizado para este fin.

Eichelberg, basándose en la fórmula de Nusselt y en medidas experimentales de flujos instantáneos (fue el primero en realizarlas o, al menos, el primero que publicó los resultados), llegó a la siguiente expresión:

$$h_g = 2,43 c_m^{1/3} (p T_g)^{1/2} \quad (5.31)$$

Aparte de que en esta expresión no se tiene en cuenta la radiación, y de que está basada en una correlación para convección natural, cuando los procesos que tienen lugar en un MCIA son de tipo forzado, la ecuación (5.31) plantea el inconveniente de que no es dimensionalmente consistente, con lo que hay que utilizar cuidadosamente las unidades de cada uno de los términos. En contrapartida, presenta la ventaja de su sencillez, y aún hoy en día se utiliza en algunas aplicaciones específicas, como en los motores lentos de gran tamaño.

A partir del trabajo de Eichelberg, distintos autores repitieron la experiencia con otro tipo de motores y condiciones de funcionamiento, proponiendo a su vez nuevas correlaciones. En 1963, Annand [2] realizó una revisión exhaustiva de toda la literatura publicada con anterioridad, y a partir de los datos disponibles propuso una nueva correlación de la forma

$$\dot{q} = a \frac{\kappa_g}{D} \text{Re}^{0.7} (T_g - T_p) + b (T_g^4 - T_p^4) \quad (5.32)$$

donde la constante a varía entre 0,35 y 0,8 dependiendo del grado de carga, mientras que el valor de la constante b es $3,3 \cdot 10^{-11}$ para MEC y $4,3 \cdot 10^{-12}$ para MEP. La velocidad y la longitud característica con que se define el número de Reynolds son c_m y D , respectivamente. Posteriormente, propuso una nueva correlación en que, a diferencia del resto de expresiones comentadas aquí, se intenta tener en cuenta el carácter no estacionario del proceso:

$$\dot{q} = \frac{\kappa_g}{D} \text{Re}^{0.7} \left[a (T_g - T_p) - \frac{b}{\omega_c} \frac{dT_g}{dt} \right] + c \sigma (T_g^4 - T_p^4) \quad (5.33)$$

donde ω_c es la frecuencia angular de giro del cigüeñal. Las constantes a , b y c que mejor ajustaban los datos experimentales eran 0,12, 0,20 y 1,50, respectivamente.

Una de las correlaciones más utilizadas en la actualidad es la debida a Woschni [3] quien, considerando, con cierta razón, que las medidas experimentales de los flujos de calor instantáneos no eran suficientemente precisas ni fiables, se apoyó en un balance energético del motor. La correlación que propuso, a partir de una ecuación similar a la (5.7) y asumiendo que la conductividad y la viscosidad del gas dependen de la temperatura, es la siguiente:

$$h_g = 1,3 \cdot 10^{-2} D^{-0.2} P^{0.8} T_g^{-0.53} \left[C_1 c_m + C_2 \frac{V_D T_{CA}}{P_{CA} V_{CA}} (p - p_m) \right]^{0.8} \quad (5.34)$$

El término entre corchetes es una velocidad característica, cuyo primer sumando hace referencia a la velocidad del gas generada por el movimiento del pistón, mientras que el segundo sumando es una expresión empírica con la que el autor consideró la evolución instantánea del gas debida a la combustión. Woschni argumentó, basándose en datos experimentales, que la radiación era aproximadamente proporcional al calor liberado y, por tanto, a efectos prácticos era mejor incluirla en este término de forma implícita que introducir un término específico.

Las constantes C_1 y C_2 dependen del proceso considerado. Denotando por u_u la componente tangencial de la velocidad se tiene, para la renovación de la carga

$$C_1 = 6,18 + 0,417 u_u / c_m \quad ; \quad C_2 = 0$$

mientras que para la compresión los valores son

$$C_1 = 2,28 + 0,308 u_u / c_m \quad ; \quad C_2 = 0$$

y finalmente para la combustión y la expansión debe tomarse

$$C_1 = 2,28 + 0,308 u_u / c_m \quad ; \quad C_2 = 3,24 \cdot 10^{-3}$$

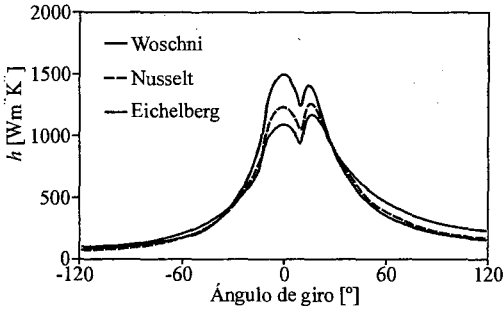


Figura 5.4 Comparativa entre diferentes correlaciones para el coeficiente de película.

La Figura 5.4 muestra una comparativa entre los coeficientes de transmisión de calor obtenidos utilizando tres correlaciones diferentes. La elección de una u otra suele realizarse atendiendo a criterios más bien subjetivos. En la actualidad, es habitual emplear la de Woschni para MEC y la de Annand para MEP. En ambos casos, y debido a que los sistemas de los motores se hallan en continuo cambio, es usual ajustar las constantes de los mencionados modelos para cada motor en particular (tal y como se ha comentado en el apartado 5.2.2).

Como es natural, a partir de estas correlaciones globales puede calcularse el flujo medio a través de las paredes, suponiendo que la temperatura de la pared es constante, lo que es admisible dado que sus variaciones son muy pequeñas comparadas con las de la temperatura del gas. Es preciso, sin embargo, definir cuidadosamente tanto la temperatura media del gas como el coeficiente convectivo medio. Estos valores medios se determinan a partir de una ecuación de flujo medio como

$$\bar{Q} = \bar{h}_g A (\bar{T}_g - T_{pg}) \quad (5.35)$$

donde los valores promedios de las temperaturas y el coeficiente convectivo se definen, en el caso particular de un motor de 4T, como

$$\bar{h}_g A = \frac{1}{4\pi} \int_0^{4\pi} h_g(\alpha) A(\alpha) d\alpha \quad (5.36)$$

$$\bar{T}_g = \frac{1}{\bar{h}_g A} \frac{1}{4\pi} \int_0^{4\pi} T_g(\alpha) h(\alpha) A(\alpha) d\alpha \quad (5.37)$$

Obsérvese que se ha tenido en cuenta la posible variación del área de contacto entre el gas y la pared, tal y como ocurre en el cilindro debido al movimiento alternativo del pistón (véase la Figura 5.5).

En el caso del pistón y la culata, al ser la mencionada área de contacto constante, las ecuaciones (5.36) y (5.37) pueden simplificarse, quedando

$$\bar{h}_g = \frac{1}{4\pi} \int_0^{4\pi} h_g(\alpha) d\alpha \quad (5.38)$$

$$\bar{T}_g = \frac{1}{4\pi \bar{h}_g} \int_0^{4\pi} T_g(\alpha) h(\alpha) d\alpha \quad (5.39)$$

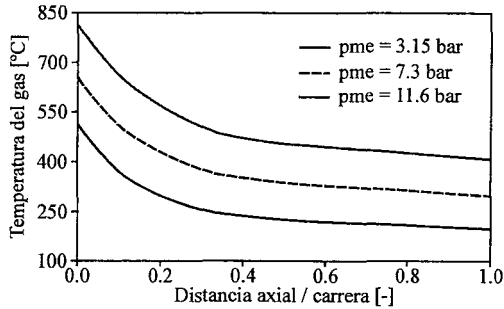


Figura 5.5 Variación de la temperatura aparente del gas en la dirección axial, en tres puntos de funcionamiento diferentes a 2000 rpm.

Correlaciones para coeficientes instantáneos locales

Los modelos globales carecen de resolución espacial, con lo que su utilización para predecir de manera precisa los flujos de calor que se propagan por cada uno de los elementos del motor es limitado. Para subsanar este inconveniente, es necesario el uso de coeficientes de transferencia de calor locales. Éstos, al igual que los globales, pueden tratar de obtenerse de manera empírica o teórica.

La primera correlación de este tipo es la debida a LeFeuvre, quien propuso calcular el número de Reynolds a partir de la velocidad tangencial y del radio:

$$Re = r^2 \omega / \nu \quad (5.40)$$

donde r es la posición radial en la culata o el pistón y ω la velocidad angular de los gases en el cilindro (*swirl*). El flujo de calor en cualquier posición se halla entonces mediante la siguiente expresión:

$$\dot{Q} = 0,047 \frac{K}{r} A Re^{0,8} Pr^{0,33} (T_g - T_p) \quad (5.41)$$

Otra posibilidad que proporciona una mejor resolución espacial es la subdivisión de la cámara de combustión en varios volúmenes, como se ve en la Figura 5.6. A partir de esta subdivisión, y planteando las ecuaciones de conservación de masa y de cantidad de movimiento (tal y como se detalla en el apartado 12.3), así como el movimiento del pistón (véase el capítulo 26) pueden estimarse las velocidades instantáneas radial, axial y tangencial del aire en cada una de ellas. A partir de este campo de velocidades, se obtiene la velocidad característica en cada superficie como:

$$u = \sqrt{u_x^2 + u_y^2 + 2k} \quad (5.42)$$

donde u_x y u_y son las velocidades paralelas a la superficie (ya que son las que provocan que haya transmisión de calor), y k representa la energía cinética turbulenta.

Ésta es la velocidad característica que se utiliza para calcular el valor del número de Reynolds, valor que, mediante la aplicación de una correlación para flujo turbulento similar a la ecuación (5.7), permite posteriormente la estimación del coeficiente de transmisión de calor por convección.

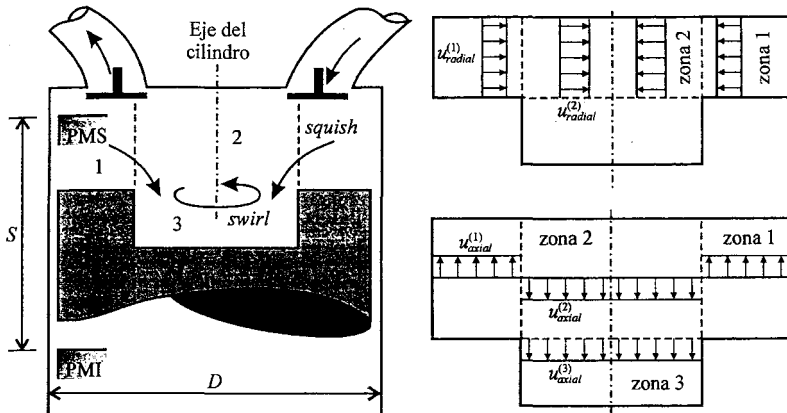


Figura 5.6 Esquema cualitativo del flujo en el cilindro y subdivisión de la cámara en diferentes subzonas.

Correlaciones para el coeficiente de película del refrigerante

En el caso de sistemas de refrigeración por líquido (véase el apartado 5.4.1) el flujo del refrigerante a través del motor es muy complejo. Para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor suele adoptarse la correlación de Grimson:

$$\overline{Nu}_D = 1,13C_1C_2 Re_D^m Pr^{1/3} \quad (5.43)$$

donde C_1 y m dependen de la disposición de los cilindros, y C_2 de su número.

Correlaciones para el coeficiente de película del aceite

Como se apunta en el apartado 5.3.1, a través del pistón fluye entre el 40 y el 60 % de las pérdidas de calor totales, por lo que es preciso refrigerar este elemento de una manera efectiva. Para ello, se puede utilizar diferentes tipos de refrigerantes, siendo los más habituales agua, aire o aceite. Actualmente se prefiere el aceite, ya que tiene mayor capacidad térmica que el aire, menos problemas de evaporación que el agua y, obviamente, no hay problemas de mezcla con el aceite lubricante. La refrigeración del pistón con el aceite lubricante depende del diseño del motor y de la carga térmica del mismo. Las soluciones más comunes van desde el simple barboteo generado por el cigüeñal, pasando por la inyección del lubricante a la parte inferior del pistón (bien inyectándolo desde el bulón del pistón o mediante una tobera especial situada en la parte baja del cilindro) hasta la refrigeración por el interior de canales labrados en el pistón. En este último caso, el suministro de lubricante se realiza a través de unas toberas especiales. La Figura 5.7 muestra esquemáticamente algunas de las soluciones empleadas para la refrigeración del pistón (más comentarios pueden encontrarse en el apartado 27.3).

En cualquiera de los casos mencionados, no existe un criterio claro para la elección del tipo de correlación más conveniente. Las soluciones más sencillas se basan en la asignación de valores constantes al coeficiente de transmisión de calor convectivo entre el aceite y el pistón, con los siguientes órdenes de magnitud indicativos:

- Para la refrigeración por barboteo: $1000 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ para la transferencia en la corona; $240 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ para la transferencia en la parte interna de la falda.

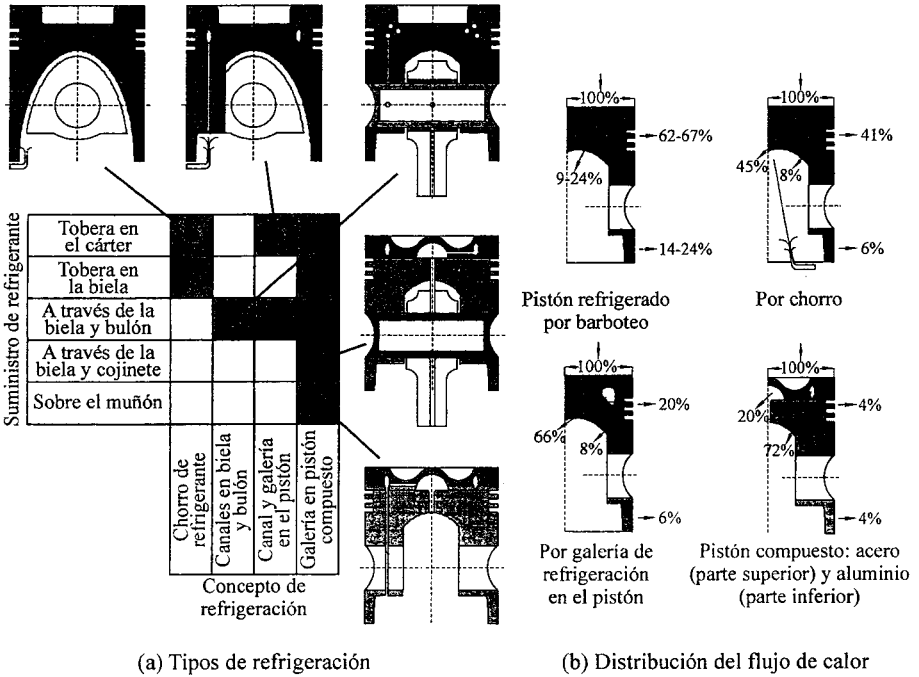


Figura 5.7 Tipos de refrigeración del pistón y su influencia sobre la distribución del flujo de calor hacia la camisa y el aceite.

- En el caso de refrigeración forzada desde el bulón pueden tomarse valores en el intervalo 2100 - 2800 $Wm^{-2}K^{-1}$.
- Si se trata de refrigeración por chorro se pueden usar valores comprendidos entre 2050 y 3230 $Wm^{-2}K^{-1}$.

5.3 Flujos térmicos en el motor

Desde el punto de vista térmico, es interesante conocer no sólo la cantidad total de calor cedido por el motor, sino también su localización temporal y espacial. Es posible así determinar las necesidades específicas de refrigeración de cada una de las partes del motor y, por tanto, establecer las medidas necesarias para garantizar su correcto funcionamiento. También es interesante conocer cómo cambian estas necesidades de refrigeración en función de las condiciones operativas del motor para poder determinar, si es posible, la mejor estrategia de refrigeración. En este apartado se estudian las tendencias principales de los flujos de calor en función de estos tres puntos de vista: distribución espacial, distribución temporal y condiciones operativas.

Previamente al estudio particularizado de los flujos térmicos es necesario conocer, de manera genérica, la forma en que se reparte la energía química disponible en el combustible, es decir, plantear el balance energético del motor. Posteriormente, se establecerá cómo se distri-

buye, de manera genérica, esta energía. Teniendo en cuenta todos los tipos de transformaciones energéticas que se producen en un motor, es posible escribir la siguiente ecuación:

$$\dot{m}_f PCI_p = N_e + \dot{Q}_r + \dot{H}_g + N_a + \dot{Q}_a + \dot{H}_{ci} + \dot{Q}_{ext} \quad (5.44)$$

donde

- $\dot{m}_f PCI_p$ es el flujo de energía química suministrado por el combustible
- N_e es la potencia efectiva
- \dot{Q}_r es el flujo de calor cedido al sistema de refrigeración
- \dot{H}_g es el flujo entálpico asociado al estado térmico de los gases de escape
- N_a es la potencia mecánica de accionamiento de auxiliares
- \dot{Q}_a es el flujo de calor cedido al lubricante, generalmente relacionado con la fricción
- \dot{H}_{ci} es el flujo de entalpía asociado a la energía química disponible en el combustible no quemado (combustión incompleta)
- \dot{Q}_{ext} representa el flujo de energía térmica cedida al ambiente por convección y radiación por las paredes externas del motor

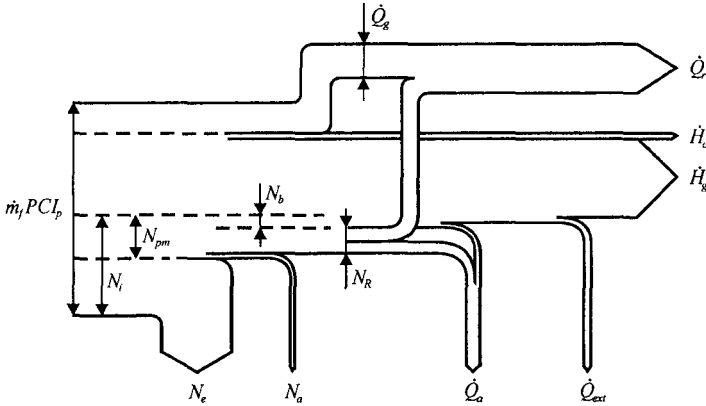


Figura 5.8 Esquema del balance energético de un motor, en que se indican las principales magnitudes intermedias: potencia indicada N_i , potencia de pérdidas mecánicas N_{pm} , potencia de bombeo N_b y potencia disipada por rozamiento N_r .

Realmente, el balance energético en un motor es mucho más complejo que lo indicado por la ecuación (5.44), ya que hay numerosas vías de intercambio entre las contribuciones señaladas. Por ejemplo, gran parte del calor generado por fricción que se transfiere al lubricante pasa al sistema de refrigeración, a través de un intercambiador agua-lubricante. La Figura 5.8 muestra de forma cualitativa este reparto energético en un punto de funcionamiento estacionario, en el que se observa que las energías cuantitativamente más importantes son tres: la potencia efectiva, el calor cedido al sistema de refrigeración y la entalpía disponible en los gases de escape. La suma de estas tres energías representa aproximadamente el 90 % de la energía introducida en el motor, y su magnitud relativa depende del punto de funcionamiento. Así, por ejemplo, la energía cedida al refrigerante suele variar entre un 60 % y un 100 % de la potencia efectiva, lo que indica su importancia. Sin embargo, en procesos transitorios de calentamiento aparece un término de gran importancia asociado al almacenamiento térmico tanto en las par-

tes metálicas como en el refrigerante, que puede llegar a alcanzar porcentajes superiores al 50% de la energía química [4].

Una vez determinada, de forma aproximada, la cantidad de energía que se cede al refrigerante, en el apartado 5.3.1 se estudia cómo se distribuyen espacialmente estos flujos térmicos. La distribución temporal de los mismos se aborda en el apartado 5.3.2, mientras que la influencia de diversos parámetros de funcionamiento se discute en el apartado 5.3.3. Finalmente, en el apartado 5.3.4, se evalúa, a modo de síntesis, el posible aumento de rendimiento que se obtendría de conseguirse reducir, o incluso anular, la cantidad de energía, en forma de calor, que se cede al refrigerante (en definitiva, el concepto de motor adiabático).

5.3.1 Distribución espacial

El primer paso para poder determinar las necesidades específicas de refrigeración en un motor es determinar los puntos con mayor carga térmica. Por norma general (véase la Figura 5.8) la mayor parte del calor cedido al refrigerante (\dot{Q}_r) proviene del calor cedido por los gases (\dot{Q}_g). Este calor se transfiere de manera desigual por los tres elementos que conforman la cámara de combustión, pistón, culata y camisa. Así, en el punto de máxima potencia, que suele coincidir con el de máxima carga térmica, la mayor parte de este calor se transfiere directamente por el pistón (entre un 30% y un 40%), por la culata (entre un 25% y un 40%, incluyendo el calor cedido por los gases en las pipas de escape) y por la camisa (entre un 20% y un 30%). Posteriormente, estos flujos térmicos siguen diversos caminos, siendo los más representativos los siguientes:

- Del calor transmitido por el pistón, un 15% aproximadamente fluye hacia la camisa por los segmentos. El 85% restante fluye hacia el lubricante, que actúa como refrigerante, y acaba por pasar en gran medida al refrigerante, como se mencionó en el apartado 5.3.
- La mayor parte del calor que se cede a través de la camisa pasa, en motores refrigerados por líquido, directamente al refrigerante y otra parte, que puede alcanzar porcentajes importantes, se cede al lubricante por la parte inferior. La mayor parte del calor cedido a la camisa se recibe en la zona más alta, que es la que permanece en contacto con los gases a más alta temperatura. Debido sobre todo al contacto lubricante - camisa, las temperaturas de la parte interna de la misma están limitadas a unos 200 °C para evitar la degradación del lubricante.
- El calor que recibe la culata proviene de los gases de combustión (aproximadamente dos terceras partes) y de los gases de escape (el tercio restante, que es cedido en las pipas) y es transferido casi íntegramente al refrigerante, salvo una pequeña parte que se transfiere al aire de admisión. Dentro de la culata cabe destacar que las válvulas de escape, a pesar de que la cantidad porcentual de calor evacuado no es alta, suelen alcanzar temperaturas de trabajo muy altas (hasta unos 700 °C) con lo que los requisitos de refrigeración pueden ser también muy altos.

5.3.2 Distribución temporal

Además de la variabilidad espacial comentada en el apartado anterior, los flujos térmicos en un MCIA tienen una gran variabilidad temporal, debido fundamentalmente a su principio de funcionamiento, como ya se indicó en la introducción de este capítulo. A lo largo de un ciclo de motor el intercambio térmico entre el gas y las paredes se produce de forma distinta dependiendo del proceso considerado, tal como se detalla a continuación:

- Durante el proceso de admisión, la temperatura de la pared es, por norma general, superior a la del aire admitido, con lo que el flujo térmico va en sentido contrario al esperado. Aun así, el porcentaje de calor en esta parte del ciclo es prácticamente despreciable ya que la diferencia de temperatura entre el gas y las paredes es muy pequeña.
- Durante la compresión, la temperatura del gas va aumentando, llegando a cambiar el sentido del flujo de calor. Las diferencias de temperatura son algo mayores que durante la admisión, pero el flujo resultante solamente supone entre un 1% y un 3% del global del ciclo.
- La combustión provoca dos efectos importantes: tanto la temperatura del gas como su velocidad aumentan. Esto provoca una mayor cesión de calor pero debido, entre otras causas, a la poca superficie de contacto (pistón cerca del PMS) y al poco tiempo de duración del proceso, supone únicamente entre el 5% y el 10% del total.
- Durante el proceso de expansión el gas alcanza temperaturas muy altas, al tiempo que el área de contacto entre el gas y el cilindro va aumentando, con lo que los flujos térmicos aumentan a su vez, llegando a representar entre un 30% y un 40% del calor total.
- Finalmente, en el proceso de escape las temperaturas no son tan altas como en el proceso de expansión, pero la apertura de la válvula provoca un aumento considerable de la velocidad del gas, lo que resulta en un intenso intercambio térmico con las paredes del cilindro, la válvula de escape y las paredes de la pipa, que será abordado con cierto detalle en el apartado 8.5. Aproximadamente el 50% del calor cedido está asociado con este proceso.

Estas tendencias y órdenes de magnitud se ilustran cualitativamente en la Figura 5.9, que muestra la evolución a lo largo del ciclo cerrado tanto del flujo de calor resultante como de las magnitudes que lo determinan (temperatura, área de intercambio y velocidad característica).

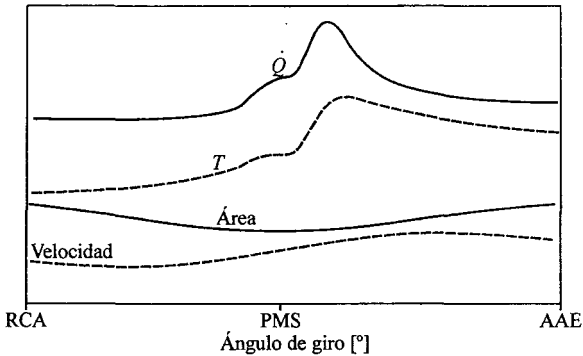


Figura 5.9 Evolución temporal de las pérdidas de calor en el ciclo cerrado de un motor.

5.3.3 Influencia de las condiciones operativas

Se discutirá ahora la influencia de las condiciones de funcionamiento sobre las temperaturas de pared de la cámara de combustión. Volviendo a las ecuaciones (5.14) y (5.17) y despejando las temperaturas de pared, se puede obtener la tensión térmica sobre el material como

$$T_{pg} - T_{pr} = \frac{e}{k} \left[\frac{1}{h_g} + \frac{e}{\kappa} + \frac{A_g}{A_r} \frac{1}{h_r} \right]^{-1} (T_g - T_r) \quad (5.45)$$

A continuación se comentan las tendencias globales que presenta la dependencia de las temperaturas de pared frente a diferentes variables de funcionamiento, suponiendo que solamente el parámetro estudiado es el que varía, manteniéndose el resto constantes.

- A partir de cualquiera de las correlaciones para el flujo convectivo gas-pared (apartado 5.2.3), puede observarse que éste aumenta con el régimen de giro, debido a los términos dependientes de las velocidades. De manera similar, el coeficiente para el flujo pared-refrigerante también aumenta si la velocidad de circulación del refrigerante depende del régimen de giro del motor, como ocurre en el caso de sistemas de refrigeración por líquido con bombas mecánicas (véase el apartado 5.4). Así, puesto que la resistencia térmica disminuye (término entre corchetes en la ecuación (5.45)) el flujo de calor aumenta, lo que hace aumentar también las temperaturas de pared. Este efecto es corroborado por los datos experimentales que se muestran en la Figura 5.10.

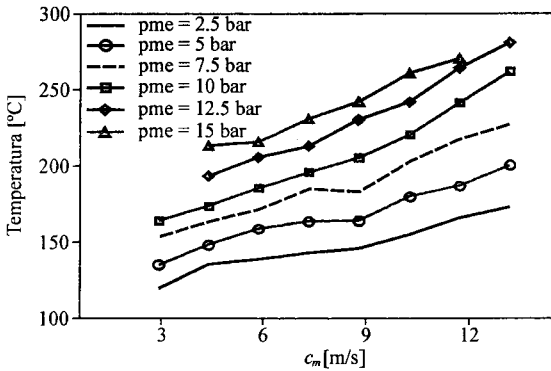


Figura 5.10 Influencia del régimen de giro y el grado de carga en la temperatura de pared.

- El aumento del grado de carga en el motor implica un aumento de las temperaturas del gas en la cámara y, por tanto, un aumento del flujo de calor. Este mayor flujo de calor, de manera análoga a lo expuesto en el caso anterior, provocaría un aumento de las temperaturas de pared. En la Figura 5.10 se ilustra esta dependencia.
- Una variación en la temperatura de admisión afecta directamente al proceso de combustión, como se verá en los capítulos 17 y 19. Estos cambios provocan que las temperaturas del gas también se vean modificadas, con lo que los efectos son similares a los producidos por un cambio en el grado de carga, pero con menor intensidad. En la Figura 5.11 se muestra esta tendencia en dos puntos de operación diferentes.
- Un cambio en la temperatura del refrigerante afecta directamente al flujo de calor, según la ecuación (5.17). No obstante, como la temperatura media del gas es mucho mayor que la del refrigerante, la importancia de ésta depende inversamente del grado de carga; así, a mayor grado de carga, y por tanto temperatura del gas, menor es la influencia de la temperatura del refrigerante y viceversa, como se puede apreciar en la Figura 5.12.

La dependencia casi lineal que se observa en los flujos de calor al refrigerante con el régimen de giro, la presión media efectiva y la temperatura del refrigerante, permite el empleo de correlaciones sencillas para su estimación [5], de la forma:

$$\dot{Q}_r = a + b pme + c n + d T_r \quad (5.46)$$

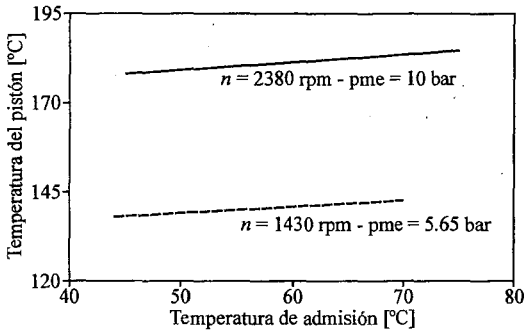


Figura 5.11 Influencia de la temperatura de admisión sobre las temperaturas de pared.

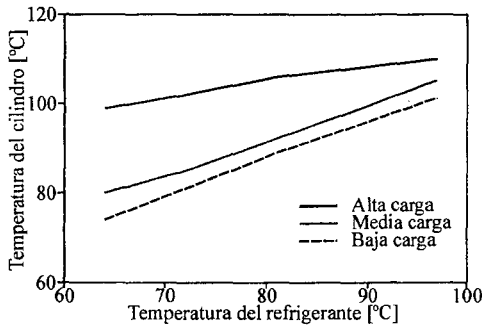


Figura 5.12 Influencia de la temperatura del refrigerante sobre las temperaturas de pared.

Estas correlaciones empíricas se suelen utilizar, por ejemplo, en programas de predicción y diagnóstico de la combustión, donde un error del orden de un 10% en el flujo de calor provoca un cambio menor al 1% en la estimación de la fracción de calor liberado (F_{QL}).

5.3.4 El motor adiabático

El alto porcentaje de la energía disponible en el combustible que es cedida al refrigerante (aproximadamente un tercio en puntos estacionarios, como se indicó en el apartado 5.3) sugiere, de forma natural, la idea de minimizar esta cesión. De hecho, un análisis apresurado parecería indicar la posibilidad de un incremento considerable del rendimiento del motor. Sin embargo, incluso en el caso hipotético de que se consiguiera eliminar totalmente la cesión de energía al refrigerante (es decir, de que se pudiera construir un motor ideal totalmente adiabático), sólo una pequeña parte de esa energía se podría transformar en trabajo útil, como se justifica en lo que sigue.

En efecto, tal y como se explicó en el apartado 5.3.2, aproximadamente la mitad de la cesión de calor al refrigerante se produce durante la carrera de escape, en la que no se produce ningún trabajo útil, por lo que es obvio que no es posible recuperar esa fracción en forma de potencia. Del resto de la energía cedida al refrigerante, sólo una parte se transformaría en potencia, resultando la energía restante en un aumento de la entalpía de los gases de escape.

Suponiendo, en primera aproximación, que la energía dedicada a ambas transformaciones es idéntica, se llega a que, en un motor totalmente adiabático, se podría conseguir, como máximo, un aumento de un 8% en el rendimiento efectivo.

El incremento estimado en el párrafo anterior, si bien es menor de lo que inicialmente se hubiera podido pensar, no es en absoluto despreciable. Sin embargo, hay que tener en cuenta otras consecuencias del carácter adiabático del motor. En particular, el inevitable aumento de la temperatura de las paredes del motor tiene un impacto directo sobre el consumo y las emisiones contaminantes, como se discutirá en el apartado 5.5.1; además, como se discutirá en detalle en el capítulo 9, el proceso de llenado del motor es más deficiente, debido al calentamiento del aire de admisión. Aparte del menor consumo que cabe esperar, debe destacarse otro aspecto positivo que no es otro que el considerable incremento experimentado por la entalpía de los gases de escape, lo que abre la vía para el uso de sistemas de recuperación de esa energía (la energética de los gases de escape se discute en el apartado 8.5.3), aparte de tener consecuencias beneficiosas para el funcionamiento de los sistemas de postratamiento de emisiones contaminantes (véase al respecto el apartado 21.3).

Estas consideraciones ponen de manifiesto que el concepto de motor adiabático adquiere pleno sentido esencialmente en el contexto de los motores turbosobrealimentados. En efecto, como se verá en detalle en el capítulo 11, en estos motores la entalpía de los gases de escape se aprovecha mediante su expansión en una turbina, que a su vez acciona el turbocompresor que sobrealimenta el motor, de forma que el problema de llenado antes indicado se ve paliado.

La explotación práctica de estas ideas no está libre de dificultades. Las técnicas empleadas para conseguir motores más adiabáticos se basan en el uso de materiales de baja conductividad térmica, normalmente de tipo cerámico [6]. Sin embargo, el uso de estos materiales, habitualmente en forma de insertos (escudos térmicos), causa serios problemas de resistencia mecánica a la fatiga térmica. Por ello, los desarrollos más recientes emplean recubrimientos cerámicos de muy pequeño espesor (del orden de micras) aplicados sobre las partes metálicas.

Si bien esta solución mitiga los problemas de resistencia mecánica, el efecto obtenido es menor que el esperado, al menos en los motores de encendido por compresión, ya que los depósitos de hollín que se forman durante el proceso de combustión actúan como aislante térmico (pudiendo llegar a reducir el flujo de calor en un 40 % respecto a una pared totalmente limpia), enmascarando en buena medida el efecto del recubrimiento cerámico.

5.4 Sistemas de refrigeración

La función del sistema de refrigeración de un motor es, básicamente, prevenir el sobrecalentamiento de las partes sólidas en todas las condiciones operativas (régimen de giro, grado de carga) del motor, así como en las condiciones de trabajo del motor en diferentes relieves y condiciones climáticas.

Esta función primordial debe llevarse a cabo cumpliendo con las siguientes exigencias:

- Consumir la mínima potencia posible, de forma que el funcionamiento del sistema no penalice ni el consumo de combustible ni las prestaciones del motor.
- Ser compacto, ligero, fiable, y tener un coste bajo.

Los sistemas habituales de refrigeración son de dos tipos: por líquido o por aire, cada uno con sus características, ventajas e inconvenientes específicos. El sistema de refrigeración por líquido es el más empleado, especialmente en los motores de tamaño medioalto (automóviles, tractores, camiones, autobuses, etc.). Se suele emplear como fluido refrigerante distintas mez-

clas de agua y líquidos con bajo punto de congelación. En ausencia de sistemas de recuperación de calor residual, este fluido no es sino un intermediario en la transferencia de calor al aire ambiente, ya finalmente debe evacuarse el calor a éste, la mayor parte por convección forzada desde el refrigerante en los radiadores, y una proporción muy pequeña por radiación y convección natural a través de la superficie del motor.

5.4.1 Refrigeración por líquido

Los sistemas clásicos de refrigeración por líquido suelen ser de tipo cerrado con circulación forzada del líquido enfriador por medio de una bomba centrífuga. Los caudales típicos que suelen circular por el circuito varían entre $1,3 \text{ l min}^{-1}\text{kW}^{-1}$ a $2,5 \text{ l min}^{-1}\text{kW}^{-1}$. Asimismo, se suele emplear algún sistema de regulación que puede consistir, por un lado, en cambiar la dirección del flujo del líquido refrigerante durante el calentamiento del motor y, por otro, en la variación de la cantidad de aire que atraviesa el radiador cuando el sistema supera unas temperaturas de trabajo determinadas.

La Figura 5.13 muestra un esquema del más sencillo de estos sistemas; su funcionamiento comienza con una bomba (1) que impulsa el refrigerante primero a través del bloque del motor (2) y, a continuación, por la culata (3). Este tipo de disposición es la más habitual ya que, en general, el cilindro se encuentra a menor temperatura que la culata y así, al ser menores las diferencias de temperatura entre las paredes y el refrigerante, se reducen las tensiones térmicas en el material.

A la salida del motor, se encuentra un sensor de control de temperatura (4). El termostato (5) es el elemento encargado de recircular el líquido a la bomba cuando las temperaturas son bajas o permitir su paso hacia el radiador (6) cuando superan un cierto umbral, determinado por la temperatura de ebullición del refrigerante. El radiador suele ser un intercambiador de flujo cruzado, en el que la cantidad de aire que lo atraviesa para enfriar el líquido está controlada por un ventilador (7) que se pone en funcionamiento cuando recibe la señal de un termostato interruptor (8). El circuito se completa con un depósito de expansión (no mostrado) que sirve, por un lado, como depósito de relleno y, por otro, para presurizar el circuito ya que de esta forma se consigue aumentar la temperatura de ebullición del refrigerante y en consecuencia su temperatura de trabajo.

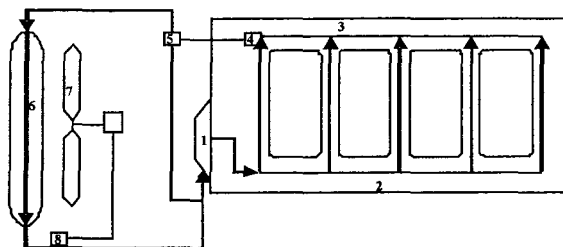


Figura 5.13 Esquema de un sistema clásico de refrigeración por líquido.

Los fluidos refrigerantes utilizados suelen ser mezclas de agua y etilenglicol en proporciones que varían entre 50%-50% ó 40%-60%. Mediante el uso de estas mezclas se consigue, por un lado, que aumente el punto de ebullición (permitiendo alcanzar temperaturas de trabajo de $100\text{-}105^\circ\text{C}$) y, por otro, que disminuya la temperatura de congelación, lo que es fundamental

para el arranque a temperaturas inferiores a 0°C . Como contrapartida, el etilenglicol reduce el calor específico del refrigerante, lo que obviamente ha de tenerse en cuenta a la hora de diseñar el circuito. Es también habitual añadir aditivos para reducir la cavitación e inhibir la formación de ácidos y la corrosión.

Sobre la base del sistema clásico se han ido añadiendo nuevos elementos que aumentan la complejidad del sistema y de su control (un ejemplo se muestra en la Figura 5.14). Así, es frecuente encontrar un intercambiador aire-refrigerante que se utiliza para calentar el aire ambiente antes de llevarlo al habitáculo del conductor. También es habitual instalar un intercambiador aceite-refrigerante para permitir un calentamiento más rápido del aceite durante el arranque, al tiempo que es posible mantener las temperaturas del aceite acotadas cuando éste ya se ha calentado.

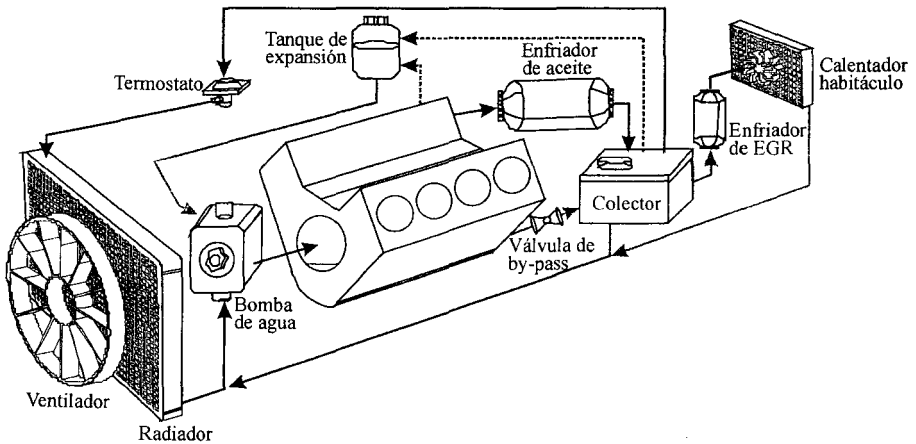


Figura 5.14 Esquema de un sistema moderno de refrigeración por líquido.

Como puede observarse, los componentes principales del sistema de refrigeración son los intercambiadores de calor, ya que en ellos es donde efectivamente se produce la evacuación del calor. Los tipos de intercambiadores más utilizados y sus características principales son:

- En el caso del radiador, intercambiadores de flujo cruzado (los flujos del refrigerante y del aire son perpendiculares entre sí). El líquido circula por el interior de unos tubos de pequeño tamaño, con caudales del orden de $1,4 \text{ kg min}^{-1}$ (este caudal determina el número total de tubos). La forma de estos tubos puede ser circular o rectangular, en ocasiones con unas aletas internas (típicamente con 3,5 aletas/cm) para aumentar la superficie de contacto y, por tanto, la transferencia de calor. Éstos suelen disponerse de forma alternada aunque, dependiendo de la aplicación, pueden encontrarse en línea. Un valor habitual de la caída de temperatura del refrigerante a su paso por el radiador es de $7\text{-}8^{\circ}\text{C}$.

El aire suele ser impulsado por un ventilador y pasa por la parte externa de los tubos de agua, que casi siempre tienen aletas exteriores. El área frontal acostumbra a ser de entre 20 y 30 cm^2 por kW de potencia. Los materiales utilizados tanto para los tubos como las aletas suelen ser cobre o aluminio, ya que son metales con una alta conductividad, poco peso y resistentes a la oxidación. El calentamiento del aire a su paso por el radiador oscila entre 15 y 20°C .

- En el caso del calentador del habitáculo se emplea una solución similar pero con un menor tamaño, en el que el estado térmico del líquido refrigerante es aprovechado para calentar el aire impulsado por el ventilador del habitáculo.
- En el caso de los intercambiadores de calor para el aceite se pueden emplear dos soluciones diferentes: líquido refrigerante-aceite (del tipo carcasa y tubos) o bien aire-aceite (de flujo cruzado). La segunda solución proporciona un mayor rendimiento, ya que las temperaturas del aire son inferiores a las del refrigerante, y además no implica una mayor carga térmica para el radiador principal; sin embargo, su coste y su complejidad son mayores.

El diseño de cada uno de los intercambiadores mencionados se lleva a cabo partiendo de las necesidades de cesión de calor en los mismos, llegándose mediante un proceso iterativo a la configuración que cumpla con dichas necesidades y que ocupe el menor espacio posible (con la consiguiente reducción de peso) y produzca la menor pérdida de carga posible en el sistema, evitando así penalizaciones en el consumo del ventilador y de la bomba.

5.4.2 Refrigeración por aire

En el caso de un motor refrigerado por aire, se prescinde del fluido refrigerante, siendo el propio aire ambiente el encargado de mantener las temperaturas de trabajo del motor, lo que se consigue haciéndolo circular alrededor del cilindro. De esta forma, en este caso el propio motor actúa como un intercambiador de calor.

Debido a la baja capacidad térmica del aire ($1 \text{ kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$) y al elevado calor a extraer, para mantener las temperaturas de funcionamiento es preciso aumentar la transferencia térmica. Para ello se pueden considerar dos acciones no excluyentes que, generalmente, se aplican de manera conjunta: aumentar la sección de intercambio de calor o aumentar la velocidad de paso del aire. A continuación se detallan las soluciones adoptadas para cada una de ellas:

- El área de intercambio se aumenta colocando aletas exteriores en el motor, que suelen realizarse fundidas en hierro o aleaciones de aluminio. Estos materiales tienen una elevada conductividad térmica y la suficiente resistencia mecánica como para evitar deformaciones. Además, las secciones de estas aletas suelen ser mayores en las zonas con elevados gradientes de temperatura, como la parte alta del cilindro. En cualquier caso, es necesario limitar el espesor de las aletas con el fin de que el aire circule adecuadamente por los canales que hay entre ellas, evitándose su estancamiento a causa de la resistencia aerodinámica al flujo provocada por las aletas.
- El aumento de la velocidad del aire se consigue con el uso de una soplante, que debe garantizar unas velocidades del aire en el espacio entre aletas del cilindro y la culata de entre 20 y 50 m/s para diámetros de cilindro entre 75 y 125 mm, y entre 50 y 60 m/s para diámetros de entre 125 y 150 mm, aproximadamente. Estas velocidades corresponden a un caudal del orden de $0,04 \text{ m}^3/\text{s}$ por cada kW de potencia efectiva.

Por norma general, la cantidad de calor disipada por el aire en los motores con este tipo de refrigeración es, en condiciones de funcionamiento similares, entre un 15% y un 18% menor que en los motores con refrigeración por líquido.

5.4.3 Comparación entre la refrigeración por líquido y por aire

A la vista de las características específicas de los dos tipos de refrigeración más habituales en los MCIA (por líquido y por aire), es interesante comparar sus ventajas y desventajas, ya que éstas determinan la selección del tipo de refrigeración para cada aplicación.

Las principales ventajas de la refrigeración por aire frente a la refrigeración por líquido son las que se citan a continuación:

- Al ser un sistema más sencillo, con menos elementos, suele tener menos averías que el sistema de refrigeración por líquido, que es mucho más complejo y consta de un mayor número de elementos susceptibles al fallo.
- Debido a que el fluido utilizado está disponible en el ambiente, no se necesita ningún dispositivo para su almacenamiento y, por tanto, se elimina la preocupación de reponer y controlar la provisión de refrigerante. Así, estos sistemas de refrigeración tienen una mayor autonomía, por lo que su uso es habitual en aplicaciones militares.
- La diferencia entre la capacidad térmica de los líquidos normalmente utilizados para la refrigeración de los MCIA y la del aire (ésta es entre 3 y 4 veces más pequeña, dependiendo del tipo de mezcla) implica una menor inercia térmica en el caso del aire, lo que se traduce en un calentamiento más rápido que, como se verá en el apartado 5.5.1, puede provocar mejoras sustanciales en cuanto al consumo y las emisiones. Sin embargo, por el mismo motivo, el enfriamiento también se produce de manera más rápida con lo que está ventaja aparente puede convertirse en una desventaja si los arranques y paradas son frecuentes.
- Finalmente, al tomarse del ambiente el fluido utilizado, la diferencia de temperaturas entre el motor y el aire es mucho mayor que la diferencia existente entre el líquido refrigerante y el ambiente, con lo que el proceso es menos sensible a eventuales variaciones de la temperatura ambiente.

En contrapartida, la refrigeración de los MCIA con aire presenta una serie de desventajas no desdeñables, entre las que se pueden destacar las siguientes:

- Las temperaturas de funcionamiento suelen ser más elevadas y su distribución menos uniforme, tanto en las paredes de los cilindros como en la culata, dando lugar a:
 - Una mayor tolerancia de las piezas en frío, por lo que es habitual una mayor emisión de ruido mecánico durante el arranque y el proceso de calentamiento.
 - Unas mayores emisiones de óxidos de nitrógeno.
 - Problemas de autoencendido (combustión anormal en MEP).
- La necesidad de utilizar aletas provoca limitaciones y condicionantes sobre la geometría del motor, como pueden ser:
 - El tamaño está limitado, no siendo habitual encontrar motores refrigerados por aire con diámetro de pistón superior a los 150 mm.
 - Los motores se suelen construir con cilindros independientes montados sobre bancada y no sobre un bloque, lo que va en menoscabo de su rigidez.
 - El rendimiento (efectividad) de las aletas está muy condicionado por la suciedad, con lo que es necesario proceder periódicamente a su limpieza; además, la vibración de las aletas provoca la emisión de ruido mecánico.
 - La soplante constituye, en sí misma, una importante fuente adicional de ruido y, por norma general, la potencia necesaria para su accionamiento es muy elevada.

5.5 Introducción a la gestión térmica

El concepto de gestión térmica del motor se puede definir como el control correcto de todos los flujos térmicos que tienen lugar en el mismo. Dentro de estos flujos térmicos, los más importantes son los asociados con la refrigeración de las partes metálicas del motor, para evitar su fallo, y con la refrigeración del aceite de lubricación, para evitar su degradación.

Otras funciones de la gestión térmica comprenden, por ejemplo, la refrigeración del aire de admisión, presente en la mayoría de los motores Diesel modernos. Además de estas funciones específicamente relacionadas con el funcionamiento del motor, dentro de la gestión térmica se incluyen también otros aspectos térmicos, como por ejemplo la climatización interior del vehículo, que determina el confort del usuario.

Sin embargo, recientemente se ha empezado a intentar explotar el potencial de la gestión térmica también desde el punto de vista del rendimiento y las emisiones del motor. En lo que concierne al rendimiento, las aproximaciones tradicionales al problema se centraban exclusivamente en aquellos flujos térmicos que garantizan la supervivencia del motor, desempeñando cualquier otra consideración un papel marginal. De esta forma, siempre se ha diseñado el sistema y la estrategia de refrigeración pensando en las condiciones más adversas, por lo que en cualquier otra circunstancia las pérdidas de calor son mayores de lo necesario, afectando negativamente al rendimiento.

Por otra parte, la temperatura del motor afecta al desarrollo del proceso de combustión y consiguientemente a la formación de contaminantes, con lo que existe la posibilidad de buscar diseños y estrategias óptimas desde ambos puntos de vista.

En lo que sigue, se hace primero una síntesis breve de la influencia de la temperatura sobre el consumo y las emisiones contaminantes para, a continuación, estudiar el uso de diferentes estrategias de refrigeración que proporcionen una aproximación satisfactoria a dicha posibilidad de optimización conjunta.

5.5.1 Influencia de la temperatura sobre el consumo y las emisiones

La influencia de la temperatura de pared sobre el consumo y las emisiones contaminantes es un efecto que depende de que el proceso considerado sea estacionario o transitorio. En el caso estacionario la influencia de las temperaturas sobre estos parámetros depende fundamentalmente del grado de carga. Así, a bajos grados de carga, su influencia suele ser importante mientras que a medios y altos grados de carga dicha influencia se ve diluida, llegando a ser prácticamente nula.

Esto es debido a la influencia que tiene la temperatura sobre el proceso de combustión: en un MEC, por ejemplo, temperaturas bajas provocan un aumento del retraso al autoencendido y por tanto de la combustión premezclada, con lo que la combustión se desarrolla de manera más lenta y las temperaturas de los gases son en promedio más bajas, tal como se muestra en la Figura 5.15.

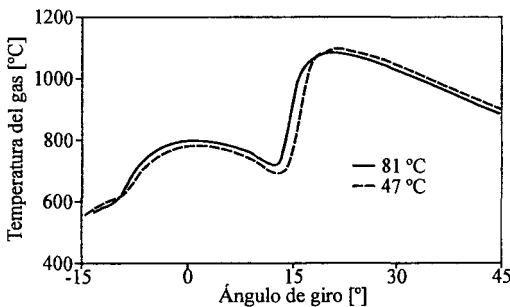


Figura 5.15 Influencia de la temperatura del refrigerante sobre la temperatura de los gases.

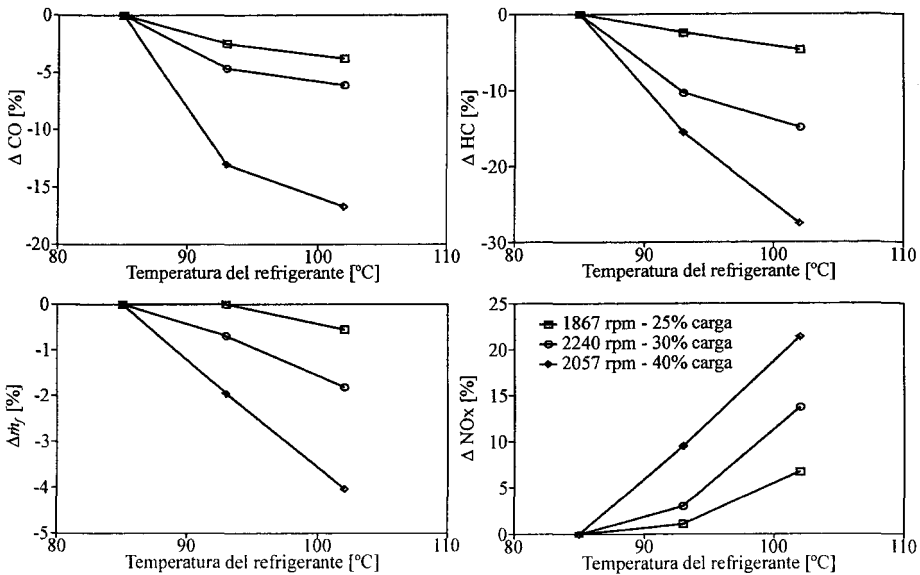


Figura 5.16 Influencia de la temperatura del refrigerante sobre consumo y emisiones en un motor Diesel de inyección directa en estacionario.

La Figura 5.16 muestra el porcentaje de variación del consumo y las emisiones contaminantes en ensayos realizados en un motor Diesel de inyección directa en el que se varió la temperatura de refrigerante a la salida del motor para tres puntos de funcionamiento de carga baja a media [7]. Como puede observarse, el consumo, los hidrocarburos sin quemar HC y el monóxido de carbono CO disminuyen al incrementarse la temperatura del refrigerante, mientras que los óxidos de nitrógeno NO_x aumentan en dicho caso. Estos resultados, aunque no sean completamente generalizables, ilustran las tendencias esperables al variar las temperaturas de pared.

A la vista de estos resultados, es lógico pensar en su posible aprovechamiento en el contexto del funcionamiento transitorio del motor, particularmente durante el período de calentamiento. Es por ello que existe actualmente una clara tendencia a tratar de disminuir el tiempo requerido por dicho proceso de calentamiento, es decir, a alcanzar la temperatura nominal de trabajo lo más rápidamente posible.

Como ejemplo, en la Figura 5.17 se muestra la influencia sobre el consumo y las emisiones de la utilización de cuatro estrategias de refrigeración diferentes en el proceso de calentamiento de un motor: la estrategia original (tomada como referencia) y tres alternativas que proporcionan distintas reducciones en el tiempo de calentamiento [8]. Se puede observar que una reducción de un 20 % en el tiempo de calentamiento se traduce en reducciones del 2% en el consumo, del 20% en las emisiones de HC y un 15% en las emisiones de CO, provocando, por el contrario, un aumento de un 5% en los óxidos de nitrógeno.

Se pone así de manifiesto el potencial de estas acciones y la necesidad de definir procedimientos que permitan su realización en la práctica.

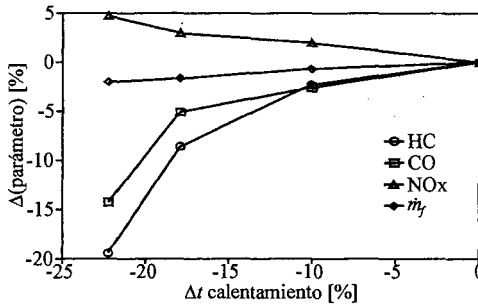


Figura 5.17 Influencia del tiempo de calentamiento sobre consumo y emisiones en un motor Diesel de inyección directa con cuatro estrategias de refrigeración diferentes.

5.5.2 Estrategias actuales de gestión térmica del motor

Ya se ha hecho mención a que el diseño tradicional de los sistemas de refrigeración conduce a sistemas sobredimensionados. Un aspecto esencial a este respecto es el uso de una bomba mecánica accionada por el propio motor, ya que el caudal de refrigerante resulta entonces proporcional al régimen de giro del motor, sin otra consideración de los posibles requerimientos para puntos de operación distintos del de máxima potencia, y por tanto se penaliza el consumo debido a la potencia innecesariamente consumida por la bomba. La adecuación del flujo de refrigerante a las necesidades del motor puede conseguirse bien actuando directamente sobre la bomba o bien modificando el reparto de pérdidas de carga en el circuito.

Un resultado adverso adicional del sobredimensionamiento del sistema es que los procesos transitorios de arranque y calentamiento se alargan innecesariamente. Estos puntos de operación se encuentran entre los más críticos para el motor, ya que en ellos el consumo de combustible y las emisiones contaminantes son superiores a los producidos en cualquier otra condición de operación. Por eso, de acuerdo con los resultados comentados en la sección 5.5.1 la reducción del tiempo de calentamiento puede ser crucial para cumplir con las nuevas demandas y regulaciones.

Las estrategias que permiten reducir la duración de estos transitorios están basadas habitualmente en la reducción, bien de los caudales de refrigerante circulantes, bien del volumen total de refrigerante en el circuito. Todos los nuevos conceptos de gestión térmica [9] que se describen brevemente a continuación están relacionados con alguna de las acciones que se acaba de comentar.

Uso de válvulas eléctricas

La manera más sencilla de controlar el caudal circulante por el motor en un sistema clásico de refrigeración es mediante el uso de válvulas eléctricas a la salida de la bomba. El objetivo es, a través del aumento obtenido en la pérdida de carga, disminuir el caudal cuando el motor funciona a bajos grados de carga o durante su calentamiento. Esta reducción de caudal provoca una disminución de la velocidad de capacidad térmica del refrigerante y por tanto una refrigeración menos eficiente, con lo que se acelera el calentamiento del motor. Esto conduce a la disminución de los hidrocarburos sin quemar y de las pérdidas por fricción, al permitir que el lubricante alcance más deprisa su temperatura óptima.

Uso de bombas eléctricas

La sustitución de la bomba mecánica por una bomba eléctrica permite el ajuste del caudal de refrigerante a las necesidades reales del motor, para cada régimen y grado de carga, de manera independiente del régimen de giro. Así, a bajos grados de carga, donde las necesidades de evacuación de calor son menores, el caudal, y por tanto la transferencia térmica, pueden reducirse. En contrapartida, la necesidad de realizar la conversión mecánica-eléctrica para accionar la bomba provoca un mayor consumo de combustible a altos grados de carga. Aún así, y debido a que en el 90 % de su vida los motores funcionan a bajo grado de carga, esta solución reduce el consumo de combustible.

Obviamente, las mayores posibilidades de control que ofrecen este tipo de bombas permiten reducir los tiempos de calentamiento y, por tanto, el consumo de combustible y las emisiones de hidrocarburos sin quemar. No obstante, no todos los fabricantes se inclinan, por ahora, a adoptar esta solución, debido a la elevadísima fiabilidad de las bombas mecánicas, cuyo funcionamiento está prácticamente garantizado.

Uso de termostatos eléctricos

Los termostatos eléctricos permiten un control de la temperatura mejor que el proporcionado por los termostatos tradicionales, debido sobre todo a su menor tiempo de respuesta. Además, su uso permite aumentar la temperatura del refrigerante, ya que los termostatos clásicos se basan en la fusión que experimenta una cera y que tiene lugar entre 80°C y 90°C, aproximadamente. Este aumento de temperatura conduce, por un lado, a un incremento en la temperatura del aceite y, por tanto, a una reducción en las pérdidas de fricción (debido a la dependencia de la viscosidad del aceite con la temperatura); por otro lado, da lugar a la posibilidad de reducir el tamaño del radiador gracias a la mayor diferencia de temperatura con el aire ambiente, reducción que implicaría a su vez que la potencia necesaria para el accionamiento de la bomba se viera reducida, en virtud de la disminución de la resistencia hidráulica del circuito.

Refrigeración de precisión (*precision cooling*)

Clásicamente, la parte del circuito de refrigeración interna a la culata ha ocupado el espacio que queda disponible una vez descontado el volumen ocupado por las pipas de admisión y escape, y tras la colocación de las válvulas y sus guías y del inyector o la bujía. Actualmente, los avances en el cálculo numérico y en la instrumentación disponible permiten determinar los puntos críticos del sistema, es decir, aquellos puntos en que los gradientes térmicos locales y los flujos de calor son mayores. Como consecuencia, el circuito de la culata se puede diseñar de tal forma que el coeficiente de transferencia de calor sea mayor en dichos puntos críticos. Este incremento se puede conseguir aumentando las velocidades locales del refrigerante en esos puntos, o bien produciendo chorros de refrigerante que actúen en las zonas más críticas, como pueden ser los asientos de las válvulas. A este tipo de refrigeración se le denomina en la literatura *precision cooling*, y puede definirse como la mínima refrigeración necesaria para mantener la distribución de temperaturas en su punto óptimo, caracterizado por:

- Ausencia de variaciones de temperatura entre cilindros o entre puntos equivalentes.
- Acotación de la temperatura dentro de los valores límite de los materiales y de los requeridos para una lubricación adecuada.
- Temperaturas relativamente altas, de forma que no se produzcan excesivos esfuerzos térmicos y excesivas pérdidas de calor, tanto al refrigerante como al aceite.

De nuevo, la optimización del caudal de refrigerante implica una reducción de la potencia consumida por la bomba. Además, la reducción del volumen de refrigerante acelera el calentamiento del motor, con los beneficios ya comentados en otros casos. Otras ventajas a tener en cuenta son la reducción del peso y de la fricción, y el aumento de la pme.

Refrigeración evaporativa

Hasta este punto, la transmisión de calor al refrigerante se ha considerado del tipo convectivo y forzada. Sin embargo, hay otros mecanismos de transmisión de calor que ofrecen coeficientes de transferencias de calor mayores, tal y como es el caso de la transferencia de calor evaporativa. En el caso que se produzca la evaporación del líquido refrigerante, su caudal puede reducirse hasta 100 veces, debido al correspondiente aumento en el coeficiente de película. Sin embargo, la aplicación de este concepto no carece de dificultades, entre las que cabe destacar las siguientes:

- La necesidad de adaptar los elementos que componen el circuito, ya que el radiador debe ser capaz de condensar el vapor formado.
- La posibilidad de que las burbujas formadas bloqueen el paso de fluido, con el incremento de pérdida de carga que ello conlleva.
- Los cambios de densidad del fluido en su estado vapor, lo que implica un incremento en el tamaño del sistema de refrigeración.

5.6 Resumen

En este capítulo se han analizado los distintos fenómenos de transferencia térmica que tienen lugar en el motor, y se ha discutido su importancia desde el punto de vista de su funcionamiento.

Tras un breve recordatorio de los mecanismos básicos de transferencia de calor, se ha presentado un análisis pormenorizado del problema de la transferencia de calor en el cilindro, justificándose, en virtud de la complejidad del problema, el uso de ecuaciones semiempíricas siempre limitadas por las dificultades que supone la experimentación térmica en motores.

A continuación se ha planteado el balance energético global del motor, en cuyo contexto se han analizado los flujos térmicos correspondientes a las pérdidas de calor, discutiéndose, sobre las bases previamente establecidas, su distribución espacial y temporal, así como su dependencia con las condiciones de funcionamiento del motor, y analizándose el potencial del concepto de motor adiabático.

Una vez caracterizados los flujos relevantes, se han descrito las tipologías más habituales de sistema de refrigeración (por líquido y por aire) y se han discutido sus méritos relativos.

Finalmente, y a modo de síntesis, se ha dado una introducción al moderno concepto de gestión térmica, en el que el análisis de los flujos y el diseño del sistema de refrigeración se integran, permitiendo ir más allá de la mera refrigeración del motor, para explotar posibilidades adicionales de reducción del consumo y las emisiones basadas en la influencia de la temperatura sobre el proceso de combustión y en la optimización de los flujos energéticos. Estas posibilidades han dado lugar a la aparición de nuevos conceptos de refrigeración, habiéndose descrito brevemente las ideas más prometedoras de cara a su aplicación práctica.

Referencias y bibliografía

Referencias

1. Borman, G.; Nishiwaki, K., Internal combustion engine heat transfer. *Progress in Energy and Combustion Science* **13**(1), pp. 1-46, 1987.
2. Annand, W.J.D., Heat transfer in the cylinders of reciprocating internal combustion engines. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers* **177**, pp. 973-990, 1963.
3. Woschni, G., A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine. *SAE Paper 670931*, 1967.
4. Finol, C.A.; Robinson, K., Thermal modelling of modern engines: a review of empirical correlations to estimate the in-cylinder heat transfer coefficient. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D: Journal of Automobile Engineering* **220**(12), pp. 1765-1781, 2006.
5. Stone, R., *Introduction to internal combustion engines*. MacMillan, 1999.
6. Jaichndar S.; Tamilporai P., Low heat rejection engines - An overview. *SAE Paper 2003-01-0405*, 2003.
7. Torregrosa, A.J.; Olmeda, P.; Martín, J.; Degraeuwe, B., Experiments on the influence of inlet charge and coolant temperature on performance and emissions of a DI Diesel engine. *Experimental Thermal and Fluid Science* **30**(7), pp. 633-641, 2006.
8. Torregrosa, A.J.; Broatch, A.; Olmeda, P.; Romero, C., Assessment of the influence of different cooling system configurations on engine warm-up, emissions and fuel consumption. *International Journal of Automotive Technology* **9**(4), pp. 447-458, 2008.
9. Pang, H.H.; Brace, C.J., Review of engine cooling technologies for modern engines. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D: Journal of Automobile Engineering* **218**(11), pp. 1209-1215, 2004.

Capítulo 6

Lubricación y aceites

V. Macián

B. Tormos

6.1	Introducción.....	124
6.2	Modos o regímenes de lubricación.....	124
6.3	La lubricación de los motores	126
6.3.1	Condiciones de lubricación en los motores	127
6.3.2	El problema de la contaminación del aceite	132
6.4	Sistema de lubricación y componentes	137
6.4.1	Clasificaciones	137
6.4.2	Componentes típicos.....	138
6.4.3	La filtración del aceite.....	139
6.4.4	Análisis del comportamiento del circuito de lubricación	140
6.5	Características de los aceites lubricantes de motor	142
6.5.1	Viscosidad e índice de viscosidad.....	142
6.5.2	Basicidad /Acidez	143
6.5.3	Capacidad detergente / dispersante de los aceites.....	144
6.5.4	Oxidación y nitración.....	144
6.5.5	Aditivos antidesgaste	145
6.6	Clasificaciones de los aceites lubricantes de motor	145
6.6.1	Clasificación por viscosidad	145
6.6.2	Clasificación por calidad o comportamiento	146
6.7	Análisis de los aceites en uso como herramienta de diagnóstico.....	148
6.8	Resumen	149
	Referencias y bibliografía.....	150

6.1 Introducción

La lubricación tiene como finalidad la reducción de la fricción entre dos superficies con movimiento relativo y que se hallan en contacto; asimismo va a ser capaz de disminuir también el desgaste de las mismas y con ello dotarlas de una mayor esperanza de vida útil. La reducción de la fricción y el desgaste son los objetivos primordiales de la lubricación pero no deben perderse de vista otras funciones tales como: reducir el consumo de energía, eliminar el calor generado, proteger contra la herrumbre y la corrosión, así como contribuir al arrastre de los contaminantes.

La sustancia interpuesta entre las superficies para conseguir estas funciones se denomina lubricante, pudiendo estar éste en diferentes fases: sólida, líquida o gaseosa. Cuando el lubricante está en estado sólido nos encontramos con la llamada lubricación sólida, en los otros casos se denomina lubricación fluida. Esta última es el método empleado actualmente en los motores y se caracteriza por el reemplazo de la fricción adhesiva por la fricción viscosa, originada por la fuerza necesaria para cizallar el fluido.

En el presente capítulo se va a realizar una revisión de los fenómenos relacionados con la lubricación en los motores de combustión interna alternativos, sus requerimientos, su problemática, los lubricantes que se utilizan, etc.

6.2 Modos o regímenes de lubricación

El modelo de comportamiento más aceptado para los contactos deslizantes con lubricación es el formulado por Stribeck en 1902, quién describió la variación del coeficiente de fricción con respecto al parámetro de Hersey ($\mu u/F_N$), donde μ es la viscosidad dinámica, u es la velocidad de deslizamiento y F_N la carga normal aplicada. Según la Figura 6.1, el eje de ordenadas muestra el coeficiente de fricción f ($f=F_R/F_N$, siendo F_R la fuerza de rozamiento y F_N la carga normal) y el eje de abscisas es el parámetro de Hersey (H). El coeficiente de fricción f tiene un valor mínimo, tal como se muestra en la figura, del orden de 0,001 aproximadamente. Para valores superiores de H el coeficiente de fricción aumenta con un ratio pequeño. Sin embargo, si disminuye este valor de H , el coeficiente de fricción aumenta rápidamente, aunque sin exceder de un determinado valor fijo [1, 2].

El coeficiente de fricción puede expresarse de la siguiente manera:

$$f = \alpha f_s + (1 - \alpha) f_L \quad (6.1)$$

donde f_s es el coeficiente de fricción seca metal-metal, f_L es el coeficiente de fricción hidrodinámica y α es la relación de contacto metal-metal, que varía entre 1 (contacto intenso) y 0 (separación completa de las asperezas superficiales).

Régimen de lubricación hidrodinámica.

La zona a la derecha de dicho valor mínimo es conocida como régimen de lubricación fluida o hidrodinámica. En este caso la capa de lubricante tiene un espesor suficiente para evitar el contacto entre las superficies sólidas opuestas ($\alpha \rightarrow 0$ y por tanto $f \rightarrow f_L$) y las características de la fricción pueden explicarse dentro del marco de la mecánica de fluidos clásica. Este régimen es usualmente contemplado como la forma ideal de lubricación ya que proporciona baja fricción y mínimo desgaste. El comportamiento del contacto es controlado por las caracte-

terísticas físicas del lubricante, principalmente la viscosidad, y el valor del coeficiente de fricción se presenta ligado al esfuerzo cortante de la viscosidad del lubricante. La carga es soportada por la presión producida en la película de aceite.

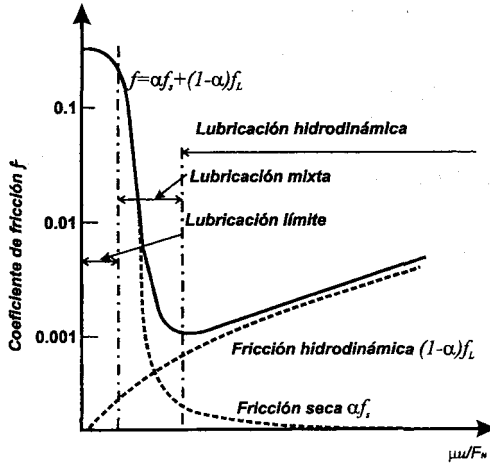


Figura 6.1 Curva de Stribeck.

Régimen de lubricación límite (*boundary lubrication*):

Si las superficies de los sólidos no están completamente separadas por el lubricante y existe contacto en un área comparable a la que se desarrolla en el contacto seco, se denomina lubricación límite (en este caso $\alpha \rightarrow 1$ y por tanto $f \rightarrow f_s$). Las características de la fricción son reguladas por las propiedades de los sólidos y del (poco) lubricante que queda en las superficies comunes. En este caso son las propiedades físicas y químicas de las superficies de los cuerpos: rugosidad, dureza, elasticidad, grado de oxidación, etc. y la película delgada (de proporciones moleculares) quienes gobiernan las características del contacto. Las propiedades del aceite lubricante son de menor importancia y el coeficiente de fricción es esencialmente independiente de la viscosidad. De todas formas, en este caso el aceite aún puede contribuir a una limitación del desgaste producido como consecuencia del empleo de aditivos específicos que pueden actuar de diferentes formas [3]: como capas físicamente adsorbidas, como capas químicamente adsorbidas o como película formada por reacción química.

Por tanto en un contacto en régimen límite podemos encontrarlos con la situación presentada en la Figura 6.2, con zonas de contacto real metal-metal y zonas cubiertas con capas adsorbidas del lubricante u óxidos. El área real de contacto dependerá de la carga soportada y del límite elástico de los materiales y el esfuerzo de fricción dependerá a su vez de la resistencia a la cizalladura de las superficies adheridas, así como de la resistencia a la cizalladura de esta película formada por las capas adsorbidas y óxidos.

Régimen de lubricación mixta (*mixed lubrication*):

Entre la lubricación fluida y la lubricación límite existe un régimen intermedio que es de gran importancia. La transición entre ambos regímenes no se produce obviamente de manera

instantánea. En la lubricación mixta las características del contacto son determinadas por las diversas combinaciones de los efectos de la lubricación límite y la lubricación fluida.

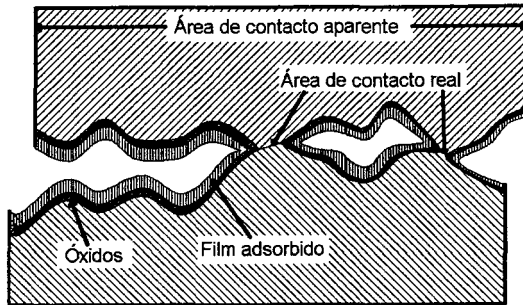


Figura 6.2 Esquema de dos superficies con movimiento relativo bajo condiciones de lubricación límite.

Régimen de lubricación elastohidrodinámica:

Esta situación ocurre como resultado de las deformaciones elásticas locales de los materiales y se genera más rápidamente en pares altamente cargados. En esta situación, la viscosidad del lubricante aumenta de manera considerable debido a las altas presiones en los contactos y ello contribuye a la formación de una película fluida efectiva.

Por lo tanto, el modo de lubricación existente entre dos superficies en contacto deslizante puede cambiar de uno a otro dependiendo de variables tales como: carga, velocidad, viscosidad del lubricante, geometría del contacto o rugosidad superficial de ambas superficies.

6.3 La lubricación de los motores

En los motores de combustión interna alternativos nos encontramos con diferentes pares rozantes en sus diversos componentes, los cuales muestran a su vez diferente comportamiento desde el punto de vista de lubricación. Como consecuencia de sus diversas condiciones operativas, tanto desde el punto de vista de velocidad y tipo de desplazamiento, como de esfuerzos y temperaturas soportadas, obtenemos condiciones de lubricación típicas tales como las que se presentan en la Figura 6.3.

Visto lo anterior, los pares rozantes en que la fricción es más importante quedan claros. En la Tabla 6.1 se presentan diferentes estimaciones del reparto del esfuerzo de fricción total en dichos elementos según diversos autores. Vista esta distribución, lo que sigue se centrará específicamente en estos casos fundamentales.

Tabla 6.1 Distribución de los esfuerzos de fricción en los mayores pares rozantes del motor según diversos autores.

	Taraza [4]	Comfort [5]	Pulkrebek [6]
Pistón-segmentos-cilindro	40-50%	45-50%	50-75%
Cojinetes del cigüeñal	20-30%	20-30%	10-25%
Sistema de distribución	7-15%	7-15%	25%

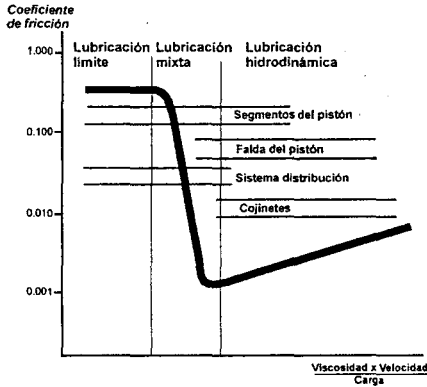


Figura 6.3 Regímenes típicos de lubricación en diferentes pares rozantes de un MCI.

6.3.1 Condiciones de lubricación en los motores

A continuación se presenta con más detalle el comportamiento desde el punto de vista de fricción de los elementos más importantes dentro del motor.

Pistón-segmentos-cilindro

La segmentadura y la camisa es la fuente dominante de fricción en el motor. Contribuyen a ello los segmentos de compresión, los segmentos rascadores de aceite, la falda del pistón y el bulón del pistón.

La falda del pistón es un cojinete deslizante que mantiene el pistón debidamente alineado con el cilindro. La cabeza y la falda del pistón soportan la carga lateral que se presenta cuando la biela forma un ángulo con el eje del cilindro.

Las funciones de los segmentos en el pistón son las siguientes:

- Sellado de la holgura entre pistón y cilindro para retener la presión de los gases de la combustión y minimizar el soplado (*blow-by*).
- Facilitar la cantidad adecuada de lubricante en la superficie del cilindro para obtener la película de aceite, acotando el consumo del mismo en la cámara de combustión.
- Control de la temperatura del pistón contribuyendo a la transmisión de calor a las paredes del cilindro y al refrigerante.

En los MCI nos encontramos con casos de 2, 3 o incluso 4 segmentos (en grandes motores Diesel). Las principales diferencias entre ellos se basan en la forma de la sección de los mismos (y por ende también la flexibilidad relativa) y el uso de tratamientos superficiales adecuados. Veamos a continuación las características en cada uno de ellos.

- Segmento de fuego. El perfil axial se elige para facilitar la lubricación hidrodinámica. Es común una sección rectangular con cantos apropiados para evitar el pegado en los alojamientos y con forma de barrilete en la zona de trabajo para que pueda acomodarse a la rotación del segmento, tal como ocurre con pistones de falda corta. Los tratamientos superficiales (cromados o tratamiento con molibdeno) son muy usados para reducir el desgaste.

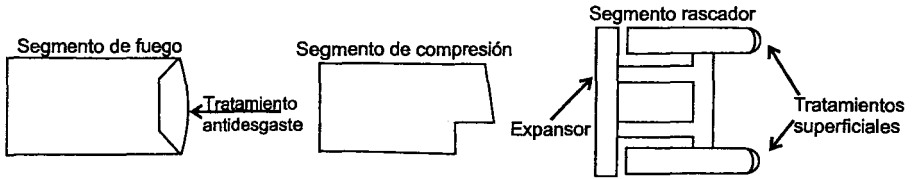


Figura 6.4 Perfiles característicos en los diferentes tipos de segmentos de un motor.

- Segmento de compresión. Usado fundamentalmente para reducir la presión tras el segmento de fuego, tiene una menor sollicitación por lo que puede ser más flexible para un mejor control del consumo de aceite. El objetivo es compensar la deflexión torsional del segmento bajo carga, de manera que en la zona superior tiende a evitarse el contacto con la camisa. La zona inferior favorece una acción de rascado del aceite en la carrera descendente.
- Segmento rascador: suministra y distribuye el aceite sobre la camisa directamente, devolviendo el exceso de aceite hacia el cárter.

La tensión de los segmentos contra el cilindro contribuye de forma notable a la fricción, además, la presión del gas en la cara interna de los mismos incrementa notablemente esta fricción. El segmento rascador, debido a su mayor tensión radial opera en condiciones de lubricación límite, con lo que contribuye aproximadamente al doble de fricción que los segmentos de compresión [7].

Con todo ello tenemos tres tipos de fuerzas a considerar:

- La tensión estática en los segmentos (dependiente del diseño del segmento y de los materiales).
- La presión del gas (dependiente de la carga del motor).
- Las fuerzas de inercia (dependiente de las masas y de la velocidad del motor).

Los parámetros de diseño que influirán en las magnitudes de estos esfuerzos son: altura del segmento, perfil de contacto del segmento, tensión del segmento, abertura del segmento (*ring gap*) que controla la presión entre segmentos, temperatura de la camisa, altura entre segmentos y holguras, geometría de la falda, holgura entre falda de pistón y camisa, etc.

El esquema de las fuerzas actuantes en el segmento es el presentado en la Figura 6.5 [7]. La presión en cámara p_c actúa en la parte superior y trasera del segmento. La presión en la zona entre segmentos p_b , dependiente de la presión en el cilindro así como de los propios segmentos, de su geometría de alojamiento y sobre todo del juego entre extremos; actúa sobre la película de aceite y en la parte baja del segmento.

La presión en la película de aceite lubricante es generada tal como muestra la figura por la superficie A-B en el movimiento descendente. Se considera que la película cavita entre B-C de modo que la presión desciende y vuelve a aumentar hasta la p_c según un perfil característico. Al cambiar el sentido del movimiento del pistón, C-B pasa a ser la zona de generación de presión.

Se han desarrollado diversos modelos de comportamiento para el segmento y la película de aceite. Para el caso práctico en el que el espesor de la película de aceite h es mucho menor que la altura del segmento se aplica la ecuación de Reynolds [8] siguiendo; siendo u la velocidad relativa entre las superficies y μ la viscosidad del lubricante.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[h^3 \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right) \right] = 6u\mu \frac{\partial h}{\partial x} + 12\mu \frac{\partial h}{\partial t} \quad (6.2)$$

Esta ecuación, junto al apropiado balance de fuerzas en el segmento, puede ser resuelta para obtener el comportamiento del segmento y la película.

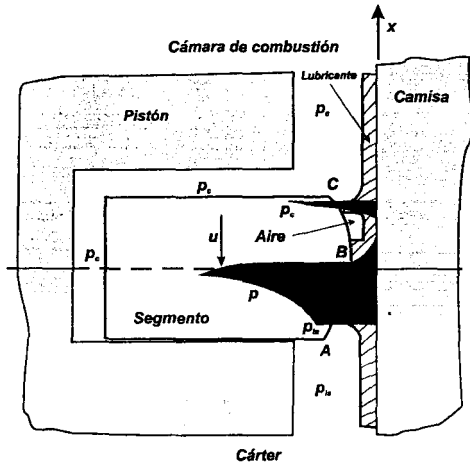


Figura 6.5 Esquema de las fuerzas actuantes en el segmento.

Cuando los pistones se mueven dentro de los cilindros, se forma entre las superficies exteriores de los segmentos y la camisa una película hidrodinámica de aceite que los protege contra el desgaste. El espesor de la película presenta sus valores mínimos en las cercanías de los puntos muertos y el mínimo absoluto apenas sobrepasado el punto muerto superior de la carrera de expansión, debido a que las velocidades relativas segmento-camisa son muy bajas y tanto las cargas como las temperaturas son muy elevadas (nótese esta situación los efectos que tiene sobre el parámetro de Hersey). En la Figura 6.6, se presenta un gráfico donde puede observarse la variación del espesor de la película de aceite en esta superficie a lo largo de un ciclo de trabajo y a diversos regímenes de giro del motor, comprobándose lo comentado anteriormente (adaptado de [9]).

En el punto muerto superior la película de lubricante puede llegar a romperse y la lubricación deja de ser hidrodinámica para convertirse en lubricación límite, apareciendo contactos intermetálicos entre el segmento de fuego y la camisa con el consiguiente desgaste adhesivo localizado, que hace que el perfil de desgaste del cilindro presente un surco abrupto a la altura de este segmento en la posición del punto muerto superior, correspondientemente se tiene que el desgaste de éste es del orden de cinco a diez veces mayor que el del resto de segmentos.

Cojinetes de cigüeñal

La contribución de los cojinetes del cigüeñal a la fricción proviene de los cojinetes de biela y de bancada. La Figura 6.7 presenta un esquema de un cojinete que soporta a un eje trabajando en condiciones de lubricación hidrodinámica.

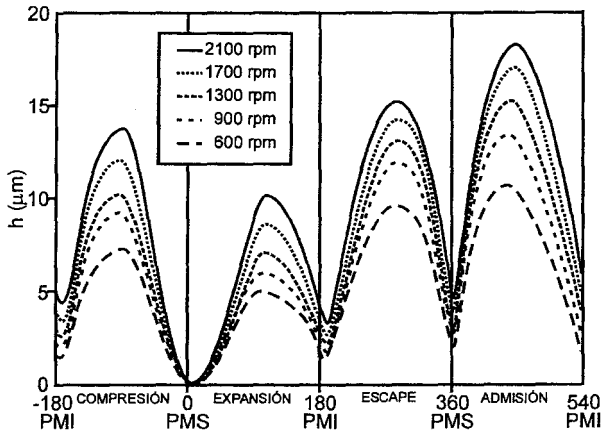


Figura 6.6 Espesor de la película lubricante en el segmento, a diferentes regímenes de giro en función del momento del ciclo de funcionamiento.

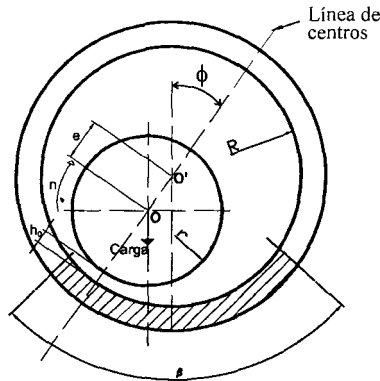


Figura 6.7 Esquema de la formación de la película en un cojinete y nomenclatura típica.

Se denomina c a la holgura radial y es la diferencia existente entre el radio del cojinete y del muñón ($R-r$). El centro del muñón es O y el centro del cojinete es O' . La distancia entre estos centros es la excentricidad y se designa por e . Al espesor mínimo de película se le representa por h_0 y ocurre en la línea de centros, en cualquier otro punto el espesor se designa por h . También se define una relación de excentricidad $\varepsilon (\varepsilon=e/c)$ [8,10]. El cojinete puede ser completo ($\beta=360^\circ$, caso normal en MCIA) o ser un semicoinete parcial (otras aplicaciones).

Los cojinetes son capaces de soportar grandes cargas con baja pérdida por fricción en condiciones normales de operación, debido a la completa separación de las superficies con movimiento relativo mediante la película lubricante. Las cargas soportadas en los cojinetes de motor varían en magnitud y dirección como consecuencia de su origen en las fuerzas de inercia del mecanismo pistón-biela y la carga debida a los gases de la combustión (información más detallada en el capítulo 26).

El espesor mínimo de película es un parámetro crítico de diseño. Si el espesor es demasiado pequeño habrá rotura de película, contacto y por tanto aumento de la fricción y del desgaste. Los cojinetes son diseñados para ofrecer normalmente un espesor mínimo de 2 μm .

La fuerza de fricción F_R en el cojinete es (en caso de eje y cojinete concéntricos) el producto del área circunferencial del mismo por el esfuerzo cortante, siendo éste último el producto de la viscosidad del aceite por el gradiente de velocidad (más detalles en [1, 8]).

$$F_R \approx (\pi D_c L_c) \mu \left(\frac{\pi D_c n}{c} \right) = \frac{\pi^2 \mu D_c^2 L_c n}{c} \quad (6.3)$$

siendo D_c el diámetro del cojinete, L_c la anchura del cojinete y n el régimen de giro del eje. Un análisis más detallado de la fricción en un cojinete en lubricación hidrodinámica lleva a la ecuación [1, 8]:

$$F_R = \frac{\pi^2 \mu D_c^2 L_c n}{\sqrt{(1-\varepsilon^2)} c} + \frac{c F_N \varepsilon}{D_c} \sin \phi \quad (6.4)$$

El primer término se aproxima bastante a la ecuación previa. El factor $\sqrt{(1-\varepsilon^2)}$ y el segundo término corrigen el efecto del desplazamiento entre el centro del eje y el centro del cojinete, F_N es la carga sobre el cojinete y ϕ es el ángulo de posición.

En una primera aproximación, con lubricación hidrodinámica, las pérdidas por fricción no dependen significativamente de la carga. Si $\sigma = F_N / (L_c D_c)$ (carga por unidad de área proyectada), el coeficiente de fricción es:

$$f = \frac{F_R}{F_N} \approx \frac{\pi^2 \mu D_c^2 L_c n}{\sigma L_c D_c c} = \frac{\pi^2 D_c}{c} \frac{\mu n}{\sigma} \quad (6.5)$$

Para un cojinete dado, o en cojinetes geoméricamente semejantes, el coeficiente de fricción es proporcional a $\mu n / \sigma$. De esta forma, a bajos valores de este parámetro, la presión existente sería insuficiente para soportar la carga del eje y la película lubricante se rompería, en este caso el coeficiente de fricción aumenta rápidamente y aparece la fricción mixta.

Sistema de distribución

El sistema de distribución soporta altas cargas en todos los regímenes de funcionamiento del motor. Las cargas actuantes en el mismo a bajas revoluciones son básicamente debidas a las fuerzas elásticas del muelle, mientras que a altas velocidades dominan las fuerzas de inercia asociadas a las masas de los componentes. Grandes válvulas y altas velocidades normalmente incrementan los esfuerzos elásticos y las fuerzas de inercia y con ello la fricción. En motores podemos encontrar con diferentes configuraciones para el accionamiento del sistema de distribución, algunas de ellas se presentan en la Figura 6.8 (más información en [3]). Las diferencias desde el punto de vista de fricción entre los diferentes sistemas son difíciles de cuantificar.

El régimen de lubricación predominante en la lubricación de válvulas es el de la lubricación límite. La zona de contacto leva-empujador contribuye a una mayor pérdida por fricción como consecuencia de las altas cargas y las reducidas áreas de contacto.

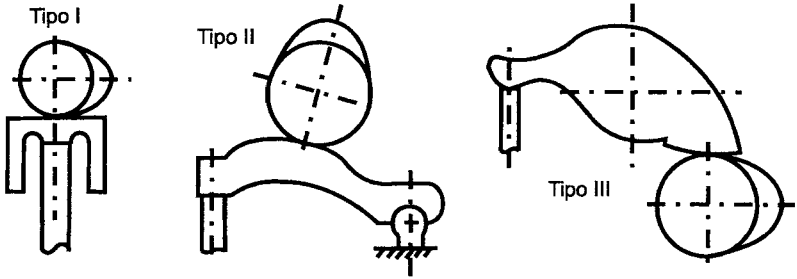


Figura 6.8 Diferentes configuraciones de accionamiento del sistema de distribución.

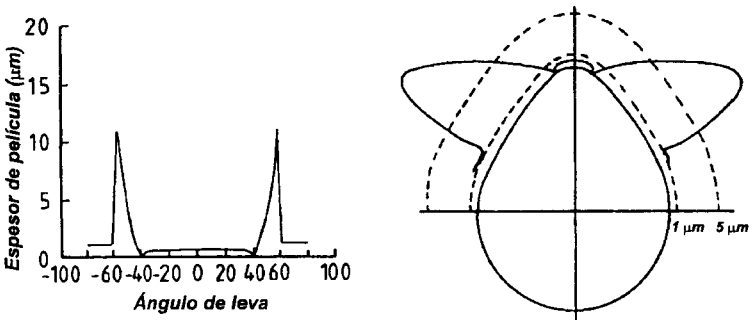


Figura 6.9 Variación típica del espesor de película entre leva y empujador. Izquierda: en función del ángulo de leva, derecha: alrededor del perfil de leva.

Las soluciones técnicas empleadas para reducir la fricción en este elemento son:

- Tensión del muelle y masas reducidas.
- Uso de rodillos empujadores en el seguidor de leva
- Uso de cojinetes de aguja en el balancín de leva.

6.3.2 El problema de la contaminación del aceite

En los motores de combustión interna la lubricación se ve dificultada por fenómenos más exigentes a los que se debe enfrentar en comparación con otros sistemas lubricados: altas temperaturas, productos de la combustión y residuos que pueden contaminar el lubricante, altos esfuerzos de cizallamiento, etc.

El tipo y calidad del combustible utilizado (aditivos, presencia de impurezas, etc.), son parámetros importantes en relación a cómo va a quemar el combustible y por ende al efecto que va a tener sobre el lubricante. El tipo de ciclo del motor también va a ser condicionante importante en la lubricación.

La mayor parte de los productos de la combustión son evacuados a la atmósfera vía el sistema de escape pero una pequeña parte de los mismos puede fugar a través de la holgura entre segmentos y camisa, contaminando el aceite y pudiendo causar efectos adversos. En general, podemos encontrarnos con los efectos que se presentan en la Figura 6.10.

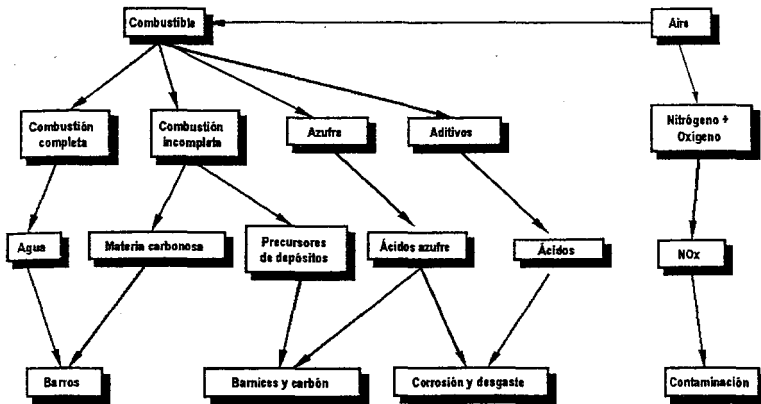


Figura 6.10 Productos obtenidos a partir de la combustión en los motores de combustión interna alternativos.

Este paso de los productos de la combustión hacia el cárter es conocido con el término de soplado o *blow-by*, y es particularmente significativo en los motores pequeños. Los motores dotados con el sistema de ventilación positiva de cárter recirculan una cierta proporción de este *blow-by* hacia la cámara de combustión vía el sistema de admisión, pero de todas formas una parte de las impurezas de dichos gases quedan atrapadas por el aceite del cárter.

Los productos de la combustión que aparecen en los gases del *blow-by* son: dióxido de carbono (CO_2), agua, partículas carbonosas, componentes ácidos e hidrocarburos parcialmente quemados, así como óxidos de nitrógeno.

El dióxido de carbono y el agua aparecen como principales productos de la combustión de los hidrocarburos. Cuando el motor está operando a una temperatura normal, el agua permanece en estado vapor y es eliminada por el sistema de escape, pero el vapor de agua presente en los gases del *blow-by* pasa al cárter relativamente más frío y puede condensarse en el mismo. El agua líquida puede fijarse en diversos mecanismos del motor causando oxidación en los mismos o bien mezclarse con el mismo aceite creando una especie de lodo o barro (*sludge*). La parte relativamente más fría del motor suele ser la tapa de balancines y es allí donde también suele condensarse el agua formando el barro anteriormente mencionado (Figura 6.11).

La utilización de aditivos dispersantes en el aceite trata de evitar que se produzcan estas condensaciones, llevando en suspensión el agua hasta partes más calientes donde permita a la misma evaporarse y ser eliminada por el sistema de escape. La proporción de agua que existe en el aceite depende en parte de las temperaturas de funcionamiento así como del diseño general del motor.

El dióxido de carbono producido, aún teniendo características de un ácido débil, puede ser desestimado como sustancia peligrosa para el motor y el lubricante.

Por otra parte, los combustibles que contienen impurezas pueden conducir a serios problemas debido a la formación de ácidos. El petróleo crudo contiene cantidades significativas de azufre (S), el cual no es totalmente eliminado durante el proceso de refinado del mismo, particularmente importante resulta esto en los combustibles para motores Diesel, en los cuales el azufre residual presente en el combustible se quema en la cámara de combustión y produce ácidos sulfuroso y sulfúrico. Este problema es actualmente prácticamente inexistente en los

motores de automoción en Europa por el bajo contenido de azufre de los combustibles (máximo permitido de 10 ppm según normativa vigente).

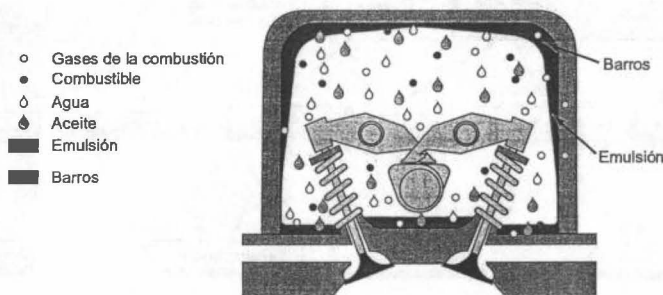


Figura 6.11 Producción de barro en la tapa de balancines.

Todos estos ácidos son capaces de producir corrosión y desgaste corrosivo en el motor así como actuar de catalizadores tanto para la degradación del aceite como para la formación de lacas o barnices a partir del mismo. Estos depósitos tipo laca pueden producir el agarrotamiento de determinadas partes del motor (caso típico del pegado de segmentos) y son el resultado de la polimerización de sustancias reactivas provenientes de la combustión incompleta del combustible, conocidas como precursores de depósitos, junto con otros productos de la propia degradación del lubricante. En el caso de las partes calientes del motor, como la falda del pistón, suelen depositarse formando barnices marrones o amarillos. La formación continuada de estos barnices llevará finalmente a la producción de depósitos duros de carbón.

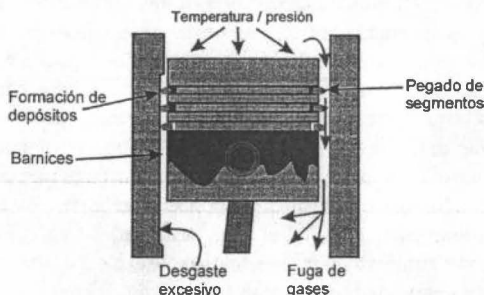


Figura 6.12 Formación de depósitos en pistón.

Los aditivos alcalinos se utilizan en el aceite para la neutralización de estos ácidos y de esta manera prevenir sus peligrosos efectos tanto sobre el motor como sobre el aceite. El espectacular aumento de la vida útil de los motores en estas últimas décadas se debe principalmente a la utilización de estos aditivos en los aceites. La introducción de las gasolinas sin plomo y las continuas reducciones en las cantidades máximas de azufre permitidas en los combustibles para motores Diesel han llevado a una gran reducción en la formación de estos ácidos conduciendo a nuevos tipos de formulación de aceites y apreciables incrementos en las vidas útiles

tanto de los aceites como de los motores. De todas formas, téngase en cuenta que no en todo el mundo los contenidos máximos de azufre en el combustible son comparables a los establecidos actualmente en Europa o EE. UU.

Otro importante contaminante que aparece en mucha mayor medida en motores Diesel es la materia carbonosa (o *soot* en terminología inglesa) que mediante el *blow-by* pasa al aceite. Antes de la aparición de los aditivos dispersantes, la materia carbonosa y el agua en el lubricante eran los responsables de la aparición de grandes cantidades de barro gris y negro (*grey and black sludge*) en el cárter y en los conductos de lubricación, llevando a problemas de lubricación si el aceite no era cambiado con frecuencia. La materia carbonosa además puede adherirse a los depósitos de barniz acelerando la formación de depósitos carbonosos si la tendencia a la formación de barnices no está lo suficientemente controlada.

Otro problema adicional a considerar con la materia carbonosa es su clara contribución al aumento del fenómeno de desgaste en el motor [11]. Debido a esta situación y como consecuencia de que determinadas soluciones tecnológicas recientemente empleadas para la reducción de los NOx en los gases de escape, fundamentalmente el EGR, generan una mayor presencia de materia carbonosa en los aceites en uso, se introdujeron por parte de diversos organismos nuevas exigencias de calidad en los aceites para hacer frente a esta problemática.

El aceite lubricante como fluido que está en contacto directo con las superficies rozantes del mecanismo que protege, arrastra en su seno las partículas metálicas que se forman debido al desgaste y debe tener como misión llevarlas hasta los dispositivos empleados para su eliminación, tales como los filtros.

La contaminación por combustible del aceite de motor, lo que se conoce como dilución por combustible, puede provenir de diferentes causas tales como: inyectores defectuosos (goteo), líneas de combustible con fugas, periodos de uso de aceite demasiado extendidos, etc. Los efectos derivados de esta contaminación son básicamente: pérdida de viscosidad, debido a la mezcla de un compuesto de menor viscosidad (el combustible) con el aceite, y también un efecto de dilución de los aditivos. Por último, el combustible puede contribuir también a una prematura oxidación del aceite.

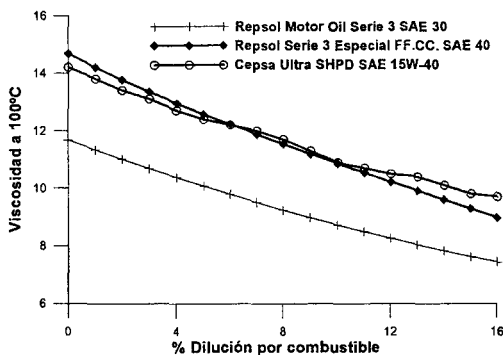


Figura 6.13 Evolución de la viscosidad del lubricante con la contaminación por combustible.

En párrafos precedentes se han presentado las características de la lubricación en motores que típicamente podemos encontrar en automóviles y vehículos industriales. Los motores en

este tipo de vehículos suelen ser compactos y operar a alto régimen de giro, siendo esto posible debido a las relativas bajas cargas de inercia de los componentes. Otros tipos de motores disponen de requerimientos diferentes o adicionales.

Los grandes motores lentos, fundamentalmente utilizados en propulsión marina o como generadores, así como los motores semirrápidos utilizados como tracción en locomotoras, equipos de movimientos de tierras y operaciones de perforación, así como motores auxiliares en buques o centrales de producción de energía, tienen como característica principal que sus costes de funcionamiento, y básicamente el coste del combustible dentro de estos, es el parámetro de mayor importancia. Por ello, la tendencia es a utilizar combustibles de bajo coste y por lo tanto, de baja calidad; por lo que serán necesarios lubricantes de alta capacidad detergente para paliar las deficiencias del uso de estos combustibles en cuanto a sus efectos adversos sobre el motor. Los combustibles de baja calidad suelen tener altos contenidos de azufre, en concreto, la norma ISO 8217:2005 (*Petroleum products - Fuels (class F) - Specifications of marine fuels*) permite combustibles con contenidos máximos de azufre en el rango de 3,5 hasta 4,5 % en masa.

En los grandes motores marinos, suele imponerse la utilización del ciclo de dos tiempos, en los que la característica más sobresaliente es el empleo de los llamados motores de cruceta.

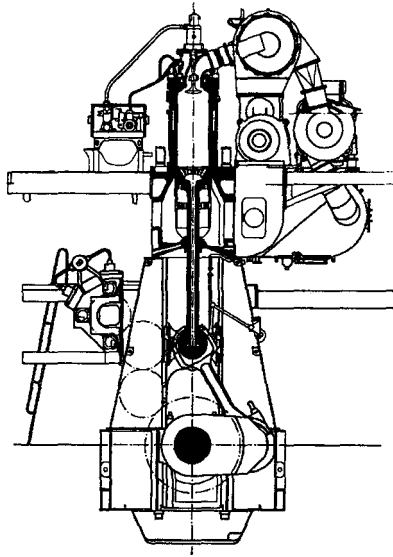


Figura 6.14 Sección de un motor de cruceta (SULZER RT-flex60C). Puede observarse en el mismo la llamada empaquetadura de vástagos, que minimiza el paso de los gases de la combustión hacia el cárter.

La principal ventaja con esta disposición es la posibilidad de sellar el cárter de aceite al paso del *blow-by* y cualquier contaminación procedente de la cámara de combustión. Esto permite la utilización de combustibles residuales de bajo coste o alto contenido de azufre y para contrarrestar el ataque ácido y la formación de depósitos en los segmentos y pistón se utilizan lubricantes con elevada reserva alcalina, normalmente inyectados al nivel de los segmentos.

El sellado evita el paso del *blow-by*, combustible inquemado y aceite de cilindros hacia el aceite de cárter, el cual puede ser un aceite medianamente detergente diseñado específicamente para la lubricación de la cruceta y el cigüeñal y con una vida relativamente larga.

Las locomotoras Diesel van equipadas normalmente con motores específicamente diseñados para tal fin, en los que se combina alta potencia con ciertas restricciones de espacio. Para locomotoras de alta potencia la refrigeración puede ser un problema importante, que junto con la baja calidad del combustible, lleva a la necesidad de disponer de lubricantes que protejan al motor de la formación de depósitos en los alojamientos de los segmentos que pueden provocar su pegado y contra el desgaste corrosivo. El lubricante debe además asegurar una tasa de degradación propia adecuada mediante la utilización de aditivos antioxidantes apropiados. Algunos motores no toleran determinados aditivos que contengan Zinc¹, caso de los motores General Motors EMD, uno de los más importantes fabricantes a nivel mundial de este tipo de motores, los cuales poseen una característica diferencial que es la utilización de cojinetes con una capa superficial de plata, la cual es atacada rápidamente por el Zinc en caso de que este se encuentre presente en el aceite [12].

6.4 Sistema de lubricación y componentes

6.4.1 Clasificaciones

Los sistemas de lubricación de los motores se clasifican según el procedimiento de suministro del aceite a los puntos críticos de rozamiento, pudiéndose distinguir:

- Lubricación por barboteo: en este sistema el giro del cigüeñal, sumergido en parte en el aceite del cárter, produce por salpicadura una espesa niebla de pequeñas gotas de aceite que paulatinamente se introducen en los juegos entre las superficies rozantes. Este tipo de lubricación se utilizó en algunos motores antiguos; actualmente está en desuso debido a sus inconvenientes: gran consumo de aceite, rápida oxidación del mismo y falta de seguridad en las zonas de fuerte fricción.
- Lubricación a presión: en este caso el aceite del cárter se suministra por medio de una bomba y de los conductos correspondientes a las superficies con rozamiento, de donde vuelve a escurrir al cárter por acción de la gravedad. Con este sistema, se proporciona la cantidad necesaria de aceite y se asegura su circulación intensa.
- Lubricación mixta, basada en la conjugación de los tipos anteriores.
- Lubricación por mezcla: se utiliza predominantemente en pequeños motores de 2T. El lubricante es añadido a la gasolina en una determinada proporción (1:50 o 1:100) durante el repostaje o mediante una bomba dosificadora. El aceite entra junto con el combustible y el aire en la carrera de admisión y se deposita parcialmente en las paredes internas del cárter y posteriormente en las del cilindro. El sistema de lubricación es a aceite perdido y la mayor parte de él acaba cortocircuitándose por el escape o quemándose en el interior del cilindro, con ello contribuye también a un empeoramiento de la calidad de los gases de escape.

¹ Uno de los aditivos multipropósito más ampliamente utilizado en la formulación de aceites lubricantes de motor es el llamado ZDDP (Dialquilditiofosfato de Zinc).

A su vez, los motores con lubricación a presión pueden diferenciarse según la configuración del cárter en:

- Cárter húmedo: es el más común, y se trata únicamente de un recipiente colocado en la parte inferior del motor que sirve de depósito y donde el aceite recolectado es aspirado y bombeado de nuevo al motor.
- Cárter seco: en este caso actúa únicamente como elemento recolector del aceite que escurre y de aquí se pasa al tanque de almacenamiento. Utilizado fundamentalmente por ahorro de espacio o por condiciones especiales de operación (deportivos, *off-road*).

6.4.2 Componentes típicos

Los sistemas de lubricación suelen contar con los siguientes elementos: cárter o tanque de almacenamiento, bombas de aceite, depuradoras y filtros de aceite, tuberías, intercambiadores y elementos de control.

El cárter o tanque de almacenamiento debe ser lo suficientemente grande como para que el nivel de aceite no esté directamente en contacto con los sellos de los extremos del cigüeñal, o bien, para que las bielas no queden sumergidas en este bajo condiciones de extrema velocidad y carga. Debe contener un volumen suficiente, permitiendo que la recirculación sea lo suficientemente baja para evitar una excesiva oxidación del aceite, debido a su poco tiempo de reposo en el cárter. El espacio disponible para su ubicación en el motor suele ser un factor determinante a la hora del diseño del tamaño del cárter. En determinadas aplicaciones se opta por el cárter seco, si existe riesgo de pérdida de aspiración de aceite en el cárter, debido a su desplazamiento por fuertes aceleraciones, frenadas o curvas, como puede ser el caso de los vehículos de competición.

La bomba de aceite juega un papel primordial en los modernos MCIA. El aumento en la potencia y el par, incluso a bajos regímenes, hacen necesario aumentar el tamaño de la bomba de aceite y los caudales de circulación. Todo ello como consecuencia de las mayores sollicitaciones térmicas de los componentes, así como las mayores cargas soportadas por los cojinetes y en general en todos los pares rozantes. Por otro lado, una bomba adecuadamente optimizada puede contribuir a un considerable ahorro de combustible, ya que hay que tener en cuenta que en determinados puntos de funcionamiento el consumo energético de la misma puede suponer hasta un 8% de la energía entrante [13]. Los principales criterios de selección de una bomba serán el tamaño, coste y eficiencia para un determinado diseño de motor. Los tipos de bombas de aceite que se instalan más frecuentemente en los motores son de los siguientes tipos por orden de importancia: bombas de lóbulos, bombas de engrane exterior con engranajes de dientes rectos u oblicuos y bombas de paleta. El rendimiento volumétrico de la bomba depende de muchos factores, en primer lugar de la magnitud de las holguras frontales y radiales entre los engranajes y el cuerpo, de la temperatura y viscosidad del aceite, de las obstrucciones a la entrada de la bomba y contrapresión a la salida, del número de revoluciones del rotor y de las dimensiones de la bomba.

Los intercambiadores tienen la misión de enfriar el aceite antes de una nueva entrada en el circuito de lubricación. Los tipos son diversos pudiendo tener agua o aire como fluidos refrigerantes. En el diseño debe cuidarse los efectos de la pérdida de carga en el mismo, particularmente cuando el aceite está frío, en cuyo caso puede tener valores importantes. Actualmente la mayoría de diseños en motores de automóvil montan en serie el filtro y el intercambiador, (los valores de pérdida de carga pueden estar alrededor de 25 kPa con un caudal de 25 l/min).

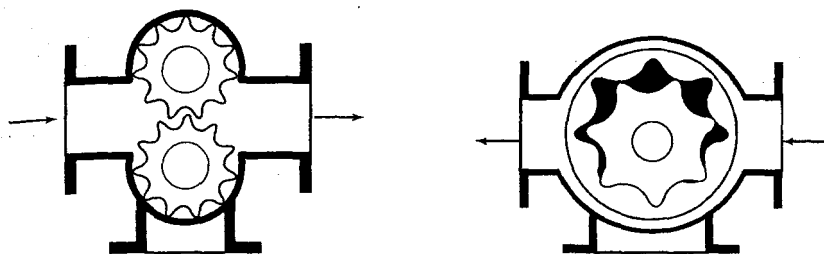


Figura 6.15 Esquema de una bomba de engranajes y de una bomba de lóbulos.

El sistema suele equipar válvulas de retención para evitar una falta de alimentación de aceite en el arranque como consecuencia del vaciado de estos elementos durante la parada del motor.

Para el control del circuito de lubricación se instalan dispositivos para medir presiones y temperaturas en el sistema, así como el nivel de aceite presente en el cárter.

6.4.3 La filtración del aceite

La filtración del aceite es necesaria a causa de la contaminación del mismo. Mediante el empleo de sistemas de filtración se pretende evitar que las impurezas arrastradas por el lubricante pasen al motor. La función de los filtros de aceite es la de retener todas las partículas abrasivas, que sobrepasen un cierto tamaño, lo que determina su grado de filtración. La acción de los filtros de aceite sobre la reducción del desgaste es debida simultáneamente a la retención de partículas abrasivas y compuestos carbonosos, que retienen a su vez compuestos orgánicos ácidos capaces de ejercer un efecto sobre el desgaste de naturaleza corrosiva.

Se han introducido dos principios diferentes en la filtración del aceite lubricante, principios que a su vez pueden ser combinados: filtración en serie y en paralelo.

La conexión en circuito primario (o filtración en serie), es el sistema más frecuentemente utilizado, cuya característica más importante es que todo el aceite pasa por el elemento filtrante, obligando a mayores tamaños del mismo, debiéndose llegar a una solución de compromiso en la filtración.

El aseguramiento de la alimentación de aceite debe tener prioridad sobre la eficiencia del filtrado. Por esta razón, cuando el aumento de la pérdida de carga, causado por la colmatación del elemento filtrante, llega a valores peligrosos, se abre una válvula de derivación o de *bypass* para asegurar el suministro de aceite. Con la válvula de derivación abierta parcialmente, el filtro del circuito primario no pierde su eficiencia; al contrario, se transforma en una conexión de circuito secundario que filtra un caudal parcial de aceite.

Como material filtrante para los filtros del circuito primario se emplea casi exclusivamente papel filtrante. Se utilizan además impregnaciones especiales sobre este papel que van a permitir una buena resistencia a altas temperaturas así como una geometría sólida de los pliegues del mismo.

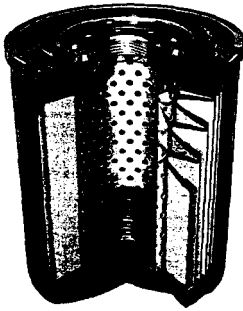


Figura 6.16 Sección de un filtro de aceite.

En la conexión del circuito secundario (filtración en paralelo), entre la bomba de aceite y los puntos de lubricación, se deriva entre un 5 a un 10% del caudal total al llamado filtro de circuito secundario. Mientras que en el papel del circuito primario el efecto filtrante tiene lugar principalmente en la superficie, los filtros de circuito secundario funcionan según el principio del efecto en profundidad, según el cual el caudal parcial pasa por un paquete de fibras (casi siempre borras de algodón o fibras sintéticas), al mismo tiempo la velocidad de circulación se reduce por las dimensiones suficientemente grandes y de esta manera partículas finísimas de un tamaño aproximado de $1\ \mu\text{m}$ tienen la posibilidad de depositarse en las fibras por razón de la adherencia.

En los motores grandes, de aplicaciones estacionarias o marinas, es donde encontramos circuitos de filtración y depuración del lubricante más completos y sofisticados. Los circuitos de depuración son los encargados de eliminar las impurezas presentes en el lubricante tras la operación en el motor, impurezas tales como: residuos sólidos, contaminaciones como agua y restos de materia carbonosa procedente de las fugas de los gases de la combustión a través de los aros del pistón.

Los circuitos de depuración constan principalmente de las siguientes unidades:

- Purificadoras (clarificadoras) cuya misión es centrifugar el lubricante, eliminando los productos sólidos en suspensión. Tienen la ventaja sobre los filtros estáticos de estar capacitadas para eliminar grandes cantidades de agua en el aceite; en equipos de grandes dimensiones pueden limpiar hasta 8000 l/h, aunque esto rara vez resulta necesario.
- Calentadores: su misión es la de elevar la temperatura del lubricante favoreciendo de esta forma la separación de las partículas sólidas y el agua.

6.4.4 Análisis del comportamiento del circuito de lubricación

Se ha comprobado experimentalmente que los requerimientos de caudal de aceite para la lubricación del motor son prácticamente constantes al variar el régimen del mismo. Igualmente, de ensayos experimentalmente realizados, se comprueba que la pérdida de carga en el circuito de engrase es proporcional al cuadrado del gasto, siendo también función de la viscosidad del lubricante. Cuando este disminuye, por la utilización de un aceite menos viscoso o como consecuencia del aumento de la temperatura, la pérdida de carga disminuye para un determinado caudal.

Teniendo en cuenta las consideraciones enumeradas anteriormente, veamos qué sucede en el circuito de engrase al variar el régimen y la temperatura del aceite cuando se emplea una bomba de engranajes. Al ser la bomba de engranajes volumétrica y el fluido incompresible, el caudal suministrado es prácticamente independiente de la presión, siendo función únicamente del número de revoluciones según una ley lineal (ver Figura 6.17).

Aunque la presión de descarga no afecte al caudal de la bomba, dicha presión si interviene obviamente en la potencia necesaria para su accionamiento según la ecuación:

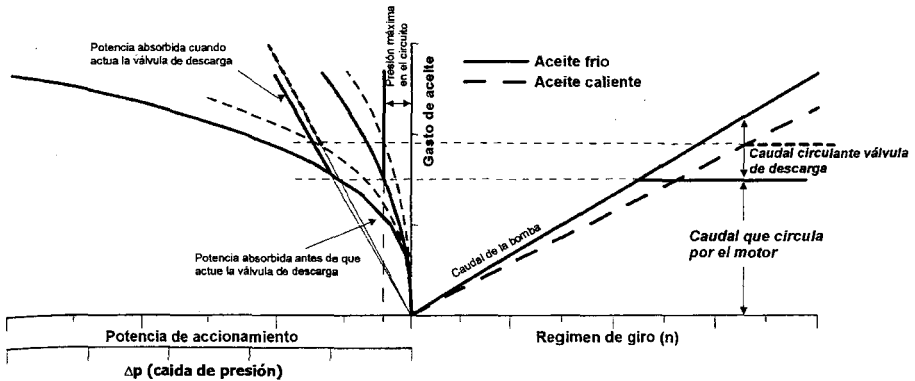


Figura 6.17 Comportamiento del circuito de aceite.

$$N_b = \frac{\dot{m}\Delta p}{\rho\eta_m} \quad (6.6)$$

siendo η_m el rendimiento mecánico de la bomba.

Puesto que Δp es proporcional al cuadrado del gasto, la potencia de accionamiento de la bomba se puede expresar como:

$$N_b = \frac{\dot{m}\Delta p}{\rho\eta_m} = \frac{\dot{m}k_1\dot{m}^2}{\rho\eta_m} = k\dot{m}^3 \quad (6.7)$$

Con el fin de no someter al circuito de engrase a presiones excesivas, que además conlleven potencias absorbidas por la bomba anormalmente altas, sin aportar ninguna ventaja en el engrase del motor, se hace necesario el uso de una válvula de descarga que asegura el retorno de una parte del aceite al cárter cuando la presión alcanza un determinado valor. Con este criterio se dimensiona la bomba de forma que a regímenes bajos el gasto sea suficiente y se evitan presiones excesivas en regímenes elevados.

A continuación se muestran algunos valores típicos de los sistemas de lubricación en diferentes tipologías de motor (sólo a modo de ejemplo) [13]: en cuanto a suministro de aceite podemos encontrar que en motores de automoción de 4 a 6 cilindros el caudal oscila entre 40 y 100 l/min. En motores de 8 cilindros sube a valores de entre 100 y 120 l/min. Como estimación podemos tener demandas en cojinetes principales de bancada de 3 l/min por cojinete, entre 4 y 5 l/min en cada uno de los cojinetes de biela, de 1,5 a 3 l/min para el enfriamiento de los pistones y 12 l/min el caudal en la parte superior del motor. En cuanto al consumo de aceite, éste puede estimarse sólo de manera aproximada, ya que depende de un importante número de factores y estos a su vez cambian durante la vida del motor. El consumo normal en motores de automóvil puede rondar entre los 0,25 y 0,5 l por cada 1000 km. En motores *Heavy Duty* (camión, autobús, etc.) suele expresarse el consumo de aceite en función del consumo de combustible, y se admiten como valores estimados normales entre 0,1 y 0,2 % del consumo de combustible. Para grandes motores estacionarios o marinos con lubricación perdida podemos encontrar valores entre 0,8 a 1,2 g/kWh.

6.5 Características de los aceites lubricantes de motor

Teniendo en cuenta los requerimientos y problemática específica a que se ven sometidos los aceites lubricantes en los motores de combustión interna alternativos, veamos a continuación las propiedades fundamentales de los mismos que nos ofrecerán una respuesta satisfactoria a dichos requerimientos.

6.5.1 Viscosidad e índice de viscosidad

La viscosidad es el frotamiento interno existente entre las moléculas de un fluido al deslizarse entre sí. Los aceites minerales y las mezclas de aceites minerales son fluidos newtonianos, cumpliendo con la ley de Newton, donde el esfuerzo cortante τ es directamente proporcional al gradiente de velocidades, obteniéndose el valor de la viscosidad absoluta o dinámica μ de la fórmula:

$$\tau = \mu \frac{du}{dz} \rightarrow \mu = \frac{\tau}{du/dz} \quad (6.8)$$

La ecuación dimensional de la viscosidad dinámica se deduce que es $[ML^{-1}T^{-1}]$ y tiene como unidad en el Sistema Cegesimal el Poise (P) mientras que en el Sistema Internacional se expresa en Poiseuille (PI). En la práctica, la viscosidad absoluta se determina a partir de la viscosidad cinemática ν , la cual es más sencilla de determinar experimentalmente y cuya relación se expresa a continuación, siendo ρ la densidad del fluido.

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (6.9)$$

La ecuación dimensional de la viscosidad cinemática es $[L^2T^{-1}]$ y la unidad de la viscosidad cinemática en el Sistema Cegesimal es el Stoke (St); en el SI se expresa en m^2/s , aunque usualmente se emplea el submúltiplo cSt que equivale a mm^2/s .

La viscosidad es la característica más importante de un fluido desde el punto de vista de la lubricación y para casi todas las aplicaciones prácticas, ya que va a determinar su capacidad física para mantener la lubricación, esto es, va a fijar sus pérdidas por fricción, el rendimiento mecánico, la capacidad de carga y el gasto del fluido para unas condiciones determinadas de velocidad, temperatura, carga y dimensiones del elemento que se calcula. Si se emplea un aceite excesivamente viscoso para los requerimientos de trabajo, las pérdidas mecánicas aumentan debido a un mayor rozamiento. La selección de un lubricante de una viscosidad más baja de la requerida puede dar lugar a un desgaste excesivo en las piezas por pérdida de la capa de lubricación.

La viscosidad no es una constante del fluido y depende de varios parámetros siendo los más importantes la temperatura y la presión. El parámetro representativo de la variación de la viscosidad de un lubricante con la temperatura es el llamado Índice de Viscosidad definido por Dean y Davis en 1929. Se trata de un sistema arbitrario de comparación, en el cual se compara la viscosidad cinemática a $40^\circ C$ del aceite a evaluar con la viscosidad también a $40^\circ C$ de dos aceites de referencia con índices definidos de 100 y 0 (mejor y peor comportamiento) y mismo valor de viscosidad cinemática a $100^\circ C$ [14]. Queda claro por tanto, que a mayor índice de viscosidad la variación de la viscosidad con la temperatura es menor.

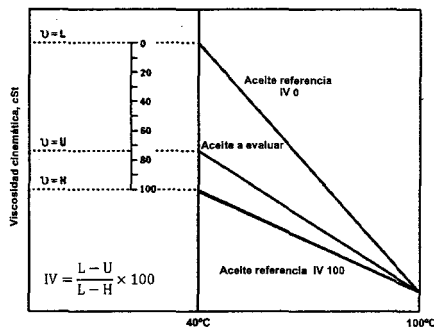


Figura 6.18 Esquema y ecuación para el cálculo del índice de viscosidad de un aceite.

En la Figura 6.18, L es la viscosidad a 40°C del aceite de referencia de bajo índice de viscosidad, H la viscosidad a 40°C del aceite de referencia de alto índice, y U la viscosidad a 40°C del aceite problema.

6.5.2 Basicidad /Acidez

En un aceite, el grado de acidez o basicidad puede expresarse por el número de neutralización respectivo, el cual se define como la cantidad equivalente de miligramos de hidróxido de potasio (KOH) que se requiere para neutralizar el contenido de ácido o base de un gramo de muestra, en condiciones normalizadas. En un aceite nuevo, una menor acidez da idea de un mayor grado de refinamiento mientras que una mayor basicidad es debida a un mayor nivel de aditivación. En un aceite usado el aumento de acidez y disminución de la basicidad dan información sobre la degradación del mismo y su contaminación.

El monitoreo de la acidez permite evaluar los cambios químicos experimentados por el aceite como consecuencia de su oxidación y en el caso específico de los motores de combustión interna, la contaminación por los ácidos procedentes de la combustión. El parámetro utilizado para la medida de la acidez es el índice de acidez total, comúnmente expresado como TAN (*Total Acid Number*). En el caso de motores de combustión interna, el interés de los parámetros indicativos de la acidez es relativo y suele monitorizarse en aquellos motores que utilizan combustibles con un contenido de azufre importante y como complemento de la medida del nivel de basicidad.

La reserva básica del aceite suele expresarse con el parámetro denominado TBN (*Total Base Number*) midiendo fundamentalmente la capacidad de los aceites para neutralizar los ácidos procedentes de la combustión. Este es el parámetro comúnmente empleado en el seguimiento de los aceites en uso en motores.

Resulta lógico pensar que la reserva básica del aceite deberá ser mayor cuanto mayor contenido de azufre contenga el combustible, ya que con ello la cantidad de compuestos ácidos formados será mayor. En la Figura 6.19 se presentan las recomendaciones del fabricante de motores Caterpillar para el nivel del TBN de los aceites nuevos en sus motores en función del contenido de azufre del combustible utilizado, así como los valores límites admisibles de reserva básica en aceites usados.

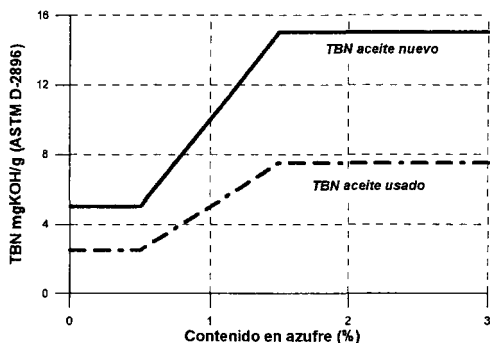


Figura 6.19 Nivel de TBN necesario en el aceite nuevo y admisible en el usado según el nivel de azufre presente en el combustible.

6.5.3 Capacidad detergente / dispersante de los aceites.

Los aditivos detergentes son aquellos cuya principal misión es la de minimizar la formación de depósitos en las partes calientes del motor, particularmente en el pistón y los alojamientos de segmentos. Estos aditivos además suelen contener elementos que actúan contra la propia oxidación del aceite y el efecto de corrosión (sobre todo en cojinetes). Particularmente, los sulfonatos tienen la capacidad de mantener la materia carbonosa y otros contaminantes dispersos en el aceite.

La dispersividad es la propiedad del aceite destinada a dispersar los lodos húmedos originados en los motores de combustión interna. Estos lodos suelen estar constituidos por mezclas complejas de productos parcialmente quemados de la combustión: carbón, óxidos y agua.

La detergencia y la dispersividad se reducen con la degradación y el consumo de los aditivos correspondientes, y aumentan con la reposición de aceite nuevo.

6.5.4 Oxidación y nitración

El aceite, con el uso y sobre todo debido a las altas temperaturas que debe soportar, va degradándose, produciendo productos que contienen los grupos carbonilo ($C=O$) tales como ésteres, cetonas o ácidos carboxílicos. Estos productos contribuyen a la acidificación del propio aceite y al agotamiento de su reserva alcalina. El efecto de una oxidación prolongada del aceite es el aumento de su viscosidad y su posible actuación corrosiva debido a su acidificación. En teoría un proceso de oxidación se debería llevar a cabo de forma lenta y progresiva debido al deterioro normal del lubricante en uso, pero la presencia de metales de desgaste, actuando como catalizadores en las reacciones de oxidación del aceite, y de componentes ácidos de la combustión provocan una degradación acelerada del mismo.

El fenómeno de la nitración (o nitroxidación) resulta de la reacción del aceite con óxidos de nitrógeno (NO_x) producidos por la oxidación del nitrógeno atmosférico durante el proceso de combustión. El proceso de nitración causa un espesamiento del aceite formando barnices y lacas.

6.5.5 Aditivos antidesgaste

Los también llamados aditivos de lubricación límite, proveían suficiente capacidad antidesgaste en la época de los aceites no detergentes para motores de gasolina, mientras que en motores Diesel, mayormente utilizados a bajas revoluciones, no presentaban problemas de desgaste. Los cojinetes fueron fabricados inicialmente utilizando materiales blandos fácilmente conformables (aleación de estaño, cobre y antimonio) que eran relativamente inertes químicamente y tenían la capacidad de absorber pequeñas cantidades de material extraño. A medida que la potencia de los motores creció estas aleaciones comenzaron a no ser suficientes para soportar las cargas aplicadas sobre los mismos y comenzaron a aparecer nuevas aleaciones de cadmio - plata, cadmio - níquel y cobre - plomo. Estos materiales eran más duros pero no tan inertes químicamente, observándose un ataque químico sobre los mismos por parte de los ácidos provenientes de la oxidación del aceite. Tampoco eran tan capaces de absorber en su superficie el material extraño, tal como partículas de desgaste, con lo que se hizo necesaria una mejora en los sistemas de filtrado.

En la década de 1930 se desarrollaron aditivos para el aceite, tales como: inhibidores orgánicos de ácidos, inhibidores de corrosión en cojinetes y varios agentes antidesgaste para proteger estos cojinetes, siendo muchos de estos compuestos multifuncionales. Estos compuestos incluían fosfatos orgánicos, ditioposfatos, ditiocarbonatos y como culminación en 1941 Lubrizol desarrolló el dialquilditioposfato de zinc (ZDDP). Inicialmente utilizado a bajas concentraciones como inhibidor de corrosión en cojinetes y antioxidante del aceite, el ZDDP pronto mostró gran efectividad como agente antidesgaste. La actividad antidesgaste del ZDDP se extiende desde la lubricación mixta hasta la lubricación límite.

6.6 Clasificaciones de los aceites lubricantes de motor

6.6.1 Clasificación por viscosidad

La viscosidad ha sido la primera propiedad del lubricante clasificada por rangos para un mejor control de los requerimientos de motor. La *Society of Automotive Engineers* (SAE) estableció a principios del siglo XX una primera clasificación que ha ido evolucionando con el tiempo, debido a las mayores exigencias en los vehículos, siendo ahora mundialmente adoptada y habiendo alcanzado la designación de un estándar ISO.

La esencia de la clasificación es la acotación de la viscosidad tanto a bajas temperaturas (condiciones de arranque de motor en invierno) como a altas temperaturas (condiciones de operación). A bajas temperaturas, se intenta limitar los problemas de arranque del motor y la bombeabilidad del propio lubricante. Con temperaturas altas se evalúa la capacidad de carga ligada al propio valor de viscosidad así como la resistencia del aceite al efecto del cizallado. El rango de viscosidad es indicado por dos números con valores más altos para mayores viscosidades. Los grados SAE para bajas temperaturas ambiente son indicados con W (*winter*). Se define como aceite monogrado aquel que cumple únicamente con el grado SAE de su designación, mientras que los aceites multigrado cumplen simultáneamente con las especificaciones de dos grados SAE diferentes, para bajas y altas temperaturas ambiente. La forma correcta de indicar una viscosidad SAE es: SAE xxW-yy, como ejemplo SAE 10W-30.

La clasificación mundialmente adoptada (SAE J300) divide en once grados la viscosidad de los aceites para la lubricación en motores, cuyo resumen se presenta en la Tabla 6.2.

Tabla 6.2 Clasificación de viscosidad SAE J300 (2009).

Grado SAE	Arranque a ↓T	Bombeabilidad a ↓T	ν a 100°C (cSt) ⁽³⁾		Alto esfuerzo cortante.
	μ máx (cP a °C) ⁽¹⁾	μ máx (cP a °C) ⁽²⁾	Mín.	Máx.	μ a 150°C. mín. (cP) ⁽⁴⁾
0W	6200 a -35	60000 a -40	3,8		
5W	6600 a -30	60000 a -35	3,8		
10W	7000 a -25	60000 a -30	4,1		
15W	7000 a -20	60000 a -25	5,6		
20W	9500 a -15	60000 a -20	5,6		
25W	13000 a -10	60000 a -15	9,3		
20			5,6	<9,3	2,6
30			9,3	<12,5	2,9
40			12,5	<16,3	3,5*
40			12,5	<16,3	3,7**
50			16,3	<21,9	3,7
60			21,9	<26,1	3,7

⁽¹⁾ ASTM D5293 ⁽²⁾ ASTM D4684 ⁽³⁾ ASTM D445 ⁽⁴⁾ ASTM D4683, ASTM D4741, CEC-L-36-A-90

* Aplicable a los grados 0W-40, 5W-40 y 10W-40

** Aplicable a grados 40, 15W-40, 20W-40 y 25W-40

6.6.2 Clasificación por calidad o comportamiento

Como hemos visto, la clasificación SAE J300 hace únicamente referencia al parámetro de viscosidad, pero la problemática real a la que se enfrenta el aceite en el motor es mucho más complicada, con lo que la respuesta desde un punto de vista de comportamiento se establece con las llamadas especificaciones de calidad del aceite.

En estas especificaciones de calidad se agrupan los aceites en función de amplios rangos de uso, normalmente se incluye una descripción del tipo de motor para el cual ha sido diseñado el aceite, en algunas ocasiones el tipo de vehículo e incluso en ciertas clasificaciones se incluye una referencia a los años para los que la clasificación es de aplicación. A nivel de más detalle ya se especifican los diferentes métodos de prueba que se realizan, incluyendo propiedades físicas, químicas y pruebas de comportamiento en motores, tanto en laboratorio como en campo. Sobre cada prueba existen unos límites de aceptación o rechazo que el aceite debe cumplir. Las especificaciones sobre aceites lubricantes son definidas por fabricantes de motores, vehículos, maquinaria en general (OEM: *Original Equipment Manufacturers*) o bien por los propios usuarios finales del producto, destacando como ejemplo de su utilización los requerimientos del ejército de EE. UU. (*MIL Standards*).

Todo lo anterior está presentado en orden a conseguir dos claros objetivos: por una parte ayudar al usuario final a seleccionar el aceite correcto para su aplicación y por otra parte proteger al fabricante del equipo y al del aceite de posibles reclamaciones por parte del usuario final si ha hecho un uso inadecuado de sus productos.

Actualmente hay dos grandes clasificaciones aceptadas prácticamente a nivel mundial, la europea de ACEA (*Association des Constructeurs Européens d'Automobiles*) y la americana de API (*American Petroleum Institute*).

La normativa europea vigente actualmente es la ACEA 2010 que agrupa los aceites en tres grandes clases y, dentro de cada una, diferentes categorías. Las clases son las siguientes:

- Clase A/B: aceites para motores ligeros de gasolina o Diesel.
 - Clase C: aceites para motores ligeros de gasolina o Diesel con postratamiento.
 - Clase E: aceites para motores Diesel pesados (*Heavy Duty*)
- A su vez, dentro de cada clase hay una serie de categorías diferenciadas por un número, que en general representa mayores exigencias sobre el aceite (véase Tabla 6.3).

Tabla 6.3 Clases y categorías contempladas en la especificación ACEA 2010.

Clase	Categorías			
A/B	A1/B1-10	A3/B3-10	A3/B4-10	A5/B5-10
C	C1-10	C2-10	C3-10	C4-10
E	E4-08 Issue 2	E6-08 Issue 2	E7-08 Issue 2	E9-08 Issue 2

Debido a su continua actualización y para la obtención de una información mucho más completa se recomienda consultar la referencia [15].

La normativa americana API clasifica en dos grandes grupos los aceites de motor, con S (de *service*) para motores de gasolina y C (de *commercial*) para motores Diesel. La segunda letra de la clasificación API hace referencia a la especificación de servicio concreta. A continuación se presentan las especificaciones más usuales a día de hoy:

a) Aceites para MEP

- Servicio SM: Para motores de automóvil en uso en la actualidad. Los aceites SM, introducidos en el año 2004, están diseñados para brindar una mayor resistencia contra la oxidación, una mejor protección contra la formación de depósitos, una mejor protección contra el desgaste, y un mejor comportamiento a baja temperatura durante la vida del aceite.
- Servicio SL: Para motores de automóvil del año 2004 y anteriores.
- Servicio SJ: Para motores de automóvil del año 2001 y anteriores.

b) Aceites para MEC

- Servicio CJ-4: Introducida en el año 2006 [16]. Están destinados a motores de alta velocidad, de cuatro tiempos diseñados para cumplir con las normas de emisión de gases de escape en autopista del año 2007. Los aceites CJ-4 están formulados para ser utilizados en todas las aplicaciones con combustibles Diesel con contenido de azufre de hasta 500 ppm (0,05% en peso). Sin embargo, el uso de estos aceites con combustibles con un contenido de azufre mayor de 15 ppm (0,0015% en peso) puede repercutir en la durabilidad del sistema de postratamiento de los gases de escape y/o en el intervalo de drenaje del aceite. Los aceites API CJ-4 superan los criterios de comportamiento de API CI-4, CH-4, CG-4 y CF-4 y pueden lubricar eficazmente motores que requieren esas categorías de servicio.

La evaluación del comportamiento según una especificación determinada del aceite se realiza de forma completa mediante pruebas con motores en banco, bancos de ensayos concretos y medida de propiedades fisicoquímicas. Estas pruebas tratan de simular las condiciones reales en servicio del lubricante o más severas incluso (debido a ello se acortan los tiempos de prueba así como se abaratan dichos procesos comparados con lo que serían pruebas reales en flota). Obligando a obtener unos mínimos resultados en estas pruebas se trata por tanto de proteger contra los posibles problemas que pueden aparecer en el funcionamiento real. Las cuatro áreas de comportamiento clave que se evalúan son las que se presentan en la Tabla 6.4 con los típicos parámetros medidos para indicar el nivel de comportamiento alcanzado [16].

Tabla 6.4 Áreas y parámetros de evaluación del comportamiento típico en las especificaciones de calidad de aceites lubricantes para motor.

Áreas	Parámetros
Sobre el propio aceite	Oxidación
	Espesamiento / viscosidad
	Consumo de aceite
Desgaste sobre el motor	Degradación de sellos (elastómeros)
	Desgaste en árbol de levas y picado
	Desgaste en cojinetes
	Desgaste de segmentos
Formación de depósitos	Desgaste / pulido de camisa
	Lacas y barnices: segmentos /falda de pistón
	Barros: culata / cárter
Oxidación y corrosión	Oxidación / corrosión sistema de distribución
	Corrosión en cojinetes

Entre las características fisicoquímicas más notables incluidas en estas especificaciones destacan: viscosidad (SAE J300), pérdidas por evaporación, TBN, cenizas sulfatadas, contenido en S, P y Cl, compatibilidad con elastómeros, tendencia a la formación de espumas, etc.

Para más información relativa a los ensayos específicos de las especificaciones de calidad y sus límites asociados se recomienda consultar las referencias [15, 16] procurando comprobar que se trata de la versión más actual en el momento de consulta.

Adicionalmente podemos encontrar otras clasificaciones:

- ILSAC (*International Lubricants Standardization and Approval Committee*), formado por API, los fabricantes americanos Ford, GM, Chrysler y los fabricantes japoneses en EE. UU. (JAMA). Estos estándares complementan los API SH, SJ, SL y SM para aceites de automóvil de gasolina con la inclusión de las consideraciones de ahorro de combustible.
- Normas específicas para motores 2T pequeños de gasolina (motocicletas) tales como API (TC) o JASO - *Japanese Automobile Standards Organization* (FA/FB/FC/FD) o ISO (EGB/EGC/EGD).

Adicionalmente muchos fabricantes definen sus propias normativas tales como Mercedes-Benz MB 228.1, 228.3, 228.5, 229.1; Volkswagen VW 502 00, 505 01, etc.

6.7 Análisis de los aceites en uso como herramienta de diagnóstico

El análisis del lubricante usado es una de las técnicas de diagnóstico de fallos en MCI más utilizada por la valiosa información que ofrece. Ya después de la II Guerra Mundial aparece como técnica aplicable y comienza siendo utilizada por las empresas ferroviarias americanas para el control del estado de sus motores. En los años 50 comenzó a emplearse en Europa, expandiéndose su uso en los años 60. La utilización en motores de automoción empieza en los 70, pero es a partir de los años 80 cuando esta técnica se generaliza, sobre todo por la aparición de empresas especializadas que ofrecen este servicio a flotas de vehículos. Actualmente es una técnica ampliamente aceptada para la aplicación del mantenimiento predictivo en las grandes flotas de transporte, tanto por carretera, ferrocarril o marítimo.

En la analítica de los aceites se distinguen dos grandes grupos de parámetros, los que caracterizan su degradación y los que cuantifican la contaminación del mismo, formando una batería de tests cuyos resultados, en conjunto, proporcionan un diagnóstico eficaz de fallos.

El proceso de degradación del aceite reduce la capacidad del mismo para cumplir sus funciones, originando la alteración de sus propiedades físicoquímicas, por lo que su conocimiento resulta muy valioso para establecer la vida útil del mismo. Parámetros ya comentados como la viscosidad, basicidad, acidez, oxidación, nitración, etc. son medidos y comparados con unos límites característicos, para determinar el estado del aceite y evaluar su agotamiento, ya sea natural por un uso prolongado o prematuro por condiciones anómalas de funcionamiento del motor, como altas temperaturas o contaminaciones diversas.

La contaminación anormal del aceite proviene de fallos en diferentes sistemas del motor tales como: excesiva materia carbonosa por mala combustión, dilución de combustible por fugas en el sistema de inyección, presencia de agua o glicol por falta de estanqueidad en el sistema de refrigeración, polvo atmosférico por mala filtración en la admisión, etc. La medida de estos parámetros, que actúan como síntomas de diagnóstico, permite una detección precoz de fallos que evita costosas reparaciones [18]. En este caso, los límites de anomalía se fijan por la experiencia de los fabricantes y/o usuarios.

Además de las técnicas de medida desarrolladas según las normas ASTM o ISO para laboratorios, existen otros equipos de medida pensados para su utilización en talleres, como los viscosímetros de bolas o rampa, la determinación del TBN, TAN y presencia de agua mediante la utilización de celdas de reacción o ensayos simples como la mancha de aceite, para estimar el contenido de materia carbonosa y la capacidad detergente del aceite, o la medida de la constante dieléctrica que ayudan a un diagnóstico rápido para la toma de decisiones inmediatas ante eventuales posibles fallos.

Finalmente es importante resaltar el interés de la determinación de la contaminación del aceite por metales de desgaste de los elementos con fricción del motor, lo que da idea en este caso del buen funcionamiento de sistemas como la lubricación o la refrigeración. Estos análisis son llevados a cabo por laboratorios especializados usando técnicas tales como la espectrometría, la ferrografía o el conteo de partículas, que determinan la cantidad y en algunos casos hasta la morfología de dichas partículas de metales de desgaste tales como hierro, cobre, plomo, estaño, níquel, aluminio, etc. Conocida la metalurgia del motor y haciendo un seguimiento de la tendencia de variación de la tasa de desgaste de cada metal es posible predecir si se está produciendo un envejecimiento normal del motor o se si hay una anomalía que afecta a diferentes elementos, pudiendo distinguir, según la presencia anormal de ciertos metales, si estos provienen del pistón, cilindros, segmentos, cojinetes, sistema de distribución, etc.

Esta batería de análisis de aceite, que puede incluir más de 20 parámetros diferentes, proporciona datos cuyo seguimiento periódico permite mantener cada motor bajo control según su estado particular, igual que con una analítica de sangre en humanos. En vehículos industriales se recomienda tomar la muestra coincidiendo con el cambio de aceite y al menos una vez al año, mientras que en los grandes motores de ferrocarril, marinos y de cogeneración, donde no es tan usual el cambio de aceite, se suele tomar cada 400 horas de funcionamiento y siempre siguiendo un procedimiento adecuado para que la muestra sea representativa.

6.8 Resumen

La lubricación es uno de los aspectos más críticos para el buen funcionamiento del motor por la elevada fricción y el consecuente desgaste que se produce en sus elementos móviles. De los diferentes regímenes de lubricación que pueden aparecer entre superficies deslizantes: hidrodinámica, límite, mixta y elastohidrodinámica es el primero el que fundamentalmente se

produce en los MCIA. Los elementos del motor donde la fricción es más importante son: el conjunto pistón-segmentos-cilindro, los cojinetes del cigüeñal y el sistema de distribución.

El sistema de lubricación de los actuales motores es a presión, descartándose sistemas como el barboteo o la lubricación por mezcla por su menor eficiencia. Además de la bomba que suministra el caudal adecuado, se disponen otros elementos como válvulas antiretorno o de control de la presión máxima, así como filtro de aceite y a veces un sistema de refrigeración.

El aceite utilizado como lubricante debe tener unas determinadas características de viscosidad, basicidad, detergencia, dispersancia, aditivos antidesgaste, etc. para lubricar y proteger el motor. Organismos internacionales como SAE o ACEA definen clasificaciones para los aceites tanto por su viscosidad como por sus cualidades para cumplir las exigencias de uso en los diferentes tipos de motores, facilitando su caracterización por fabricantes y usuarios.

Finalmente hay que señalar que los análisis del aceite usado son una herramienta muy eficaz tanto para determinar el estado del propio lubricante como para diagnosticar preventivamente fallos en el motor.

Referencias y bibliografía

Referencias

1. Yukio Hori., *Hydrodynamic Lubrication*. Springer, 2006
2. Stolarski, T.A., *Tribology in Machine Design*. Butterworth-Heinemann, 1990.
3. Taylor, C.M., *Engine Tribology*. Elsevier, 1993.
4. Taraza, D.; Heneim, N.; Bryzik, W., Friction losses in multi-cylinder Diesel engines. *SAE paper 2000-01-0921*, 2000.
5. Confort, A., An introduction to Heavy-Duty Diesel engine frictional losses and lubricant properties affecting fuel economy - part I. *SAE paper 2003-01-3225*, 2003.
6. Pulkrabek, W.W., *Engineering fundamentals of the internal combustion engine*. Prentice Hall, 2004.
7. Heywood, J. B., *Internal combustion engine fundamentals*. McGraw-Hill, 1988.
8. Cameron, A., *Basic Lubrication Theory*. Ellis Horwood, 1984.
9. Gulwadi, S.D., Analysis of tribological performance of a piston ring pack. *Tribology Transactions* **43**, pp. 151-162, 2000.
10. Shigley, J.E., *Diseño en Ingeniería Mecánica*, 6ª ed. McGraw-Hill, 2002.
11. Van Dam, W.; Willis, W. W.; Cooper, M. W., The impact of lubricant composition and rheology on wear in heavy duty Diesel engines. *TAE Tribology Colloquium Conference Proceedings*, pp 515-526, 2000.
12. Caines, A.; Haycock, R., *Automotive Lubricants Reference Book*. SAE International, 1996.
13. Basshuysen, R.; Schäfer, F., *Internal combustion engine handbook: basics, components, systems, and perspectives*. SAE International, 2004.
14. Stachowiak, G. W.; Batchelor, A. W., *Engineering Tribology*. Butterworth-Heinemann, 1998.
15. Especificación ACEA. <http://www.acea.be> - (http://www.acea.be/index.php/news/news_detail/acea_european_oil_sequences_2008/)
16. Información API CJ-4. http://www.apicj-4.org/performance_specs.html
17. Tormos, B., *Diagnóstico de motores Diesel por análisis de aceite*. Reverté, 2003.
18. Macián, V.; Tormos, B.; Olmeda, P.; Montoro, L.; Anubla E., Results and benefits of an oil analysis programme for railway locomotive Diesel engines. *Insight* **45**, pp. 402-406, 2003.

Capítulo 7

Pérdidas mecánicas

V. Bermúdez

B. Tormos

7.1	Introducción.....	152
7.2	Clasificación de las pérdidas mecánicas	153
7.2.1	Pérdidas de fricción.....	154
7.2.2	Pérdidas de bombeo	158
7.2.3	Pérdidas de accionamiento de auxiliares	163
7.3	Procedimientos para determinar las pérdidas mecánicas	165
7.3.1	Método de deceleración libre.....	165
7.3.2	Método de Willans	166
7.3.3	Método de arrastre	167
7.3.4	Método Morse.....	168
7.3.5	Método del diagrama de indicador.....	169
7.3.6	Análisis comparativo de los diferentes procedimientos	170
7.4	Resumen	171
	Referencias y bibliografía	172

7.1 Introducción

Durante más de un siglo de desarrollo y construcción de motores de combustión interna alternativos, se ha mantenido como objetivo prioritario incrementar el rendimiento de estas máquinas, consiguiéndose importantes mejoras si se comparan los primeros motores Diesel que sólo alcanzaban cerca de 20% de rendimiento con algunas aplicaciones actuales como los grandes motores industriales y marinos que alcanzan rendimientos en torno al 50%. También los motores de encendido provocado han mejorado su rendimiento pudiendo llegar a superar el 35%. Sin embargo, estas mejoras corresponden a valores máximos en estrechos rangos de funcionamiento, pues el rendimiento medio de los MCIAs sigue siendo bajo, lo cual se traduce en consumos elevados de combustible.

Para aumentar el rendimiento efectivo de estas máquinas se trabaja en dos direcciones, la primera dirigida a mejorar los procesos termodinámicos del ciclo de trabajo y con ello incrementar el trabajo indicado (W_i) y la segunda a incrementar el rendimiento mecánico, es decir, reduciendo las pérdidas entre el trabajo que transfieren los gases al pistón y el trabajo mecánico disponible en el eje de salida (W_e). Como quedó definido en el capítulo 3, la diferencia entre el trabajo indicado y el trabajo efectivo se denomina trabajo de pérdidas mecánicas (W_{pm}).

$$W_{pm} = W_i - W_e \quad (7.1)$$

Las pérdidas mecánicas también se pueden expresar en términos de trabajo específico o presiones medias y en términos de potencia, como se muestra a continuación:

$$pmpm = pmi - pme \quad (7.2)$$

$$N_{pm} = N_i - N_e \quad (7.3)$$

Para cuantificar las pérdidas mecánicas de forma no dimensional es usual utilizar el término rendimiento mecánico definido como el cociente entre la presión media efectiva y la presión media indicada.

$$\eta_m = \frac{pme}{pmi} = \frac{pmi - pmpm}{pmi} = 1 - \frac{pmpm}{pmi} \quad (7.4)$$

El rendimiento mecánico depende, del grado de carga:

- Cuando el motor funciona en vacío su rendimiento mecánico es nulo.
- Cuando el motor funciona a plena carga su rendimiento mecánico es máximo.
- Los motores sobrealimentados presentan mayor rendimiento mecánico máximo como consecuencia de su mayor pme.

Los valores máximos del rendimiento mecánico en motores MEP y MEC de aspiración natural oscilan de 70 a 85 %, mientras que en motores sobrealimentados son de 80 a 90%.

El rendimiento mecánico decrece con el régimen de giro del motor, particularmente con la velocidad media del pistón. En la Figura 7.1 se muestra la evolución de los rendimientos indicado y mecánico en función de la velocidad lineal media del pistón para un MEP a plena carga; se puede apreciar que las condiciones operativas de máximo rendimiento indicado coinci-

den con las de rendimiento mecánico marcadamente decreciente, este comportamiento condiciona la evolución del rendimiento efectivo del motor provocando que su magnitud se reduzca de forma acentuada a elevadas velocidades de trabajo.

$$\eta_e = \eta_i \eta_m \quad (7.5)$$

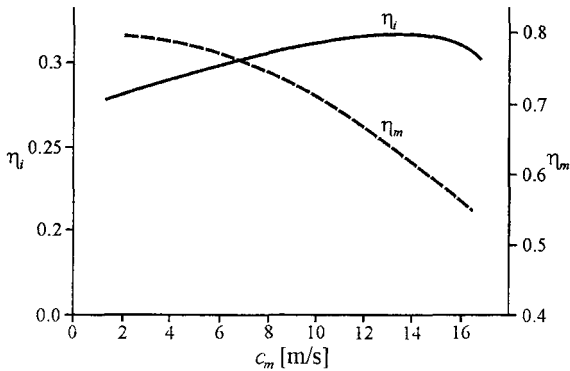


Figura 7.1 Rendimiento indicado y mecánico en función de la velocidad lineal media del pistón en un motor de encendido provocado.

7.2 Clasificación de las pérdidas mecánicas

Las pérdidas mecánicas que se producen en el motor se pueden agrupar atendiendo al tipo de proceso que las origina en:

- Pérdidas de fricción (p_{mR}, N_R): Son las originadas por el rozamiento entre las piezas móviles que componen los mecanismos del motor.
- Pérdidas de bombeo (p_{mb}, N_b): Se definen como el trabajo mecánico realizado por el pistón contra los gases durante los procesos de admisión y escape. Es decir, energía consumida para realizar el proceso de renovación de la carga. Atendiendo a esta definición en motores 2T estas pérdidas son nulas, y en motores sobrealimentados cuando la presión de admisión sea superior a la de escape, el lazo de bombeo será positivo y representaría trabajo recuperado.
- Pérdidas de accionamiento de auxiliares (p_{ma}, N_b): Son las pérdidas debidas al accionamiento de los diferentes elementos auxiliares del motor, por ejemplo, bombas para el lubricante, el refrigerante, el combustible, etc. En motores sobrealimentados en los que se acciona mecánicamente el compresor, también se considera dicho compresor como un sistema auxiliar, tal es el caso de las bombas de barrido en motores Diesel de 2 tiempos.

Atendiendo a la clasificación anterior las pérdidas mecánicas se pueden escribir, en términos de presiones medias, como:

$$p_{mpm} = p_{mR} + p_{mb} + p_{ma} \quad (7.6)$$

En la Figura 7.2 se presenta una comparación de pérdidas mecánicas a diferentes grados de carga y regímenes de giro, entre un MEP y un MEC, ambos motores de 4 cilindros y 1,6 litros de cilindrada. Se puede apreciar que:

- En ambos motores se incrementan las pérdidas mecánicas con el régimen de giro .
- Las pérdidas en el mecanismo pistón-biela-cigüeñal son más elevadas en el MEC, debido al mayor peso de las piezas, por tener que soportar mayores esfuerzos mecánicos motivados por mayores presiones de combustión.
- Las pérdidas ocasionadas por el proceso de renovación de la carga (pérdidas de bombeo) son mayores en el MEP y además estas pérdidas se incrementan a bajos grados de carga debido a la estrangulación del conducto de admisión.
- El grado de carga afecta muy poco a las pérdidas de los sistemas auxiliares.

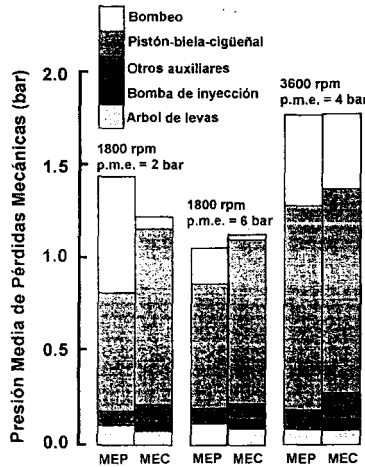


Figura 7.2 Comparación de las pérdidas mecánicas en MEP y MEC a diferentes grados de carga y de regímenes de giro.

De forma general las pérdidas mecánicas en motores de automoción de aspiración natural a plena carga y régimen de giro de máxima potencia efectiva, se distribuyen en porcentajes de la forma siguiente:

- Pérdidas por fricción: 60%
- Pérdidas por bombeo: 25%
- Pérdidas por auxiliares: 15%

Seguidamente se analizan por separado cada uno de los tipos de pérdidas mecánicas, los factores que las afectan y las vías para conseguir su reducción.

7.2.1 Pérdidas de fricción

Para analizar estas pérdidas es necesario recordar que, aunque el tipo de fricción fluida o hidrodinámica es el modo de rozamiento predominante en las piezas del motor, durante los periodos de puesta en marcha y calentamiento del motor pueden existir entre las piezas modos de fricción mixta e incluso fricción límite. Del análisis de la evolución del coeficiente de fricción (diagrama de Stribeck, Cap.6) se comprueba la dependencia de éste con las propiedades del lubricante, la velocidad y la carga a la que están sometidas las superficies en rozamiento;

esto implica que la fuerza de fricción entre las superficies tendrá igual comportamiento que el coeficiente de fricción pero con magnitud amplificada por la fuerza normal:

$$F_R = F_N f \quad (7.7)$$

Los elementos del motor donde se producen las principales pérdidas por rozamiento son: segmentos del pistón, falda del pistón, cojinetes del cigüeñal y sistema de distribución de gases.

Factores que afectan a las pérdidas de fricción

Se puede realizar una estimación global de la influencia que tienen los diversos parámetros sobre las pérdidas mecánicas de fricción, considerando que los orígenes de la carga sobre las superficies que deslizan entre sí son:

- Peso de las piezas.
- Fuerzas de inercia.
- Fuerzas debidas a los gases.

El peso de las piezas responde a una ecuación del tipo:

$$F_p = mg = k_1 L^3 \rho g \quad (7.8)$$

La fuerza de inercia de las masas en movimiento, alternativo ($\lambda \neq 0$) o rotativo ($\lambda = 0$), responde a la siguiente expresión general:

$$F_i = m \omega^2 r (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha + \dots) = k_1 L^3 \rho \frac{c_m^2}{r} (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha + \dots) \quad (7.9)$$

$$F_i = k_2 L^2 \rho c_m^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha + \dots) \quad (7.10)$$

La fuerza debida a la presión de los gases viene dada por:

$$F_g = pmi \frac{\pi D^2}{4} = k_3 pmi L^2 \quad (7.11)$$

La carga que actúa sobre un elemento genérico se puede determinar por la expresión 7.12 siendo los coeficientes C_x constantes para cada motor:

$$F_N = C_p F_p + C_i F_i + C_g F_g \quad (7.12)$$

Conocida la carga normal y el coeficiente de fricción, la fuerza de fricción adoptará la forma correspondiente a la expresión:

$$F_R = \sum F_N f = \sum (C_p F_p + C_i F_i + C_g F_g) f \quad (7.13)$$

Entonces, la potencia absorbida por los esfuerzos de fricción mecánica puede estimarse de forma general como el producto de dicha fuerza de rozamiento por una velocidad característica del motor:

$$N_R = F_R c_m \quad (7.14)$$

La presión media de pérdidas de fricción correspondiente será por tanto:

$$\text{pmR} = \frac{N_R}{inV_T} = \frac{F_R c_m}{inA_p S} = \frac{F_R 2Sn}{inA_p S} = 2 \frac{F_R}{iA_p} = 2 \frac{F_R}{ik_4 L^2} \quad (7.15)$$

$$\text{pmR} = 2 \frac{F_R}{A_p} \rightarrow \text{motor 2T}$$

$$\text{pmR} = 4 \frac{F_R}{A_p} \rightarrow \text{motor 4T}$$

Si se sustituyen las expresiones (7.10), (7.12) y (7.13) en (7.15) y se opera resulta:

$$\text{pmR} = \frac{2 \sum (C_p k_1 L^3 \rho g + C_i k_2 L^2 \rho c_m^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha + \dots) + C_g k_3 \text{pmi} L^2) f}{ik_4 L^2} \quad (7.16)$$

$$\text{pmR} = \frac{2}{i} \sum (C'_p L + C'_m c_m^2 + C'_g \text{pmi}) f \quad (7.17)$$

De la ecuación (7.17) se deduce que el único término afectado por el tamaño del motor es el relativo al peso de las piezas, que al tener un valor comparativamente menor que el de los efectos de inercia y presión de los gases, permite considerar que la pmR sea prácticamente independiente del tamaño del motor. También se puede inferir de la expresión obtenida que la magnitud de las pérdidas de fricción dependerá del punto de operación del motor caracterizado a través de los parámetros de funcionamiento: régimen de giro, grado de carga y temperatura de trabajo.

- Efecto del régimen de giro: de este parámetro depende la velocidad lineal media del pistón, su incremento supone que las fuerzas de inercia crecen proporcionalmente a c_m^2 , y en consecuencia se incrementan las pérdidas mecánicas de fricción.
- Efecto del grado de carga: condiciona el valor de la presión media indicada (pmi) y su incremento supone el aumento de la presión de los gases y por tanto de la fuerza lateral sobre la falda del pistón y los segmentos, las fuerzas radial y tangencial en los cojinetes de la biela y del cigüeñal. También se modifican las temperaturas locales de algunos componentes y del lubricante lo que puede modificar localmente los esfuerzos de fricción. Sin embargo, si se analizan las pérdidas mecánicas totales, el incremento del grado de carga trae consigo un aumento del rendimiento mecánico.
- Efecto de la temperatura del refrigerante del motor: la temperatura del refrigerante generalmente controla el nivel térmico de los componentes del motor y del lubricante. La temperatura del aceite influye sobre su viscosidad (μ) y por tanto sobre el coeficiente de fricción (f). La dilatación de las diferentes piezas del motor depende de su temperatura por lo que las holguras entre los pares de fricción estará condicionada por el nivel térmico del refrigerante y del lubricante. La Figura 7.3 muestra los efectos del cambio de temperatura del aceite y el refrigerante de 0°C a 120°C. Puede apreciarse que la presión media de pérdidas mecánicas de fricción se reduce un 50% al incrementarse la temperatura de los fluidos desde 10°C a 90°C.

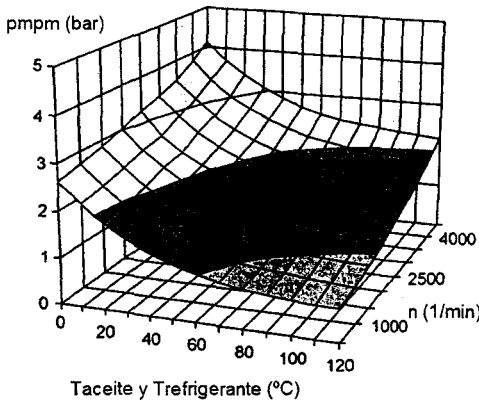


Figura 7.3 Incidencia de la temperatura del aceite/refrigerante en las pérdidas de fricción.

En la Figura 7.4 se muestra el comportamiento de la potencia de arrastre de un MEC turboalimentado de 2,2 litros de cilindrada de 4 cilindros, para tres regímenes de giro y dos niveles diferentes de temperatura del lubricante. Se puede apreciar que la potencia necesaria para arrastrar el motor sin combustión se incrementa entre 10% y 30% al modificar la temperatura del lubricante de 90 °C a 50 °C, dependiendo del régimen de giro.

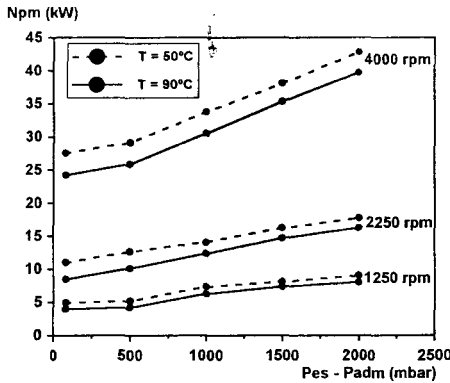


Figura 7.4 Efecto de la contrapresión de escape sobre las pérdidas mecánicas. (motor Diesel 2,2 litros, de inyección directa sobrealimentado).

Vías para reducir las pérdidas de fricción

Hay que destacar que la evolución de la temperatura del lubricante es muy crítica para los motores que trabajan en aplicaciones donde habitualmente funcionan a baja carga, de forma discontinua, con tiempos de trabajo cortos y con temperatura ambiente muy baja. Estas condiciones se producen con mucha frecuencia en motores de automoción en tráfico urbano, y en motores instalados en vehículos de propulsión híbrida.

En el capítulo 6 se detallaron las propiedades del aceite que inciden directamente en el rozamiento de las piezas de los mecanismos fundamentales del motor. Teniendo en cuenta la responsabilidad de las cualidades del aceite, los productores de lubricantes definen las formulaciones de aceite siguiendo las premisas que se indican a continuación:

- Garantizar un elevado Índice de Viscosidad del aceite, parámetro que caracteriza el comportamiento viscosidad - temperatura.
- Formulación del aceite base con viscosidad más baja.
- Empleo de aditivos modificadores de fricción para reducir la fricción límite.

También el diseño de los elementos constructivos del motor tiene gran incidencia en las pérdidas de fricción, es por ello que las soluciones constructivas dirigidas a reducir dichas pérdidas siguen las tendencias siguientes:

- Reducción de la masa de las partes móviles, especialmente las que tienen movimiento alternativo.
- Fabricación de pistones con falda de longitud corta y que solo tenga contacto con el cilindro en la zona perpendicular al eje del bulón (ver Figura 7.5).
- Disminución del número de segmentos y reducción de su tensión radial.
- Incremento de la holgura entre pistón y cilindro y entre el cigüeñal y los cojinetes.
- En motores de automoción, utilización de cojinetes de rodadura en los apoyos del árbol de levas y en los ejes contrarrotantes de equilibrado del mecanismo alternativo.

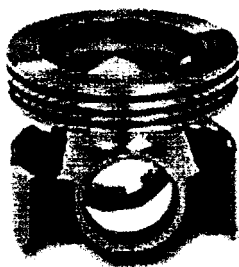


Figura 7.5 Pistón para MEC de automoción industrial con falda corta.

Estas soluciones a su vez tienen algunos inconvenientes porque condicionan la resistencia mecánica de las piezas, pueden aumentar la fuga de gases al cárter, y pueden incrementar el consumo de lubricante y el ruido producido por las piezas del motor.

7.2.2 Pérdidas de bombeo

Como ya se ha definido anteriormente, estas pérdidas tienen su origen en el proceso de renovación de la carga. Es importante destacar que este tipo de pérdidas se producen en los motores de 4T y en los motores de 2T de barrido por cárter.

En el diagrama indicador (Figura 7.6) de un motor 4T, las líneas que representan la evolución de los procesos de admisión y escape conforman lo que se conoce como lazo de bombeo, y el área encerrada entre ellas representa el trabajo de bombeo (área sombreada en el diagrama). Se puede apreciar que al incluir el área de la zona situada a la derecha del punto donde se

cortan las líneas correspondientes a los procesos de compresión y escape (zona próxima al PMI), se introduce una pequeña imprecisión en la valoración del trabajo bombeo (trabajo negativo), pero teniendo en cuenta también esa misma área en el cálculo del trabajo indicado (trabajo positivo), al evaluar el trabajo neto del ciclo ambas magnitudes se compensan.

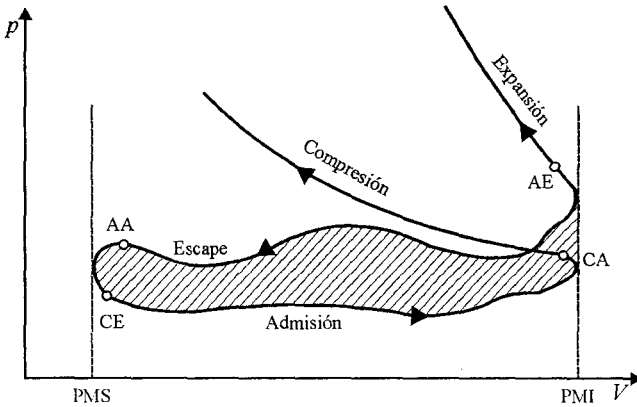


Figura 7.6 Lazo de bombeo del diagrama indicador de un motor 4T.

En el caso de un motor de 2T de barrido por cárter no es posible evaluar la evolución de las pérdidas de bombeo a través del diagrama indicador, porque éste solo refleja la evolución del fluido dentro del cilindro y no tiene en cuenta el trabajo empleado por el pistón para admitir la mezcla desde el exterior al cárter y posteriormente trasegarla al cilindro.

Factores que afectan a las pérdidas de bombeo

Aunque los fenómenos de flujo en conductos y el proceso de renovación de la carga serán analizados en los capítulos 8 y 9 respectivamente, a continuación se describen algunos aspectos relevantes que afectan exclusivamente a las pérdidas mecánicas asociadas al trabajo de bombeo.

- Pérdidas de carga en el sistema de admisión: la presión media dentro del cilindro durante el proceso de admisión está condicionada por la resistencia ofrecida al paso del aire en el filtro, la mariposa de gases (MEP), los conductos de admisión, las pipas de la culata y las válvulas. Dichas resistencias dependen de la velocidad del fluido al pasar por cada uno de estos elementos y por consiguiente dependen del régimen de giro del motor y en el caso de los MEP también del grado de carga.
- Contrapresión de escape: su magnitud depende de la caída de presión en los elementos que componen el sistema de escape. De la resistencia ofrecida por ellos dependerá en gran medida la presión en el cilindro durante la carrera de escape.

En motores sobrealimentados con un turbogrupo, la contrapresión de escape es mayor pero su efecto negativo sobre las pérdidas de bombeo se compensa con el incremento de la presión de admisión conseguida por el compresor. En motores sobrealimentados puede ocurrir que la presión de admisión supere a la de escape y entonces el lazo de bombeo sea recorrido en sentido positivo. Éste es un factor que contribuye a elevar el rendimiento en este tipo de motores (véase el capítulo 11).

- Diagrama de distribución del motor: los avances y retrasos que se establecen para los momentos de apertura y cierre de las válvulas tienen como objetivo básico optimizar los procesos de admisión y escape. Avanzando la apertura del escape (AAE) se favorece el escape espontáneo y esto contribuye a reducir el trabajo de bombeo a costa de disminuir el trabajo indicado (ver Figura 7.7). Retrasando el cierre de la válvula de escape (RCE) se puede aprovechar la dinámica del flujo de escape para favorecer el vaciado del cilindro aunque el pistón esté descendiendo.

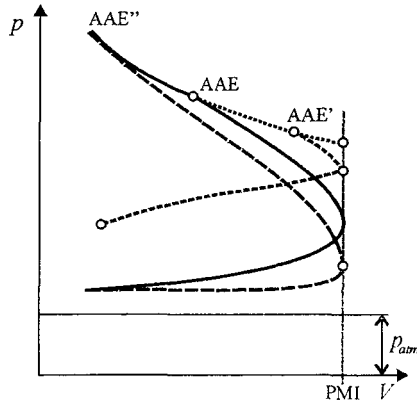


Figura 7.7 Efecto del AAE sobre el lazo de bombeo.

Es evidente que la elección de los ángulos de apertura y cierre es un difícil compromiso entre el trabajo de los lazos de alta (W_i) y de baja presión (W_b) del diagrama indicador, ya que existe un óptimo para cada régimen y geometría de conducto.

- Geometría de los colectores: la sintonía de los colectores de admisión y escape con el diagrama de distribución es fundamental si se quiere mejorar el llenado del cilindro y reducir el trabajo de bombeo. Un ejemplo de sintonización del colector de escape y su efecto sobre el trabajo de bombeo se muestra en la Figura 7.8

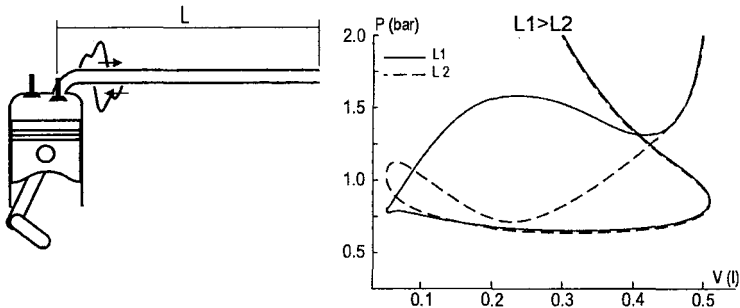


Figura 7.8 Efecto de la sintonía del colector sobre el lazo de bombeo.

Se puede apreciar que en el diagrama para el colector de longitud mayor ($L1$) el área del lazo de bombeo es mucho mayor porque la onda de depresión reflejada en el extremo re-

torna al cilindro al final de la carrera de escape y contribuye muy poco al vaciado del cilindro. Sin embargo en el caso del conducto de longitud menor (L2), la onda de depresión llega al cilindro a mitad de la carrera de escape favoreciendo el vaciado de éste, con lo cual la presión media de escape se reduce apreciablemente y con ello el trabajo gastado por el pistón durante el escape inducido.

- Regulación de la carga: los motores de encendido provocado con formación externa de la mezcla trabajan con un dosado muy cercano a la unidad con independencia del régimen de giro y carga con que trabajen, en ellos la regulación de la carga se realiza solo de forma cuantitativa. El método utilizado para realizar esta regulación consiste en estrangular el conducto de admisión mediante una válvula de mariposa, este tipo de actuación hace que las pérdidas de bombeo se incrementen de forma importante cuando el motor trabaja a bajos grados de carga, puesto que la estrangulación del conducto de admisión provoca una disminución importante de la presión de admisión y por lo tanto un incremento del trabajo de bombeo.

Vías para reducir las pérdidas de bombeo

En la etapa de diseño del motor es muy importante que:

- El dimensionado de las válvulas de admisión y escape garantice la mayor sección de paso posible.
- Los conductos de admisión y escape se diseñen sintonizados con el diagrama de distribución.

En los MEP de 4T las pérdidas de bombeo son mayores a bajos grados de carga por lo que, si se consigue reducir el lazo de bombeo para estos regímenes, el consumo de combustible se reduciría notablemente. Una solución para reducir las pérdidas de bombeo de estos motores es la desactivación de cilindros interrumpiendo la inyección de combustible, con lo que es necesario aumentar el grado de carga de los cilindros activos y en consecuencia se incrementa el rendimiento global del motor.

Otra vía empleada es adecuar el diagrama de distribución en función del grado de carga y el régimen de giro del motor. Para conseguir este fin se han desarrollado los sistemas de distribución variable, los cuales permiten modificar los ángulos de apertura y cierre de las válvulas y, en algunos casos, también el levantamiento de las válvulas, este nivel de control puede facilitar la regulación del grado de carga en MEP sin incorporar la mariposa de estrangulación en el conducto de admisión.

La incorporación de sistemas de distribución variables con capacidad para modificar la apertura y cierre de válvulas mediante actuadores hidráulicos, eléctricos o neumáticos pueden facilitar el uso del ciclo Atkinson como método de reducción de las pérdidas de bombeo. Este ciclo de trabajo fue desarrollado por James Atkinson durante la década de 1880, y patentado en 1887. El objetivo en ese momento era incrementar el rendimiento térmico de los motores tipo MEP que operaban según un ciclo Otto. En un MCIA convencional de cuatro tiempos, la presión del gas contenido en el cilindro en el instante en el que se abren las válvulas de escape es siempre superior a la presión existente en el sistema de escape, por lo que al menos parte de la energía disponible en el gas se disipa durante el proceso de escape. Sería posible incrementar el trabajo indicado por ciclo si se realizara una expansión adicional hasta que la presión del gas en el interior del cilindro se igualara con la presión en el sistema de escape, abriendo en ese instante la válvula de escape.

Como se muestra de forma ilustrativa en la Figura 7.9, el ciclo Atkinson se implementó originalmente extendiendo la carrera de expansión y manteniendo constante la carrera de compresión por medio de complejas soluciones mecánicas. En esta figura es evidente que la clave para obtener mayor trabajo indicado del ciclo y con ello mayor rendimiento térmico en comparación con el ciclo Otto o Diesel equivalente (misma relación de compresión) consiste precisamente en su mayor relación de expansión. Este resultado ha sido teóricamente confirmado por diversos autores por medio de una comparación termodinámica detallada entre diferentes ciclos ideales (incluyendo los ciclos Otto, Diesel y Atkinson), siendo el ciclo Atkinson el que produce mejor rendimiento térmico sólo superado por el ciclo de Carnot.

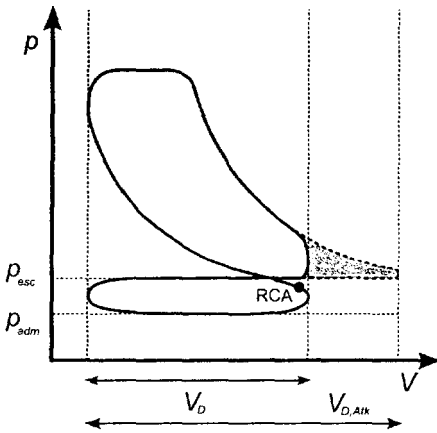


Figura 7.9 Esquema correspondiente al ciclo Atkinson original.

Sin embargo, para extender la relación de expansión es necesario incrementar el volumen desplazado. Asumiendo que la energía suministrada al sistema por el proceso de combustión es la misma que en el caso del ciclo original, se reducen tanto la presión media indicada como la potencia específica (tanto en kW/m^3 como en kW/kg) suministradas por el motor.

A partir de esta idea inicial, una nueva versión del ciclo Atkinson se puede implementar fácilmente flexibilizando el diagrama de distribución del motor y sin modificar la configuración estándar del mecanismo alternativo (pistón, biela y cigüeñal). En este caso la relación de expansión es constante y se ajusta la relación de compresión efectiva del motor bien adelantando (Figura 7.10 izquierda) o bien retrasando (Figura 7.10 derecha) el ángulo de cierre de las válvulas de admisión, sin modificar las presiones de admisión y escape.

de cierre de las válvulas de admisión, sin modificar las presiones de admisión y escape.

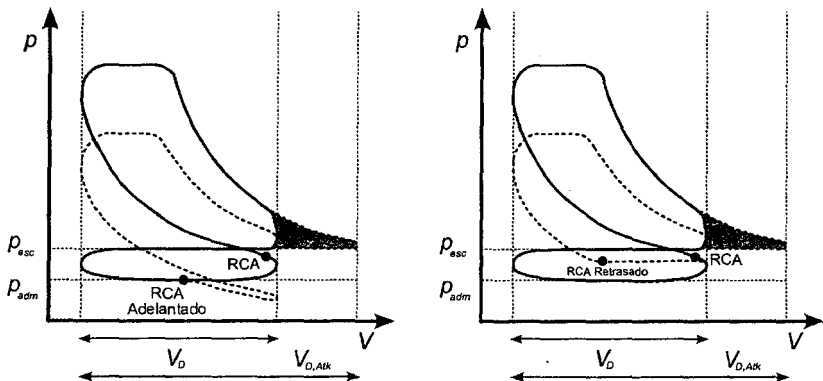


Figura 7.10 Izquierda: ciclo Atkinson adelantando el cierre de la admisión. Derecha: ciclo Atkinson retrasando el cierre de la admisión.

En motores tipo MEP de cuatro tiempos la gestión del ángulo de cierre de las válvulas de admisión es una estrategia cuyo uso se encuentra ampliamente generalizado. Sin embargo, el objetivo fundamental que se persigue con ello es la reducción del trabajo de bombeo en condiciones de operación correspondientes a cargas parciales. En estas condiciones, la regulación cuantitativa de la carga se consigue precisamente adelantando o retrasando el ángulo de cierre de las válvulas de admisión sin estrangular el flujo de aire que circula por el colector de admisión mediante una válvula de mariposa convencional.

Son numerosos los resultados que han demostrado la efectividad de esta estrategia para reducir drásticamente las pérdidas por bombeo y mejorar así el rendimiento térmico de este tipo de motores en condiciones de carga parcial. En cualquier caso, sustituir el ciclo Otto por un ciclo Atkinson, adelantando o retrasando el ángulo de cierre de las válvulas de admisión, implica una reducción de la masa de aire/combustible atrapada en el interior del cilindro y con ello se reduce obligatoriamente la potencia específica entregada por el motor.

Por el contrario, al implementar un ciclo Atkinson en motores Diesel únicamente se reduce la masa de gas atrapada en el cilindro mientras que la cantidad de combustible inyectado puede mantenerse constante dentro de unos límites razonables de dosado relativo. Así pues, si se mantiene constante la masa de combustible inyectado por ciclo, las diferencias en términos de potencia específica entre el ciclo Diesel original y el ciclo Atkinson van a depender principalmente de las modificaciones introducidas en los procesos de compresión y expansión, en el proceso de combustión y en el lazo de bombeo que involucra el comportamiento del sistema de sobrealimentación si lo hubiera.

Otra solución adoptada en los MEP ha sido su transformación de inyección indirecta (en el colector de admisión) al concepto de inyección directa de combustible. En esta configuración se puede prescindir de la estrangulación del conducto de admisión como método de control del grado de carga, esto permite reducir el trabajo consumido para realizar el proceso de admisión y por consiguiente se reduce el trabajo de bombeo.

7.2.3 Pérdidas de accionamiento de auxiliares

Estas pérdidas son debidas a la potencia necesaria para accionar los diversos dispositivos auxiliares del motor. El tipo y la cantidad de dispositivos auxiliares varía según la aplicación específica del motor, pero de forma general la mayoría de los MCIA accionan los siguientes elementos:

- Bomba del sistema de lubricación.
- Bomba del sistema de refrigeración (sólo en sistemas de enfriamiento por líquido).
- Generador eléctrico.
- Ventilador (muy importante en motores de enfriamiento por aire).
- Bombas del sistema de suministro de combustible.
- Compresor de sobrealimentación de accionamiento mecánico (utilizado como bomba de barrido en MEC de 2T, y más recientemente en motores de automoción con sobrealimentación mecánica conjunta con turbosobrealimentación).

El trabajo mecánico demandado por los sistemas auxiliares es, en general, creciente con el régimen de giro: tal es el caso de todos los sistemas hidráulicos como ventiladores, bombas de refrigerante, aceite y combustible. En el caso de la bomba de alta presión de combustible también depende del grado de carga, debido a que la variación de la presión de inyección es uno de los parámetros que permite controlar la cantidad de combustible inyectado. La presión de

inyección de combustible puede llegar a multiplicarse por 6 o más entre ralenti y plena carga, en MEP de inyección directa la presión del combustible varía desde 30 a 220 bar, mientras que en MEC, el rango de presiones de inyección puede ser de 300 a 2000 bar. La Figura 7.11 muestra el efecto de la evolución de las pérdidas mecánicas por accionamiento de la bomba de inyección de alta presión para régimen de vacío y de plena carga en un MEC de inyección directa. Puede apreciarse que a plena carga el accionamiento de la bomba supone un incremento de trabajo específico respecto del requerido en régimen de vacío, este incremento varía entre 100% y 300% dependiendo del régimen de giro.

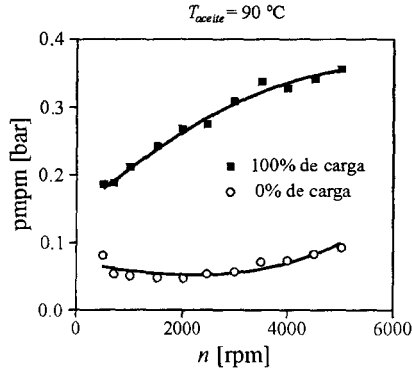


Figura 7.11 Pérdidas mecánicas originadas por accionamiento de la bomba de inyección de combustible en vacío y plena carga. MEC de 2L y de inyección directa.

La potencia absorbida por los sistemas auxiliares depende de las características de diseño de cada elemento, en muchos regímenes de trabajo su capacidad está sobredimensionada y su consumo energético puede ser superior al realmente necesario para cumplir su función debido a que las condiciones operativas están muy alejadas del punto de diseño óptimo del dispositivo. En los diseños actuales, para reducir este tipo de pérdidas se accionan los sistemas auxiliares de forma discontinua, así por ejemplo es usual accionar el ventilador del sistema de refrigeración con un motor eléctrico, o a través de un embrague hidráulico entre él y el cigüeñal. En ambos casos la conexión del ventilador está controlada por un termostato, y sólo se conecta en función de la temperatura alcanzada por el refrigerante del motor, a diferencia de los ventiladores directamente conectados al cigüeñal con poleas y correa que siempre están absorbiendo potencia. En la Figura 7.12 se muestra un ejemplo comparativo entre dos tipos de accionamiento del ventilador. Se puede apreciar una reducción de hasta 50% en la potencia consumida por el ventilador a elevado régimen de giro del motor.

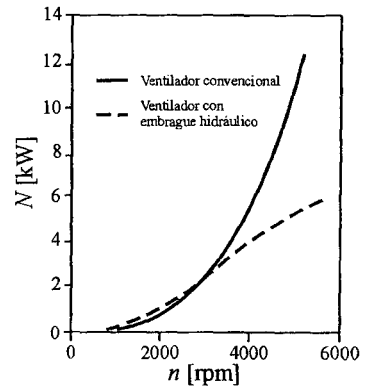


Figura 7.12 Pérdidas mecánicas por accionamiento del ventilador de un MEP V8 de 6 litros.

En motores utilizados en automoción se han comenzado a introducir también las bombas de refrigerante con accionamiento eléctrico, esto permite que la velocidad de funcionamiento de la bomba sea independiente de la velocidad del motor y por tanto el flujo de refrigerante se puede modificar en función tanto del régimen de giro como del grado de carga, lo que posibilita reducir el consumo energético de la bomba en los regímenes de carga y velocidad donde la demanda de refrigerante sea baja.

7.3 Procedimientos para determinar las pérdidas mecánicas

La determinación práctica de las pérdidas mecánicas es una tarea difícil y generalmente muy laboriosa. Existen diversos procedimientos para evaluar las pérdidas globales, o las de los diferentes elementos por separado. Las alternativas más utilizadas son las siguientes:

- Método de deceleración libre.
- Rectas de Willans.
- Método de arrastre.
- Método Morse.
- Diagrama de indicador.

Es muy importante para obtener buena precisión y repetitividad en la aplicación de cualquiera de estos métodos y en la comparación de sus resultados que se tengan en cuenta las condiciones de contorno de su aplicación. Por ejemplo, el control del estado térmico general del motor y en particular de la temperatura del lubricante tienen gran influencia en las medidas de pérdidas mecánicas, por lo que se requiere disponer de una instalación que pueda controlar estas temperaturas con elevada precisión (variaciones máximas de ± 1 °C).

A continuación se describen cada uno de los métodos anteriores.

7.3.1 Método de deceleración libre

Este método consiste en medir la deceleración angular instantánea del motor al eliminar el suministro de combustible o interrumpir el encendido.

Determinando la evolución de la velocidad de rotación y conocido el momento de inercia del conjunto, el par resistente se puede calcular por la expresión:

$$M_{pm} = I\alpha \quad (7.18)$$

donde I es el momento de inercia del conjunto y α la deceleración angular.

En el caso de no conocer el momento de inercia del conjunto se incorpora un volante cuyo momento de inercia sea conocido. Se realizan dos medidas diferentes, una con el motor original y la otra con el volante incorporado, de forma que puede plantearse un sistema de dos ecuaciones formado por la ecuación (7.18) y la obtenida con el volante incorporado:

$$M_{pm} = (I + I_v)\alpha \quad (7.19)$$

A partir de este sistema de ecuaciones se determina el M_{pm} y la inercia del conjunto sin volante incorporado. Este método tiene como principal incertidumbre el que, al realizarse la medida con el motor sin combustión, las cargas que actúan sobre los diferentes elementos móviles no son idénticas a las de funcionamiento normal. Por contra, la ventaja del método radica en su simplicidad y bajo coste. Este método es muy utilizado en medidas de potencia (efectiva o de pérdidas mecánicas) para el mantenimiento predictivo de motores, ya que per-

mite un conocimiento bastante preciso del estado del mismo (por ser la potencia un parámetro global) sin realizar ningún desmontaje en el mismo (técnica no intrusiva) facilitando la rapidez de su aplicación y por ello poca inmovilización del equipo en que va operando el motor. La Figura 7.13 muestra un ejemplo de medida de la evolución de la potencia efectiva en aceleración libre y la evolución de la potencia de pérdidas mecánicas medida en deceleración libre.

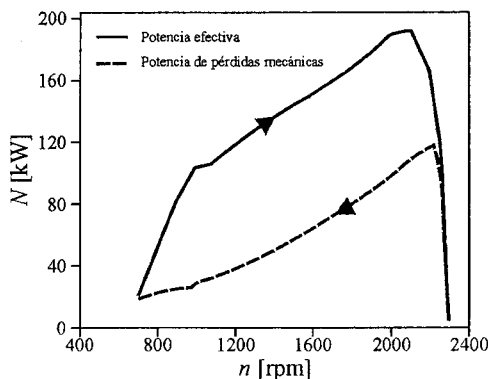


Figura 7.13 Curvas de potencia medida por el método de aceleración-deceleración libre.

7.3.2 Método de Willans

El método está basado en la relación existente entre el consumo horario de combustible y la presión media efectiva cuando el régimen de giro permanece constante.

Para aplicar este procedimiento es necesario medir el par, el régimen de giro y el consumo horario de combustible durante el experimento.

En la Figura 7.14 se muestran los resultados obtenidos en un estudio realizado con un motor Diesel de inyección directa. Se observa que la relación entre la masa de combustible y la presión media efectiva es aproximadamente lineal. Si se extrapolan las llamadas rectas de Willans hasta que intercepten con el eje de las abscisas obtenemos un valor de presión media negativo, que es precisamente la presión media de pérdidas mecánicas.

De la figura se puede inferir que el método es válido si se cumple que la relación entre el consumo horario de combustible y la presión media efectiva es de la forma:

$$\dot{m}_f = K(p_{me} + p_{mpm}) = K p_{mi} \quad (7.20)$$

La constante K es diferente para cada régimen de giro. Si se dividen los dos miembros de la expresión (7.20) por la potencia indicada la relación anterior se transforma en:

$$g_{if} = \frac{K}{inV_T} = K' \quad (7.21)$$

Es decir, que el consumo específico indicado de combustible o bien el rendimiento indicado son constantes para un régimen de giro dado. La validez de este método está condicionada al cumplimiento de esta condición, por lo que es esencialmente válido en MEC, ya que en estos motores se regula la carga (p_{me}) modificando la cantidad de combustible inyectado,

perdiéndose el comportamiento lineal sólo a muy altas cargas, donde el rendimiento disminuye a causa de los elevados dosados de la mezcla aire-combustible.

En el caso de los MEP, el método no da resultados fiables porque al reducir la carga para un régimen de giro dado, las pérdidas de bombeo aumentan de forma considerable.

La utilización de este método implica realizar un gran número de ejecuciones y los resultados obtenidos no siempre justifican su laboriosidad. Este método sólo permite conocer las pérdidas mecánicas globales, lo cual constituye una limitación si se compara con otros métodos que permiten diferenciar cada uno de los términos de las pérdidas mecánicas, así como los elementos que las originan.

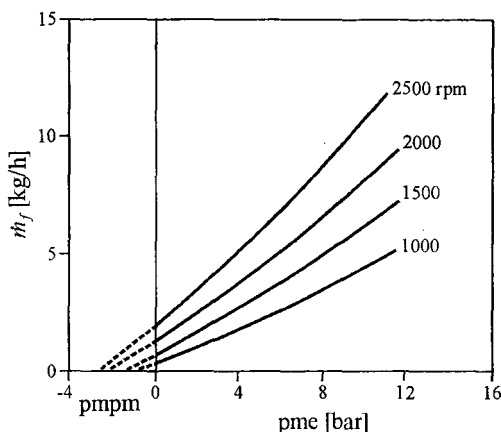


Figura 7.14 Diagrama de las rectas de Willans.

7.3.3 Método de arrastre

Este procedimiento consiste en determinar la potencia necesaria para arrastrar el motor con el suministro de combustible interrumpido o el encendido desconectado, es decir, sin proceso de combustión. El arrastre se realiza generalmente con la ayuda de un dinamómetro eléctrico reversible, que puede trabajar como motor o como freno.

La objeción más importante que se le puede hacer a este procedimiento es que al no existir combustión, la presión y temperatura en los cilindros y por tanto las cargas a las que está sometido el motor no coinciden con las que se tendría en su funcionamiento real.

Para aproximarse a las condiciones operativas del motor, los ensayos de arrastre se deben realizar inmediatamente después de haber tenido el motor en funcionamiento y utilizando acondicionadores de temperatura para mantener el estado térmico del aceite y el refrigerante.

Este método, además de determinar las pérdidas mecánicas totales, permite medir las pérdidas por cada uno de los elementos, determinando la diferencia en la potencia de arrastre al ir desmontando o desconectando sucesivamente los componentes del motor asociados a cada tipo pérdida.

La Figura 7.15 muestra un ejemplo de resultados obtenidos por el método de arrastre con un motor Diesel de 6 cilindros de 10 litros de cilindrada.

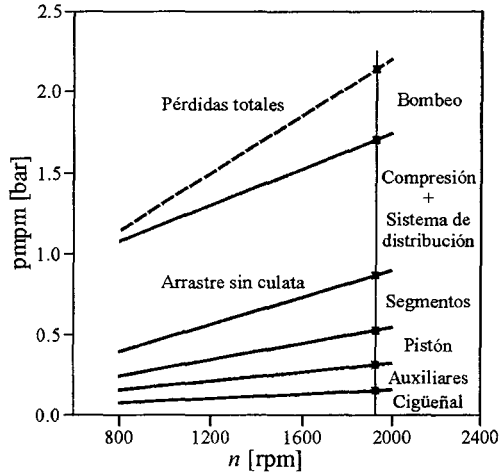


Figura 7.15 Distribución de las pérdidas mecánicas en un MEC, determinadas por el método de arrastre.

7.3.4 Método Morse

El método consiste en desconectar el encendido o interrumpir el suministro de combustible en uno de los cilindros y medir la potencia efectiva del motor en esa condición, dicha operación se repite con cada cilindro. Al eliminar la combustión en un cilindro la potencia efectiva medida corresponde a la suma entre la potencia entregada por los cilindros activos y la potencia de pérdidas originada por el cilindro arrastrado.

Por ejemplo, para un motor de tres cilindros se tiene:

- Cilindro nº 1 sin combustión:

$$N_e^{(I)} = N_e^{(2)} + N_e^{(3)} - N_{pm}^{(1)} \tag{7.22}$$

- Cilindro nº 2 sin combustión:

$$N_e^{(II)} = N_e^{(1)} + N_e^{(3)} - N_{pm}^{(2)} \tag{7.23}$$

- Cilindro nº3 sin combustión:

$$N_e^{(III)} = N_e^{(1)} + N_e^{(2)} - N_{pm}^{(3)} \tag{7.24}$$

Sumando las tres ecuaciones miembro a miembro:

$$\sum_{i=I}^{III} N_e^{(i)} = 2(N_e^{(1)} + N_e^{(2)} + N_e^{(3)}) - (N_{pm}^{(1)} + N_{pm}^{(2)} + N_{pm}^{(3)}) \tag{7.25}$$

obteniéndose entonces como resultado que:

$$\sum_{i=I}^{III} N_e^{(i)} = 2N_e - N_{pm} \tag{7.26}$$

siendo $\Sigma N_e^{(i)}$ la suma de todas las potencias medidas al eliminar la combustión en cada cilindro, N_e la potencia efectiva medida cuando todos los cilindros están activos, y N_{pm} la potencia de pérdidas mecánicas

Este método tiene similitud con el método de arrastre, pero en este caso son los cilindros activos los que arrastran a los componentes móviles del cilindro donde no se produce la combustión. Para realizar el ensayo es necesario hacer funcionar el motor con todos los cilindros hasta estabilizar la temperatura del aceite y el refrigerante, una vez conseguido se procede a desactivar un cilindro y adquirir las medidas de par y régimen de giro, para determinar la potencia entregada por el motor.

La principal objeción que puede señalarse a este método es que al desactivar un cilindro cambian algunas condiciones operativas, por ejemplo: presión en el cilindro, los fenómenos dinámicos en el colector de admisión y si el motor es turboalimentado también se altera el trabajo del grupo de sobrealimentación.

7.3.5 Método del diagrama de indicador

Este procedimiento consiste en obtener de forma simultánea el diagrama de indicador (diagrama presión-volumen) del que podemos obtener la pmi, y el par efectivo del motor para determinar la pme. La diferencia entre ambos parámetros constituye la pmpm. Durante el experimento es necesario controlar el grado de carga, régimen de giro y la temperatura del aceite y del refrigerante.

En el caso de pretender un estudio de cada uno de los conceptos que integran las pérdidas mecánicas, el método del diagrama de indicador ofrece directamente la contribución de las pérdidas de bombeo obteniéndose del área encerrada por el lazo de bombeo. La potencia absorbida por los elementos auxiliares puede determinarse o bien ensayando cada uno por separado, o bien desactivando cada uno y midiendo la potencia efectiva del motor con lo que pueden determinarse por diferencia. Finalmente las pérdidas por fricción se calculan a partir de la ecuación:

$$pmR = pmi - pme - pmb - pma \quad (7.27)$$

Este método permite medir las pérdidas con el motor en funcionamiento, siendo probablemente el más exacto cuando se utiliza la instrumentación apropiada. Dicha instrumentación consta básicamente de un captador de presión dinámica, el más extendido es el transductor piezoeléctrico, que se sitúa en contacto con el interior de la cámara de combustión y de un codificador angular, adecuadamente situado en uno de los extremos del cigüeñal (véase la Figura 7.16).

Las señales de salida de los captadores se acondicionan convenientemente para poder registrarlas con sistemas de adquisición de datos (véase el capítulo 28), y posteriormente se procesan por ordenador para transformar el diagrama presión-ángulo ($p-\alpha$) en presión volumen ($p-V$) porque éste ofrece mayor interés para este método, pues facilita el cálculo de la presión media indicada y la de bombeo.

Es de especial interés a la hora de medir la presión en el cilindro, determinar correctamente el PMS de referencia ya que una desviación de 1° podría ocasionar errores del 15% en el valor de la presión media indicada determinada a través de este método, de ahí que sea recomendable utilizar $0,1^\circ$ de resolución angular.

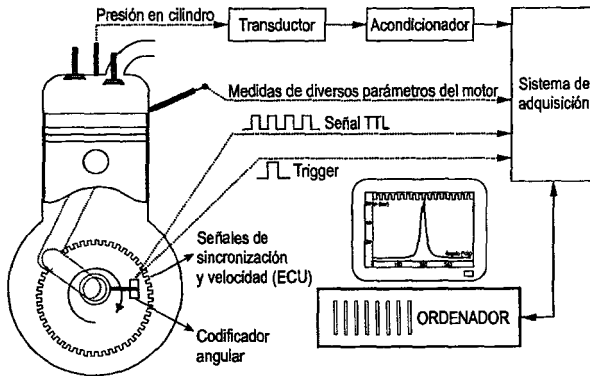


Figura 7.16 Esquema de medida del diagrama indicador.

Otro posible problema es la desviación de la presión dada por el transductor debido a su alta sensibilidad a las variaciones bruscas de temperatura que se producen durante el ciclo de trabajo del motor. También es importante referenciar correctamente el nivel de presión de la señal medida porque los transductores piezoeléctricos sólo miden presiones relativas.

Para determinar la presión media efectiva se requiere medir el par motor por lo que es necesario realizar los ensayos en un banco de pruebas capaz de controlar con precisión el punto de funcionamiento del motor (régimen de giro y carga) y que disponga de un transductor de medida de par con elevada precisión (error máximo $< \pm 0,05 \%$ de la señal medida).

7.3.6 Análisis comparativo de los diferentes procedimientos

A modo de resumen de los diferentes métodos de estimación experimental de las pérdidas mecánicas es necesario señalar que, para conseguir precisión y repetitividad con cualquiera de los métodos, se requiere mantener acotadas las condiciones de contorno asociadas al método de medida. Tal es el caso, por ejemplo, de las temperaturas del lubricante y del refrigerante, cuya variación es recomendable que no sea superior a $\pm 1 \text{ }^\circ\text{C}$, lo que sólo es posible utilizando un sistema de acondicionamiento térmico con elevada capacidad de respuesta y precisión.

La comparación directa entre diferentes métodos no es posible sin tener en cuenta las condiciones de contorno de cada método, y en algunos casos no pueden correlacionarse las medidas porque cada método conceptualmente impone condiciones muy diferentes. Tal es el caso de los procedimientos donde no hay combustión en el motor y los que se realizan con el motor en combustión, por lo que para realizar un análisis comparativo entre los diferentes métodos se tendrán en cuenta los aspectos que se relacionan a continuación:

- Tipos de pérdidas mecánicas que permite medir.
- Instrumentación necesaria para su realización.
- Fiabilidad de los resultados.
- Sencillez en su ejecución.

Método de deceleración libre

Si se emplea para determinar las pérdidas mecánicas totales, este método es sencillo de ejecutar y no requiere de instrumentación compleja, pero en muchos casos puede ser necesario realizar operaciones de montaje de un volante, lo cual entorpece su sencillez de realización. La

fiabilidad de los resultados puede ser cuestionada por el hecho de que las medidas se realizan sin combustión y las cargas sobre las piezas móviles son diferentes a las que actúan en condiciones reales de funcionamiento.

Método de las rectas de Willans

Permite determinar las pérdidas mecánicas totales. Requiere de un banco de ensayo con instrumentación precisa para medir el par, el régimen de giro y el consumo de combustible y que además garantice el control térmico de los diferentes fluidos que intervienen en el funcionamiento del motor. Tiene a su favor que las medidas se realizan en condiciones reales de funcionamiento. El fundamento en el que se basa este método lo invalida para ser aplicado en motores de encendido provocado y en motores de encendido por compresión a elevadas cargas. Su ejecución resulta laboriosa.

Método Morse

Este método también requiere un banco de ensayo con instrumentación precisa para medir par y régimen de giro, pero en este caso es necesario además un sistema que permita desactivar rápidamente y de forma independiente cada cilindro, o disponer de acceso electrónico e informático a la unidad de control del motor para modificar los parámetros de encendido o inyección de cada cilindro. Los sistemas de control térmico de los fluidos del banco de ensayo deben tener una respuesta muy rápida para evitar que se modifique la temperatura del refrigerante y el aceite al desactivar un cilindro. También este método tiene la incertidumbre de trabajar sin combustión, lo cual altera las condiciones reales de funcionamiento.

Método de arrastre

Para emplearlo se necesita una instalación compleja, requiriéndose un dinamómetro eléctrico activo capaz de actuar también como motor, o un sistema de arrastre capaz de variar el régimen de giro del motor. Su ejecución es laboriosa, pero permite medir todos los tipos de pérdidas mecánicas. También en este caso la ausencia de combustión altera la magnitud de las cargas que soportan los mecanismos del motor durante el experimento.

Método del diagrama de indicador

Este método requiere una instrumentación muy precisa pues, además del banco de ensayo con sistemas de control de las condiciones de funcionamiento, hay que instalar al menos un sensor de presión dinámica en la culata del motor y un codificador angular, y además se debe disponer de un sistema de adquisición de datos con una alta frecuencia de muestreo. Las medidas realizadas con este método son muy fiables porque se llevan a cabo en condiciones reales de funcionamiento del motor. Este es el método que estima con mayor precisión las pérdidas de bombeo, además de permitir conocer la pmi y las pérdidas mecánicas totales siempre que durante el experimento se midan el par y el régimen de giro para calcular la pme.

7.4 Resumen

En este capítulo se han clasificado las pérdidas mecánicas y se han definido los parámetros que permiten cuantificar dichas pérdidas. Se han identificado tres tipos de pérdidas mecánicas:

- Pérdidas debido a la fricción de las piezas y mecanismos del motor.
- Pérdidas de bombeo, originadas por el proceso de renovación de la carga.
- Pérdidas producidas por el accionamiento de sistemas auxiliares.

Se han especificado valores relativos de cada tipo de pérdidas, y se han mostrado resultados de experimentos que demuestran que las pérdidas por fricción son las de mayor magnitud. Para cada concepto de pérdidas mecánicas se han analizado los factores de diseño y de funcionamiento que las afectan.

También se han analizado las vías para reducir las pérdidas mecánicas. En el caso de las pérdidas por fricción se han propuesto acciones tanto para establecer los criterios de diseño constructivo de las piezas del motor como los criterios de formulación del lubricante.

Se han mencionado los fenómenos del proceso de renovación de la carga que afectan a las pérdidas de bombeo. A este respecto, se han mostrado ejemplos de la influencia de los ángulos de apertura y cierre de válvulas sobre el lazo de bombeo, y se ha descrito la evolución del ciclo Atkinson como vía de reducción de las pérdidas de bombeo.

El análisis del accionamiento de auxiliares ha llevado a concluir que el accionamiento discontinuo de algunos elementos es una vía efectiva para reducir su consumo energético.

Finalmente, se han explicado con cierto detalle los cinco métodos experimentales utilizados para medir las pérdidas mecánicas:

- Deceleración libre
- Morse
- De arrastre
- Recta de Willans
- Diagrama de indicador

Se han analizado las ventajas e inconvenientes que presenta su aplicación, así como el tipo de pérdidas que es posible medir con cada método.

El análisis comparativo de los distintos métodos permite concluir que para determinar con precisión la magnitud de las pérdidas mecánicas es necesario aplicar más de un método, porque algunos de ellos sólo permiten determinar las pérdidas mecánicas totales, mientras que otros sólo son fiables para determinar las pérdidas mecánicas producidas por un sistema o unos determinados elementos individuales del motor.

Referencias y bibliografía

Bibliografía

- Ciulli, E., A review of internal combustion engine losses. Part 1: specific studies on the motion of pistons, valves and bearing. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D - Journal of Automobile Engineering* **206**, pp. 223-236, 1992.
- Ciulli, E., A review of internal combustion engine losses. Part 2: studies for global evaluations. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D - Journal of Automobile Engineering* **207**, pp. 229-240, 1993.
- Heisleer, H., *Advanced engine technology*. SAE International, 1995.
- Heywood, J. B., *Internal combustion engine fundamentals*. McGraw-Hill, 1988.
- Jovaj, M.S., *Motores de Automóvil*. MIR, 1982.
- Muñoz, M. Payri, F., *Motores de combustión interna alternativos*. Fundación General de la UPM, 1989.
- Van Basshuysen, R.; Schäfer, F., *Internal combustion engines. Basics, components, systems and perspectives*. SAE International, 2004.
- Van Basshuysen, R., *Gasoline engine with direct injection. Processes, systems, development and potential*. Vieweg+Teubner, 2009.

Capítulo 8

Flujo en conductos de admisión y escape

A. J. Torregrosa

B. Giménez

8.1	Introducción.....	174
8.2	Origen y naturaleza del flujo.....	174
8.3	Análisis estacionarios y cuasiestacionarios.....	175
8.3.1	Flujo en orificios, válvulas y lumbreras.....	175
8.3.2	Pérdida de carga y contrapresión.....	179
8.4	Propagación adiabática de ondas en conductos.....	180
8.4.1	La aproximación lineal.....	182
8.4.2	Interacción de ondas con singularidades geométricas.....	184
8.5	Flujo no adiabático.....	191
8.5.1	Transferencia de calor en el escape.....	192
8.5.2	Influencia del campo de temperaturas sobre la propagación de ondas.....	195
8.5.3	Análisis energético del flujo de escape.....	196
8.6	Resumen.....	199
	Referencias y bibliografía.....	200

8.1 Introducción

El propósito de este capítulo es proporcionar la base fenomenológica necesaria para la exposición del proceso de renovación de la carga, que se hará en los capítulos 9 y 10 para los motores de cuatro y dos tiempos, respectivamente, y de su modelado en el capítulo 24, así como de la emisión del ruido de boca, que será abordada en el capítulo 22. Para ello, se dará una descripción semicuantitativa, con el mínimo aparato matemático, de los procesos de flujo en los sistemas de admisión y escape, con especial atención a los fenómenos no estacionarios.

Se comenzará describiendo los orígenes del flujo no estacionario en los conductos de admisión y escape (es decir, el flujo en las válvulas) y discutiendo las distintas aproximaciones posibles para su estudio. A continuación, se analizarán aquellos fenómenos que admiten una representación en términos estacionarios o cuasiestacionarios, para pasar a considerar los aspectos intrínsecamente no estacionarios relativos a la propagación de las ondas que resultan del flujo en las válvulas. Dichos aspectos se estudiarán inicialmente en el caso más simple de flujo adiabático para, seguidamente, estudiar la influencia que tiene la transmisión de calor sobre los fenómenos asociados con la propagación, con el fin de establecer las bases para el análisis, en el capítulo 11, del aprovechamiento de la energía asociada al flujo y su estado térmico.

8.2 Origen y naturaleza del flujo

El funcionamiento de un motor es claramente no estacionario; de hecho, puede hablarse de un funcionamiento cuasiperiódico. En consecuencia, los procesos de flujo que tienen lugar en los conductos de admisión y de escape de los motores tienen un carácter intrínsecamente no estacionario, cuyo origen se encuentra precisamente en el flujo inducido a través de las válvulas por los procesos de llenado y vaciado de los cilindros que, como se ha comentado antes, ocurren de forma cuasiperiódica. En la Figura 8.1 se muestran formas típicas de la evolución del gasto másico en las válvulas de admisión y de escape de un motor monocilíndrico de cuatro tiempos a un régimen de giro intermedio. En la curva correspondiente a la admisión (a) puede apreciarse, por una parte, el incremento de gasto producido por el movimiento descendente del pistón y, por otra, el reflujo que se produce entre el punto muerto inferior y el cierre de la admisión, por motivos relacionados con la definición del sistema de distribución que serán debidamente tratados en el apartado 9.5.

En la curva correspondiente al escape (b), se pueden apreciar dos picos bien definidos: el primero, correspondiente al escape espontáneo tras la apertura de la válvula, con una brusca subida del gasto (consistente con la existencia de condiciones críticas en la válvula); el segundo, correspondiente al escape inducido, que aparece como consecuencia del desalojo de los gases producido por el movimiento ascendente del pistón.

Siguiendo, para fijar ideas, con el caso de un motor monocilíndrico, se tienen entonces sendos conductos de admisión y de escape, en un extremo de los cuales existe una variación en el tiempo de los parámetros del flujo, variación que, en el caso de la admisión, corresponde a la succión de mezcla fresca hacia el interior del cilindro y, en el caso del escape, a la expulsión fuera del cilindro de los productos de la combustión. La presencia de dichas, por así decirlo, condiciones de contorno variables en el tiempo, determina el carácter intrínsecamente no estacionario del flujo resultante, debido a dos motivos básicos:

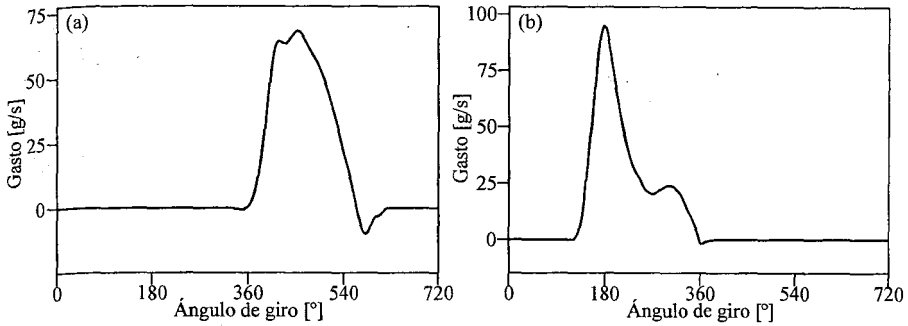


Figura 8.1 Gasto instantáneo en válvulas: (a) admisión (sentido positivo entrante al cilindro); (b) escape (sentido positivo saliente del cilindro).

- Los tiempos de excitación asociados al régimen del motor son mucho más cortos que los tiempos de relajación característicos del gas, por lo que es imposible alcanzar el estado de equilibrio y se producen descompensaciones en los flujos de masa, cantidad de movimiento y energía que, a su vez, determinan la existencia de variaciones locales de estas magnitudes en función del tiempo.
- La elevada compresibilidad de los fluidos considerados hace que estas descompensaciones locales se propaguen por el conducto a una velocidad relativamente baja, ya que la velocidad del sonido depende inversamente del coeficiente de compresibilidad del fluido. Por tanto, el flujo presentará una clara variabilidad espacial y temporal.

El resultado conjunto de estos dos factores es la propagación de ondas de presión por los conductos de admisión y escape, que constituyen la firma identificativa del flujo compresible no estacionario.

Ahora bien, en algunos casos es posible describir un fenómeno no estacionario en términos de flujo estacionario. Estos casos se tratarán en la sección 8.3, dejando para la sección 8.4 el análisis de los aspectos no estacionarios del flujo.

8.3 Análisis estacionarios y cuasiestacionarios

Como se acaba de comentar, no siempre es necesario considerar con todo rigor el carácter no estacionario del flujo. En particular, los fenómenos de flujo asociados con singularidades (es decir, con elementos de un tamaño característico pequeño en relación con las longitudes características en que se manifiesta la evolución temporal del flujo) admiten una descripción cuasiestacionaria, esto es, es posible suponer que la respuesta de la singularidad es, en todo momento, la que tendría en flujo compresible estacionario para las condiciones instantáneas del flujo en los conductos adyacentes. Además, bajo ciertas condiciones de funcionamiento del motor, el flujo admite una representación suficientemente aproximada en términos de un flujo incompresible estacionario. Estas dos aproximaciones se discuten en los siguientes apartados.

8.3.1 Flujo en orificios, válvulas y lumbreras

Considérese, para fijar ideas, un orificio tal como el mostrado en la Figura 8.2, donde se ha representado una imagen cualitativa de las características del flujo estacionario.

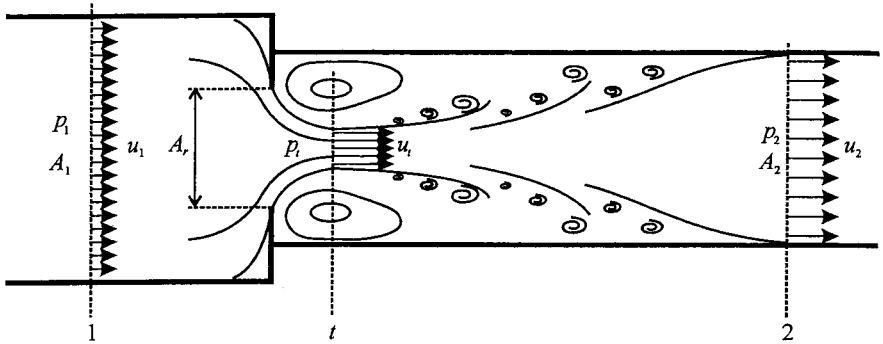


Figura 8.2 Un ejemplo de singularidad: orificio en un conducto.

Considerando únicamente la propia singularidad, es claro que sus dimensiones son pequeñas por comparación a las escalas del problema, por lo que en principio será posible despreciar el término no estacionario en las ecuaciones del flujo. Ahora bien, no es menos cierto que, incluso suponiendo que el flujo es estacionario, su estructura en las proximidades de la singularidad es de una complejidad extraordinaria. Como puede apreciarse en la Figura 8.2, en la sección 1 el flujo se encuentra totalmente desarrollado, pero inmediatamente aguas arriba de la singularidad las trayectorias del flujo sufren una deformación que se traduce, al paso por la singularidad, en el bien conocido fenómeno de la contracción de vena. Así, la sección mínima del paso del flujo no coincide con la menor sección de paso geométrica A_1 , sino que se alcanza aguas abajo de la misma, en la sección t . Esta sección define una garganta efectiva para el flujo, que aguas abajo de la misma tiende a volver a ocupar toda la sección geométrica disponible, hasta volver a encontrarse totalmente desarrollado en la sección 2. Alrededor de la sección t , en la zona exterior a la vena contracta, aparecen vórtices anclados a la singularidad, cuyo movimiento de giro es alimentado por la energía cinética de la corriente principal, dando lugar a las correspondientes pérdidas. Asimismo, entre las secciones t y 2 el movimiento del flujo principal hacia las paredes del conducto da lugar a la aparición de vórtices secundarios debidos a los gradientes radiales de velocidad.

Por supuesto, para dar cuenta de toda esta complejidad la única alternativa a un cálculo de flujo detallado (que tampoco está exento de incertidumbres, por otra parte) es la caracterización experimental del comportamiento de la singularidad. La configuración descrita en la Figura 8.2 no se presta bien a dicha caracterización, por lo que es habitual emplear dispositivos como el banco de flujo que se muestra en la Figura 8.3, en que es posible controlar las condiciones de parada aguas arriba y aguas abajo de la singularidad. Mediante dichas condiciones se puede determinar el gasto másico \dot{m}_s que atravesaría la singularidad en condiciones ideales (típicamente, suponiendo evolución isentrópica), y compararlo con el gasto real \dot{m} que la atraviesa, determinado por un caudalímetro tal como se muestra en la figura. Se define entonces el coeficiente de descarga de la singularidad como el cociente entre el gasto real medido y el gasto ideal supuesto:

$$C_D = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_s} \quad (8.1)$$

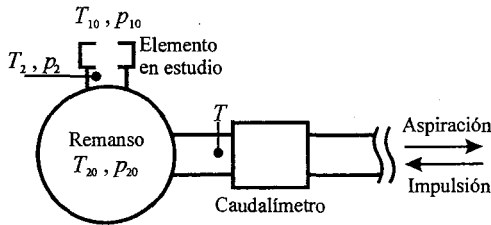


Figura 8.3 Esquema de un banco de flujo estacionario para caracterización de elementos.

Para profundizar más en esta definición, considérese la determinación del gasto ideal. A partir de la ecuación de conservación de la energía para flujo isentrópico, se obtiene para el gasto la expresión $\dot{m}_s = \rho A_r u = \rho A_r \sqrt{2(h_{10} - h_2)}$ donde, como es habitual, el subíndice 0 hace referencia a condiciones de parada. Suponiendo comportamiento ideal para el gas puede entonces expresarse el gasto en términos de las condiciones de parada aguas arriba y del salto de presiones a través de la singularidad como

$$\dot{m}_s = A_r \frac{\gamma P_{10}}{\sqrt{\gamma R T_{10}}} \left[\frac{P_2}{P_{10}} \right]^{1/\gamma} \sqrt{\frac{2}{\gamma - 1} \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_{10}} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \right]} \quad (8.2)$$

Alternativamente, la ecuación (8.2) puede obtenerse, como se indica en [1], partiendo del carácter adimensional de la cantidad $\dot{m}_s \sqrt{\gamma R T_{10}} / (A_r P_{10})$. Recordando las expresiones para la temperatura y la presión de parada en función del número de Mach $M = u/a$, donde a es la velocidad del sonido, se obtiene

$$\frac{\dot{m}_s \sqrt{\gamma R T_{10}}}{A_r P_{10}} = \gamma M \left[1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2 \right]^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \quad (8.3)$$

Volviendo a hacer uso de la expresión de la presión de parada en función del número de Mach puede expresarse M en términos de presiones, resultando de nuevo la ecuación (8.2).

La expresión correspondiente al gasto real sería la misma, con la salvedad de que, en vez de la sección geométrica mínima, habría que considerar una sección efectiva A_r , asociada con la contracción de vena observada en la Figura 8.2. Por consiguiente, el coeficiente de descarga puede a su vez escribirse como el cociente entre estas dos secciones:

$$C_D = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_s} = \frac{A_r}{A_r} \quad (8.4)$$

De esta forma, el coeficiente de descarga proporciona una medida de la permeabilidad del elemento en estudio. No debe olvidarse, en cualquier caso, que la definición de C_D incluye un cierto grado de arbitrariedad, que se manifiesta en la elección de la sección de referencia. Así, aunque en el caso de la Figura 8.2 resulte natural elegir la sección geométrica mínima, tal como expresa la ecuación (8.4), hubiera sido igualmente legítimo elegir cualquiera de las secciones del problema. Es esencial, por lo tanto, aplicar consistentemente la definición que se haya adoptado y, en el caso de que se comparen datos provenientes de distintas fuentes, cerciorarse de su compatibilidad.

Al ser el coeficiente de descarga una magnitud adimensional, debe poder expresarse en función de números adimensionales, y de hecho depende del número de Reynolds y de la relación de presiones p_2/p_{10} . Esta última dependencia da una medida de la desviación en el comportamiento del gas respecto del comportamiento ideal supuesto, ya que esta relación de presiones ya aparece explícitamente en la expresión del gasto.

Aunque hasta el momento se ha hecho referencia únicamente al flujo en orificios, el concepto de coeficiente de descarga es perfectamente aplicable al caso de las válvulas o las lumbreras de los motores, con la particularidad de que no sólo varían con el tiempo las condiciones del flujo, sino la propia geometría. Como se ha comentado en el apartado 8.2, el responsable del carácter no estacionario del flujo en su conjunto es precisamente el flujo a través de válvulas y lumbreras, por lo que se da aquí la aparente paradoja de que el origen de dicho carácter sí que admita, con muy buena aproximación, una descripción cuasiestacionaria.

La variación temporal de la geometría se caracteriza mediante un parámetro adimensional que suele ser, en el caso de las lumbreras, el cociente entre el área geométrica abierta para cada posición del pistón y el área total de la lumbrera y, en el caso de las válvulas, el cociente entre el levantamiento y el diámetro de la válvula. Respecto del área a utilizar para la definición del coeficiente de descarga, existen distintas opciones. La variación de área en una lumbrera no implica un cambio importante en la geometría del orificio, que siempre es esencialmente rectangular, y el área geométrica de paso está bien definida, por lo que resulta una referencia natural. Sin embargo, la geometría de las válvulas es considerablemente más compleja y su variación en el tiempo también, y la definición de la sección de paso no es tan evidente. Una opción simple es la llamada área de cortina, $\pi D_v L_v$, donde L_v y D_v son, respectivamente, el levantamiento y el diámetro de la válvula. También es posible utilizar como área de referencia el área del asiento $\pi D_v^2/4$. Puede ser instructivo comparar ambas definiciones, tal como se hace en la Figura 8.4, donde ambas se representan en función del cociente L_v/D_v para el caso de una válvula de admisión con sentido de flujo entrante al cilindro. Como puede apreciarse, la información proporcionada por ambas definiciones no es la misma: cuando se emplea el área de cortina, se aprecia un cambio claro en la tendencia, con un crecimiento inicial hasta alcanzar un máximo y posteriormente decrecer casi linealmente al aumentar el levantamiento. Este cambio de tendencia se asocia al cambio de régimen de flujo, que a bajos levantamientos está caracterizado por el contacto entre el gas y las superficies de la válvula y el asiento, mientras que a altos levantamientos se asemeja más a un chorro libre [1]. Este último aspecto queda mejor reflejado, por su parte, en el comportamiento asintótico observado al emplear el área de asiento como referencia.

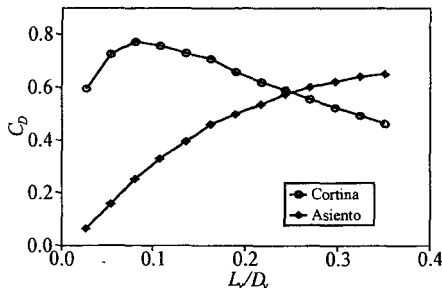


Figura 8.4 Comparación de coeficientes de descarga de una válvula.

8.3.2 Pérdida de carga y contrapresión

El otro caso en que no es preciso considerar el carácter no estacionario del flujo no está relacionado con el tamaño relativo de los elementos, sino con determinadas condiciones de funcionamiento del motor. Si se considera el comportamiento del motor a plena carga, es evidente que al crecer el régimen de giro, el gasto trasegado crece y, en consecuencia, crece también la velocidad media del flujo. Sin embargo, las fluctuaciones no estacionarias, cuya magnitud depende esencialmente del salto de presiones a través de la válvula, se van haciendo menores. Como ejemplo, en la Figura 8.5 se muestra la evolución temporal de la velocidad en el extremo del sistema de escape de un motor de cuatro cilindros y 2 l de cilindrada total. Como puede verse, a bajo régimen las fluctuaciones de velocidad son del mismo orden que la velocidad media, por lo que incluso se dan reflujos desde el exterior al conducto. Sin embargo, al crecer el régimen se aprecia la tendencia indicada, y para regímenes muy altos la fluctuación de velocidad prácticamente no llega al 1% del valor medio. Es claro pues que, en estas condiciones, es lícito considerar que el flujo en el sistema de escape es aproximadamente estacionario aguas debajo de la unión del colector, con tanta mejor aproximación cuanto mayor sea el régimen de giro.

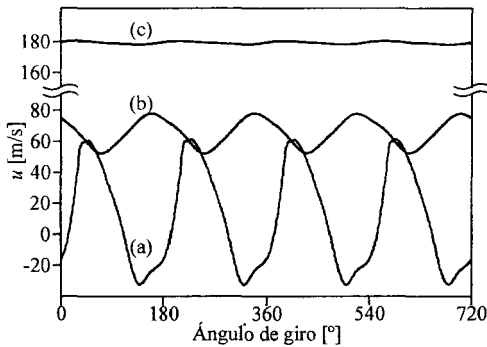


Figura 8.5 Velocidad en el extremo del sistema de escape de un motor de cuatro cilindros: (a) 1000 rpm, (b) 3000 rpm, (c) 6000 rpm.

Considerando las condiciones de funcionamiento en que es válida la aproximación estacionaria, una estimación optimista del número de Mach a lo largo del sistema de escape proporciona valores que nunca superan 0,3, por lo que, además de estacionario, el flujo puede considerarse incompresible. Ello implica la posibilidad de valorar el flujo en el escape en su conjunto a través de la pérdida de carga producida por el mismo. Habitualmente se hace referencia a esta pérdida de carga como contrapresión de escape, ya que es la presión contra la que tiene que trabajar el motor para vaciar los cilindros. De hecho, este concepto estacionario de contrapresión explica cualitativamente la tendencia observada en la Figura 8.5: al crecer el régimen, aumenta la pérdida de carga y, por tanto, disminuye el salto de presiones a través de las válvulas, por lo que la amplitud de las fluctuaciones no estacionarias debe también disminuir a su vez.

La contrapresión de escape es, de hecho, el parámetro que habitualmente se emplea para establecer los requerimientos de un sistema de escape desde el punto de vista de su influencia sobre las prestaciones del motor. Para determinar la máxima contrapresión admisible, se dis-

pone una válvula aguas abajo de la unión del colector, y se mide la presión aguas arriba de la válvula. Ésta se cierra progresivamente, estrangulando al motor hasta que el par entregado alcanza el valor prescrito al régimen de potencia máxima con un consumo (que se incrementa al aumentar el trabajo de bombeo) y una temperatura de escape admisibles.

El concepto de coeficiente de descarga, que tan útil resulta para caracterizar el comportamiento cuasiestacionario de distintas singularidades, no es el más adecuado para cuantificar la contribución a la contrapresión de los distintos elementos del sistema de escape (dispositivos de postratamiento, silenciadores, etc.) y de los conductos que los unen. Resulta preferible en este caso el empleo de un coeficiente de pérdida de carga, definido como

$$K = \frac{\Delta p_0}{\rho u^2 / 2} \quad (8.5)$$

donde Δp_0 es la caída de presión de parada, y u una velocidad de referencia. Por tanto, el valor de K depende de cuál sea la sección respecto de cuya energía cinética esté definido. En consecuencia, el coeficiente K de un sistema complejo no puede obtenerse simplemente sumando los coeficientes de sus distintos componentes, sino que éstos deben referirse a una misma velocidad; en otras palabras, deben sumarse las pérdidas de carga, no los coeficientes.

Para hallar la relación entre el coeficiente de descarga y el coeficiente de pérdida de carga, considérese el caso de un orificio. En el límite de flujo incompresible, la ecuación (8.2) se reduce a

$$\dot{m} = A_r \sqrt{2\rho_{10}(p_{10} - p_2)} \quad (8.6)$$

Por su parte, si se define K con respecto a la energía cinética en la sección con área A_r , la ecuación (8.5) conduce a

$$\dot{m} = A_r \frac{\sqrt{2\rho_{10}(p_{10} - p_2)}}{\sqrt{1 + K(A_2/A_r)^2}} \quad (8.7)$$

Igualando, se obtiene inmediatamente que

$$C_D = \frac{A_r}{A_r} = \frac{1}{\sqrt{1 + K(A_2/A_r)^2}} \quad (8.8)$$

Como es de esperar, un coeficiente de pérdida de carga $K=0$ conduce a $C_D=1$, y conforme crece K el coeficiente de descarga se hace progresivamente más pequeño.

8.4 Propagación adiabática de ondas en conductos

Los procesos de propagación de ondas en conductos pueden ser extremadamente complejos, sobre todo si intentamos realizar una descripción detallada teniendo en cuenta las condiciones reales del flujo en el motor. Por consiguiente, el análisis presentado se limitará aquí a la consideración del caso de flujo más sencillo que, cualitativamente, pueda ser capaz de dar cuenta de todos los fenómenos de interés. Dicho caso corresponde a la propagación isentrópica de una onda simple unidimensional, es decir, la propagación adiabática y sin fricción que

tendría lugar en un conducto de sección constante, infinitamente largo y con el fluido inicialmente en reposo.

Como se ha dicho antes, la propagación de la onda no es sino una propagación de descompensaciones de masa, cantidad de movimiento y energía. Con los supuestos anteriormente indicados, el campo de flujo resultante queda completamente descrito por la presión y la velocidad local asociadas con el paso de la perturbación, ya que basta resolver las ecuaciones de continuidad y de la cantidad de movimiento, cuyas expresiones se dan en el apartado 24.3.3. Earnshaw [2] fue el primero en obtener, suponiendo que el fluido es un gas ideal, una solución de dichas ecuaciones para el caso que nos ocupa, y que da la relación entre la velocidad u con que las partículas de fluido se desplazan de sus posiciones y la presión:

$$u = \frac{2a_0}{\gamma - 1} \left[\left(\frac{p}{p_0} \right)^{(\gamma-1)/2\gamma} - 1 \right] \quad (8.9)$$

donde a_0 y p_0 son la velocidad del sonido y la presión en el medio sin perturbar, p es la presión asociada con el paso de la onda, y γ es el coeficiente adiabático. Obsérvese que el signo de la velocidad inducida en las partículas de fluido depende del valor de la presión:

- En el caso de una onda de compresión, $p > p_0$, con lo que el término entre corchetes es positivo y por tanto las partículas se desplazan en el mismo sentido de propagación de la onda.
- Para una onda de rarefacción se tiene $p < p_0$, con lo que el signo ahora es negativo, indicando que la velocidad de las partículas tiene sentido contrario a la de propagación.

Puede pues decirse que una onda de compresión empuja a las partículas a su paso, mientras que una onda de rarefacción las succiona. Se hará uso frecuente de estas ideas en el apartado siguiente.

Por otra parte, la relación expresada por la ecuación de Earnshaw (8.9) entre la presión y la velocidad implica que, para valores considerables de la presión, la velocidad correspondiente también tendrá un valor considerable. Este hecho tiene una influencia directa sobre la propagación de las perturbaciones, ya que su velocidad C de propagación viene dada por la suma de la velocidad local del sonido a y la velocidad de las partículas u . Dado que la velocidad del sonido para un gas ideal viene dada por

$$a = \sqrt{\gamma p / \rho} \quad (8.10)$$

es posible probar que, para evolución isentrópica, se tiene

$$a/a_0 = \left(\frac{p}{p_0} \right)^{(\gamma-1)/2\gamma} \quad (8.11)$$

por lo que la velocidad de propagación resulta

$$C = a + u = \frac{2a_0}{\gamma - 1} \left[\frac{\gamma + 1}{2} \left(\frac{p}{p_0} \right)^{(\gamma-1)/2\gamma} - 1 \right] \quad (8.12)$$

La ecuación (8.12) implica que las partes de la onda con una mayor presión asociada se desplazan más deprisa que las que tienen menor presión. En el caso de una onda de compresión, el efecto producido se puede apreciar en la Figura 8.6(a), donde se ha representado la evolución temporal de la presión en tres puntos de un conducto de longitud infinita.

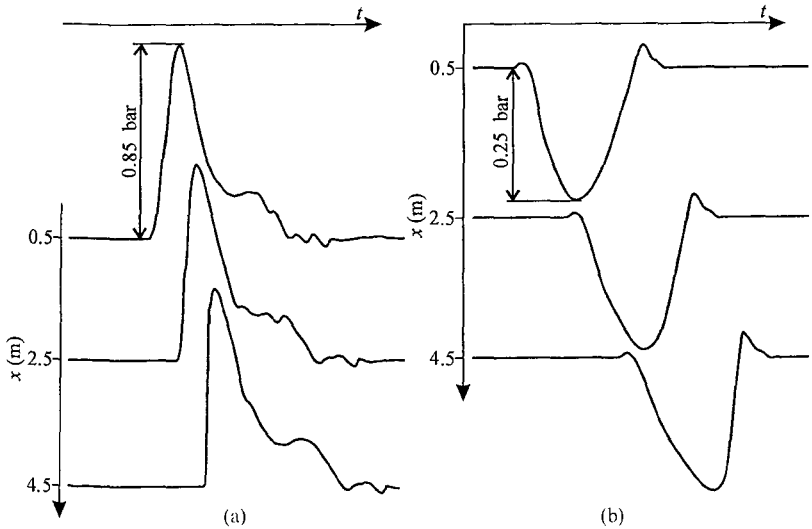


Figura 8.6 Propagación de una onda de compresión (a) y una onda de rarefacción (b).

El pulso de presión mostrado es el que aparece en el conducto cuando el gasto en el extremo es el mostrado en la Figura 8.1. Puede apreciarse cómo se distorsiona la forma de la onda. En el límite, la cresta tiende a rebasar a la cabeza de la onda, produciéndose en tal caso una onda de choque. Este fenómeno, altamente disipativo, no suele tener lugar en los colectores de los motores, al menos en forma muy pronunciada, dada la relativamente corta longitud de los conductos.

El efecto en el caso de una onda de rarefacción es el contrario, como se aprecia en la Figura 8.3(b). Ahora, el valle es el que queda retrasado frente a la cabeza y la cola de la onda, y pese a que la amplitud es menor en este caso se produce asimismo una notable distorsión de la onda, aunque en este caso sin el desarrollo de una onda de choque. Ambos efectos ponen de manifiesto el carácter no lineal de la propagación.

8.4.1 La aproximación lineal

Hasta este punto, se han considerado únicamente los fenómenos de propagación en conductos de longitud infinita, lo que ha permitido restringir el análisis al caso sencillo de las ondas simples. En la realidad, sin embargo, las ondas de presión interaccionan con distintas singularidades que encuentran a su paso, dando lugar a la existencia de flujos complejos debidos a la superposición de los distintos trenes de ondas que viajan en sentidos opuestos. Por ahora, se supondrá que existe una tal superposición de ondas, dejando para el apartado 8.4.2 el estudio de los procesos por los cuales se originan esas ondas secundarias.

Un análisis detallado de los fenómenos mencionados conduciría al desarrollo del método de las características (una introducción elemental puede encontrarse en [1]). Sin embargo, para los propósitos del estudio presentado en el apartado 8.4.2 es suficiente una aproximación que proporcione información acerca de cómo se produce la interacción entre ondas y cuáles son las características generales del flujo resultante, y que permita justificar la aparición de las ondas

secundarias. Esta aproximación, llamada generalmente teoría acústica, se basa en la linealización de las relaciones entre la presión y la velocidad de las partículas, y resulta una aproximación válida siempre que la amplitud de las perturbaciones sea pequeña. No es éste, ciertamente, el caso general de los sistemas de admisión y, sobre todo, de escape, en particular en el colector, pero los resultados que se obtengan serán cualitativamente válidos para ambos sistemas en su conjunto [3].

Se comienza expresando la presión como la suma de la presión del medio sin perturbar y una cierta componente fluctuante, lo que se hará mediante la sustitución $p \rightarrow p_0 + p$ en las ecuaciones (8.9) y (8.12), por lo que en lo que sigue p designará a la componente fluctuante. Aunque es posible suponer una cierta velocidad media, por simplicidad se asumirá que el medio se encuentra en reposo, por lo que u representará directamente una fluctuación de velocidad. De esta manera, la ecuación (8.9) queda, para el caso de una onda que se propaga en sentido positivo (a lo que hace referencia el superíndice +)

$$u^+ = \frac{2a_0}{\gamma - 1} \left[(1 + p^+/p_0)^{(\gamma-1)/2\gamma} - 1 \right] \quad (8.13)$$

y si se considera que p^+ es pequeña frente a p_0 , se puede poner

$$u^+ \approx \frac{2a_0}{\gamma - 1} \left[\left(1 + \frac{\gamma - 1}{2\gamma} \frac{p^+}{p_0} \right) - 1 \right] = \frac{1}{\rho_0 a_0} p^+ \quad (8.14)$$

donde se ha hecho uso de la ecuación (8.10) aplicada al medio sin perturbar. Respecto de la velocidad de propagación C de la onda, aplicando el mismo procedimiento a la ecuación (8.12) se obtiene, tras algunas manipulaciones,

$$C \approx a_0 \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2\gamma} \frac{p^+}{p_0} \right) \approx a_0 \quad (8.15)$$

ya que el segundo sumando en el paréntesis es despreciable frente a la unidad, al haberse supuesto $p^+ \ll p_0$ y cumplirse además que $(\gamma - 1)/2\gamma < 1$. Así, la velocidad de propagación, en esta aproximación, resulta simplemente la del medio sin perturbar y, al ser independiente de la presión, la onda se propaga sin distorsión. Procediendo análogamente, para una onda propagándose en sentido negativo se tiene finalmente

$$u^- \approx -\frac{1}{\rho_0 a_0} p^- \quad (8.16)$$

donde el superíndice - hace referencia a la propagación en sentido negativo. La velocidad de propagación es a_0 de nuevo.

Es evidente que, en términos de velocidades, el resultado de la superposición es simplemente la suma de las correspondientes a las dos ondas, tanto en el caso no lineal como en el caso lineal. En esta última aproximación puede además escribirse, en virtud de las ecuaciones (8.14) y (8.16):

$$u = u^+ + u^- = \frac{1}{\rho_0 a_0} (p^+ - p^-) \quad (8.17)$$

En términos de presiones, la presión resultante es directamente la suma de las correspondientes a las dos ondas sólo en la aproximación lineal, teniéndose:

$$p = p^+ + p^- \quad (8.18)$$

Mediante esta representación simple, es posible ahora analizar los procesos que tienen lugar en algunas singularidades de interés.

8.4.2 Interacción de ondas con singularidades geométricas

Como se ha comentado antes, el hecho de que se originen ondas secundarias en un conducto y la subsiguiente superposición entre distintas ondas es consecuencia de la interacción de las ondas con distintas singularidades o, en términos más generales, con cualquier no uniformidad presente en el conducto de propagación.

La condición de extremo de conducto de más sencilla formulación es la que corresponde a un extremo cerrado, presente en los conductos de admisión y escape durante el período en que las válvulas están cerradas, y asimismo en ciertas tipologías de silenciadores. En este caso, la condición que ha de cumplirse es obviamente que la velocidad sea nula en el extremo (que se supone perfectamente rígido), lo que conduce, en virtud de la ecuación (8.17), a

$$p^- = p^+ \quad (8.19)$$

es decir, que el extremo cerrado refleja una onda del mismo signo que la incidente, con lo que la amplitud de la presión en el extremo resulta ser, como se obtiene inmediatamente de la ecuación (8.18), el doble de la correspondiente a la onda incidente sobre el extremo. Una construcción gráfica del proceso de reflexión cuando la onda incidente es una onda de compresión se muestra en la Figura 8.7(a), donde se aprecia que el resultado final es equivalente a suponer la existencia de una onda imagen igual a la incidente, pero que se mueve en sentido contrario.

Considérese ahora el caso del extremo abierto, que es una singularidad que necesariamente se encuentra en los sistemas de admisión y escape, en las bocas de los mismos. En primera aproximación, esta condición se puede representar considerando que la presión en el extremo abierto del conducto debe ser constante e igual a la presión exterior. Esto se traduce en que la fluctuación de presión p en el extremo debe anularse, lo que conduce a la condición

$$p^- = -p^+ \quad (8.20)$$

Es decir, un extremo abierto refleja una perturbación de igual amplitud pero de signo contrario a la incidente sobre el mismo. La correspondiente construcción gráfica del proceso de reflexión, cuando la onda incidente es una onda de compresión, se muestra en la Figura 8.7(b), apreciándose cómo dicha perturbación incidente es reflejada como una onda de rarefacción que se propaga aguas arriba. De nuevo es válida la interpretación en términos de una onda imagen, si bien ahora de signo inverso.

Es interesante hacer notar que la fluctuación de velocidad en el extremo abierto puede tener una amplitud considerable, ya que se potencian los efectos de la onda de compresión incidente y la onda de rarefacción reflejada, al tener el mismo sentido las velocidades asociadas a ambas ondas. En efecto, sin más que sustituir la condición de reflexión (8.20) en la ecuación (8.17) se obtiene

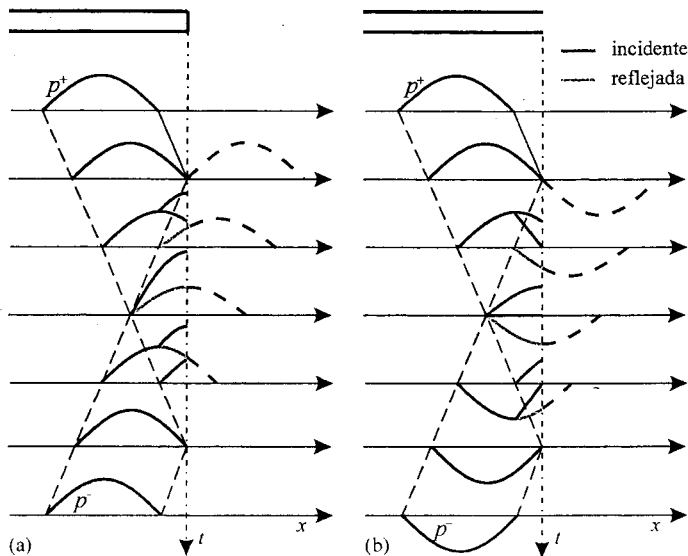


Figura 8.7 Reflexión de ondas por extremos: (a) cerrado; (b) abierto.

$$u = \frac{1}{\rho_0 a_0} (p^+ - p^-) = \frac{2p^+}{\rho_0 a_0} \quad (8.21)$$

Ahora bien, este resultado indica que el gas exterior al extremo abierto se ve sometido a una excitación fluctuante de naturaleza similar (si bien de menor amplitud) a la que se produce en las válvulas, con lo que debe originarse una onda de presión que se propagará en el medio exterior al conducto (de hecho, ésta es la causa de la emisión de ruido por las bocas de los colectores de admisión y escape, que se tratará en mayor detalle en el apartado 22.2.2). En consecuencia, resulta claro que la ecuación (8.20) sólo es válida como primera aproximación ya que, de cumplirse estrictamente, la emisión de la onda exterior no sería energéticamente viable. A este respecto, se puede probar teóricamente, y se ha verificado experimentalmente, que la onda reflejada tiene una amplitud ligeramente menor que la incidente [4].

Un tercer tipo de singularidad de gran importancia en los sistemas de admisión y escape lo constituyen los cambios bruscos de sección del conducto. En estos casos, no existe únicamente reflexión, como en los anteriores (recuérdese la salvedad hecha respecto al extremo abierto), sino que también existe transmisión aguas abajo de la singularidad. Para determinar la naturaleza del proceso de reflexión y las magnitudes de las ondas reflejada y transmitida, basta plantear las condiciones que expresan la conservación de la masa y la energía en la singularidad, tal como se describe a continuación.

Considérese un cambio brusco de sección, y denótese por 1 a la sección inmediatamente aguas arriba del mismo, y por 2 a la sección inmediatamente aguas abajo. Teniendo en cuenta que el propio cambio de sección carece de dimensiones y, por tanto, tendrá un comportamiento cuasiestacionario, y admitiendo que la densidad no sufre ninguna variación debida al cam-

bio de área (lo que es consistente con la hipótesis de que las fluctuaciones de velocidad son pequeñas), se puede escribir la ecuación de continuidad como

$$A_1 u_1 = A_2 u_2 \quad (8.22)$$

Por otra parte, puede probarse [4] que, en la aproximación lineal, la densidad de flujo de energía asociada al paso de una onda viene dada por el producto pu y, por tanto, de acuerdo con el carácter cuasiestacionario del flujo y suponiendo por simplicidad que no hay pérdidas, el flujo de energía debe ser el mismo a ambos lados del cambio de sección, con lo que

$$A_1 p_1 u_1 = A_2 p_2 u_2 \quad (8.23)$$

que, teniendo en cuenta la ecuación (8.22), se reduce a la igualdad

$$p_1 = p_2 \quad (8.24)$$

Haciendo ahora uso de las ecuaciones (8.17) y (8.18), las ecuaciones (8.22) y (8.24) pueden escribirse en términos de componentes incidentes, reflejadas y transmitidas, obteniéndose las expresiones

$$\begin{aligned} A_1(p_1^+ - p_1^-) &= A_2 p_2^+ \\ p_1^+ + p_1^- &= p_2^+ \end{aligned} \quad (8.25)$$

Obsérvese que se ha supuesto que no hay reflexiones adicionales pasada la singularidad, de forma que $p_2^- = 0$. Resolviendo simultáneamente las ecuaciones (8.25) se obtienen las amplitudes de las ondas reflejada y transmitida en función de la amplitud de la onda incidente; introduciendo la relación de áreas $\sigma = A_2/A_1$ se tiene:

$$\begin{aligned} p_1^- &= \frac{1-\sigma}{1+\sigma} p_1^+ \\ p_2^+ &= \frac{2}{1+\sigma} p_1^+ \end{aligned} \quad (8.26)$$

Considérese primero el caso de un ensanchamiento brusco, esto es, $\sigma > 1$. En tal caso, se observa que tanto la onda reflejada como la transmitida tienen menor amplitud, en valor absoluto, que la onda incidente, pero la onda reflejada tiene signo opuesto. Es por ello que se dice que un ensanchamiento brusco refleja como un extremo parcialmente abierto, por analogía con el signo hallado en la ecuación (8.20).

Por el contrario, en el caso de un estrechamiento brusco se tiene $\sigma < 1$ y, por consiguiente, tanto la onda reflejada como la transmitida tienen el mismo signo que la incidente. De las ecuaciones (8.26) puede apreciarse además que la onda transmitida es de mayor amplitud que la incidente, y la reflejada es de menor amplitud. La representación gráfica del proceso de reflexión y transmisión en cambios de área se muestra en la Figura 8.8, donde pueden apreciarse, de forma cualitativa, los aspectos que se acaba de comentar.

Otro tipo de singularidad que, salvo excepciones, aparece siempre en los sistemas de admisión y escape de los motores policilíndricos, es la unión entre conductos, ya sea directa (uniones en Y o en T), ya sea a través de un depósito (*plenum*). El flujo en las uniones puede ser extraordinariamente complejo; de hecho, se presentan a menudo fenómenos de flujo tridimensional y efectos de direccionalidad.

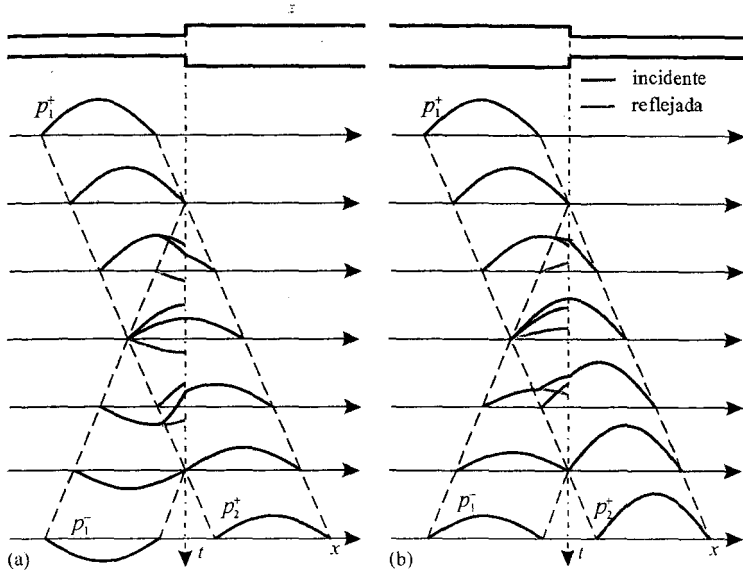


Figura 8.8 Reflexión y transmisión de ondas por cambios de sección: (a) ensanchamiento brusco; (b) estrechamiento brusco.

Puesto que aquí se trata únicamente de proporcionar una primera indicación de cuál es el efecto de una unión entre conductos sobre la propagación de ondas, en lo que sigue se supondrá que el flujo en los conductos que desembocan en la unión es unidimensional y lineal, y que la unión misma consiste básicamente en un recinto definido únicamente por su volumen y en el que la presión puede suponerse uniforme (el alcance de esta última hipótesis se discutirá a la luz de la solución obtenida).

Supóngase, para simplificar, que se tiene una unión con un conducto de entrada 1, y dos conductos de salida, 2 y 3, tal como se muestra en la Figura 8.9(a). Para reproducir una situación característica de la unión de un colector, se ha tomado el área de uno de los conductos de salida igual al área del conducto de entrada (puede suponerse que ambos comunican a la unión con sendos cilindros), mientras que el otro conducto de salida tiene una sección mayor (típicamente, igual a la suma de las áreas de los conductos de entrada).

Con las hipótesis planteadas antes, y dado que se supone que la presión es uniforme en la unión, es razonable admitir que debe tomar el mismo valor en el extremo de todos los conductos, es decir,

$$P_1 = P_2 = P_3 = P_d \tag{8.27}$$

donde el subíndice d hace referencia a las condiciones en el interior de la unión. Por otra parte, dado que se está suponiendo que la unión tiene un cierto volumen finito V , la conservación de la masa ha de escribirse como

$$V \frac{dP_d}{dt} = \rho_0 A_1 u_1 - \rho_0 A_2 u_2 - \rho_0 A_3 u_3 \tag{8.28}$$

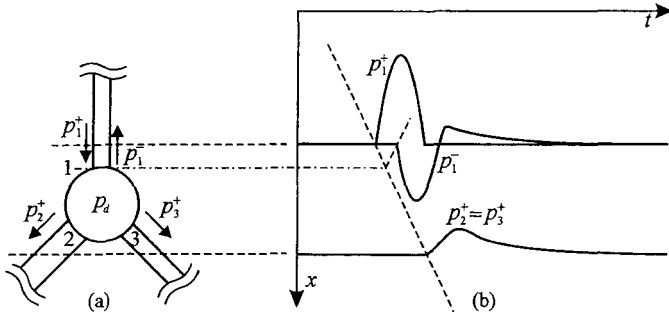


Figura 8.9 Unión de conductos: (a) esquema; (b) reflexión y transmisión de ondas.

Como en el caso de los cambios de área, se ha supuesto que la densidad no se ve afectada por la presencia de la unión. Tomando, como se indica en la Figura 8.9(a), $A_3 = A_1$, y teniendo en cuenta la relación entre presión y densidad para una evolución isentrópica, la ecuación (8.28) conduce a

$$A_1(u_1 - u_3) - A_2u_2 = -\frac{V}{\rho_0 a_0^2} \frac{dp_d}{dt} \quad (8.29)$$

Para poder aplicar las ecuaciones (8.27) y (8.28) al análisis del efecto de la unión se supondrá, como en el caso de los cambios de área, que no se producen reflexiones aguas abajo de la propia unión de forma que, haciendo uso de las ecuaciones (8.17) y (8.18), se obtiene

$$p_1^+ + p_1^- = p_2^+ = p_3^+ = p_d \quad (8.30)$$

$$(p_1^+ - p_1^-) - \left(1 + \frac{A_2}{A_1}\right)p_2^+ = \frac{1}{A_1} \frac{V}{a_0} \frac{dp_2^+}{dt} \quad (8.31)$$

Resolviendo este sistema de ecuaciones se obtienen las ondas reflejada (p_1^-) y transmitidas ($p_2^+ = p_3^+$) en función de la variación temporal de la onda incidente. En la Figura 8.9(b) se muestra un ejemplo de la evolución temporal de las componentes de la presión en los puntos 1 y 2. Obsérvese que los resultados recuerdan cualitativamente a los obtenidos para un ensanchamiento brusco, pero aparecen diferencias significativas relativas a la consideración de un volumen finito para la unión. En efecto, dicha consideración introduce un ingrediente no estacionario en el problema, que se manifiesta sobre todo en la mayor duración de las ondas resultantes, y particularmente en el cambio de signo que se observa en la onda reflejada, que inicialmente es de rarefacción pero al final es una onda de compresión. Para discutir el alcance de este carácter no estacionario, es conveniente escribir explícitamente la ecuación que se obtiene de (8.30) y (8.31):

$$\frac{dp_2^+}{dt} + \frac{a_0(2A_1 + A_2)}{V} p_2^+ = \frac{2A_1 a_0}{V} p_1^+ \quad (8.32)$$

y que proporciona p_2^+ si se conoce p_1^+ , obteniéndose el valor de p_1^- directamente de la ecuación (8.30).

Al tratarse de una ecuación de primer orden, (8.32) permite identificar el factor que multiplica a p_2^+ como la inversa de un cierto tiempo τ_d característico de la unión, dado por

$$\tau_d = \frac{V}{a_0(2A_1 + A_2)} \quad (8.33)$$

Si se define a su vez un tiempo característico τ_p asociado a la evolución de la onda incidente, de forma que $dp_2^+/dt \sim p_2^+/\tau_p$, los efectos no estacionarios de la unión serán importantes si se tiene $\tau_d \sim \tau_p$ (éste es el caso en el ejemplo de la Figura 8.9). Si se tiene $\tau_d \gg \tau_p$, entonces la ecuación (8.32) se reduce a $dp_2^+/dt \approx 0$ y, dado que p_2^+ es por definición una fluctuación, se tiene $p_2^+ \approx 0$, es decir, que no se transmite ninguna onda. En virtud de (8.30), la onda reflejada viene entonces dada por $p_1^- = -p_1^+$, es decir, la producida por un extremo abierto, según la ecuación (8.12). En este comportamiento se basa el uso de grandes depósitos de remanso (ya que al ser V grande también lo será τ_d) para simular atmósferas controladas y evitar la propagación de ondas.

Por el contrario, si $\tau_d \ll \tau_p$ entonces es el término no estacionario de la ecuación (8.32) el que resulta despreciable frente a los otros; en tal caso, la ecuación se reduce a una ecuación algebraica y un cálculo simple conduce a

$$p_2^+ = \frac{2}{1 + \sigma'} p_1^+ \quad (8.34)$$

donde se ha definido la relación de áreas $\sigma' = (A_1 + A_2)/A_1$, es decir, el cambio de sección global visto por la onda incidente. Se recupera así la expresión (8.26) obtenida para un cambio brusco de sección de forma que, en este límite cuasiestacionario (correspondiente a un volumen de la unión pequeño), puede asimilarse el comportamiento de la unión, también desde el punto de vista de la reflexión, al de un extremo parcialmente abierto.

Una última singularidad a considerar es la presencia de conductos de sección variable. Estos conductos aparecen en los colectores en las pipas de admisión y escape de los motores de cuatro tiempos y, de forma especialmente significativa en lo que atañe a la propagación de ondas, en los conductos de escape de los motores de dos tiempos, con aplicaciones que serán discutidas en el apartado 10.7.1. En lo que sigue, se analiza la influencia de un conducto de sección variable haciendo uso, como en el resto del capítulo, de la aproximación lineal.

Al contrario que los casos previamente tratados, los conductos de sección variable no admiten una representación en términos simples que conduzca a una relación sencilla entre la onda incidente y las ondas reflejada y transmitida. En efecto, no se trata aquí de una singularidad localizada en la que puedan aplicarse relaciones de conservación, sino de una variación continua de la sección a lo largo de una cierta longitud. En este sentido, es claro que dicha longitud es una dimensión relevante del problema, por lo que en principio no cabe pensar en una aproximación cuasiestacionaria. Sí que es posible, sin embargo, sacar algunas conclusiones acerca del efecto de estos conductos sobre la propagación a partir de algunos conceptos que se han discutido anteriormente.

En efecto, tal como se representa en la Figura 8.10 para un conducto cónico divergente, es posible en principio concebir un conducto de sección variable como una sucesión de pequeños cambios bruscos de área, ya que en el límite en que se tienen infinitos cambios infinitesimales se recupera la geometría original. Puede probarse [5] que esto también es rigurosamente cierto para la propagación de ondas en el conducto.

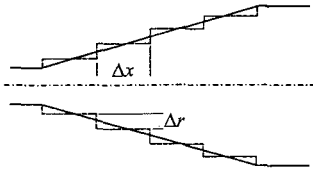


Figura 8.10 Aproximación discreta a un conducto cónico.

de área, y se transmite en un factor $2/(1+\sigma_1)$. Esta onda transmitida se refleja en la siguiente discontinuidad de sección por un factor $(1-\sigma_2)/(1+\sigma_2)$ donde, como antes, σ_2 denota la nueva relación de secciones (obsérvese que, para un conducto cónico, si se considera una discretización Δx constante, todos los cambios de sección sucesivos tienen distinta σ_i). Esta segunda onda reflejada llega al primer cambio de sección, donde se transmite aguas arriba por un factor $2/(1+\sigma_1^{-1})$, ya que la relación de áreas que ve ahora la onda es la inversa. Por tanto, a la primera reflexión le sigue una segunda reflexión que llega al conducto de entrada con un retraso respecto a la primera dado por $2a_0\Delta x$ y con una amplitud menor, pero con el mismo signo (que en este caso es opuesto al de la perturbación incidente, al ser en todos los casos $\sigma_i > 1$). Por supuesto, esta segunda onda reflejada no sólo se transmite aguas arriba del primer cambio de sección, sino que también se refleja aguas abajo del mismo, afectada por un factor $(1-\sigma_1^{-1})/(1+\sigma_1^{-1})$, volviendo a interactuar con el segundo cambio de sección, y así sucesivamente. Por otra parte, en la primera interacción con el segundo cambio de sección, también se produce una onda transmitida que da lugar a un proceso similar, y análogamente sucede para cada uno de los cambios de sección considerados.

Sin necesidad de llevar el análisis hasta el final, es fácil convencerse de que, como resultado del paso de la onda por el conducto divergente, se produce una reflexión de signo opuesto a la onda incidente, como en un ensanchamiento brusco, pero de mayor duración en el tiempo, al contener la información de sucesivas reflexiones con distintos retrasos y con amplitudes cada vez más pequeñas, debido a la aplicación reiterada de las ecuaciones (8.26) en cada cambio de área.

Un análisis análogo puede hacerse desde el punto de vista de la transmisión, obteniéndose una conclusión similar, pero siendo el signo de la onda transmitida igual al de la onda incidente. Además, sin más que invertir los términos, no es difícil convencerse de que el comportamiento de un conducto convergente guarda la misma relación con el de un estrechamiento brusco, es decir, las ondas reflejada y transmitida tienen el mismo signo que la incidente, pero mayor duración y, por tanto, mayor extensión espacial.

Estas conclusiones se confirman, hasta cierto punto, en la Figura 8.11, donde se muestran los resultados de un cálculo lineal exacto para los casos de un conducto troncocónico divergente (a) y uno convergente (b), ambos comparados con los correspondientes cambios bruscos de sección. Las líneas a trazos representan las trayectorias de propagación de las ondas sobre el plano (x,t) , que son rectas al haberse supuesto constante la velocidad de propagación. Como puede observarse, en ambos casos los signos de las ondas reflejadas y transmitidas son esencialmente los que se ha comentado antes; sin embargo, se produce un cambio de signo hacia el final, que delata el carácter no estacionario del proceso.

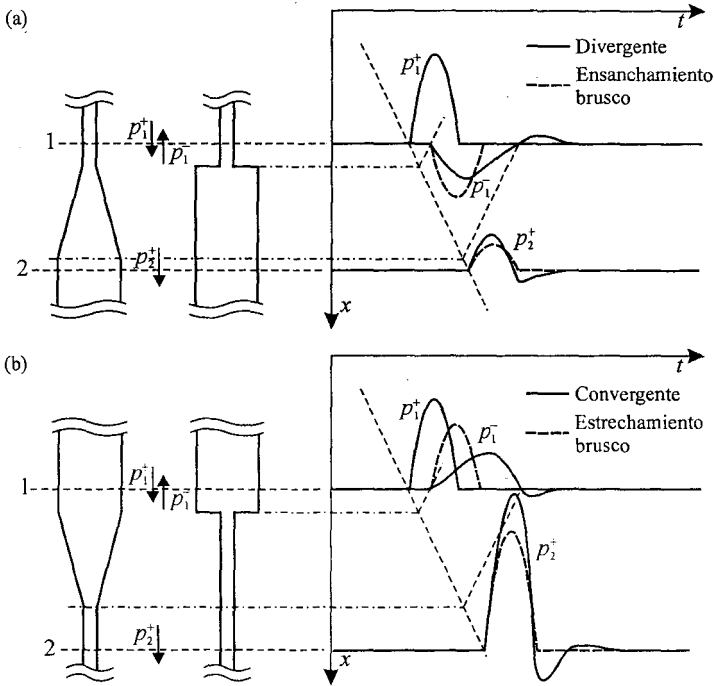


Figura 8.11 Comparación entre la reflexión y transmisión de ondas en conductos de sección variable y por cambios bruscos de sección: (a) como divergente y ensanchamiento brusco; (b) como convergente y estrechamiento brusco.

En este sentido, es interesante comparar la onda reflejada de la Figura 8.11(a) con la correspondiente de la Figura 8.9: el comportamiento es cualitativamente el mismo. Así, los efectos no estacionarios se harán patentes cuando el tiempo característico asociado a la propagación en el conducto sea del orden del tiempo característico τ_p asociado a la evolución de la onda incidente (como es el caso en la Figura 8.11).

8.5 Flujo no adiabático

Todas las consideraciones hechas en los apartados anteriores dedicados al flujo adiabático son de aplicación prácticamente directa a los procesos de flujo en la admisión, en que la temperatura del gas es relativamente baja y la transferencia de calor desempeña un papel marginal. Por el contrario, en el caso del escape la temperatura de los gases que salen del cilindro es elevada y no puede despreciarse, ni siquiera como aproximación, el intercambio térmico entre los gases y la pared de los conductos. Por consiguiente, es la transferencia de calor quien determina la temperatura de los gases en los colectores de escape y, de acuerdo con la ecuación (8.2), la velocidad de propagación de las ondas de presión. Como se verá en los apartados 9.6 y 10.7, dichas ondas pueden ser aprovechadas, de forma análoga al caso de la admisión, mediante un diseño apropiado de la geometría del colector, para mejorar ciertos parámetros rela-

cionados con las prestaciones. Por idéntico motivo, el campo de temperaturas a lo largo del sistema de escape es determinante para su diseño desde el punto de vista del ruido.

Aparte de estos efectos de índole dinámica, el proceso de transferencia de calor en el escape tiene una clara repercusión sobre aspectos puramente energéticos, como sucede en el caso de los motores turbosobrealimentados, en que la influencia de la transmisión de calor en el conjunto válvula-pipa es la principal responsable de que la energía disponible en la turbina sea mucho menor que la que abandona el cilindro. Otro efecto de importancia se refiere al adecuado funcionamiento de los catalizadores y otros dispositivos de postratamiento de los gases de escape.

En los párrafos que siguen, se hará primero una breve descripción del proceso de transferencia de calor tanto en la pipa como en el resto del colector de escape, para pasar posteriormente a evaluar la influencia del campo de temperaturas resultante sobre la propagación de ondas, y finalizando con algunos comentarios sobre la evolución del contenido energético de los gases de escape.

8.5.1 Transferencia de calor en el escape

En la sección 8.2 se comentó cómo la descarga de los gases del cilindro a través de la válvula de escape da lugar a la propagación de una onda de presión. Sin embargo, no es éste el único efecto de dicha descarga, ya que obviamente los gases expulsados del cilindro no sólo comprimen a los gases presentes en la pipa, sino que también los desalojan, pues de lo contrario no habría un flujo neto de masa en el escape. Así pues, los gases expulsados ocupan la pipa y parte del conducto del colector donde quedan, sujetos a las fluctuaciones de velocidad local determinadas por la presencia de las ondas, hasta que se produce una nueva descarga de gases quemados.

Obviamente, durante ese tiempo de residencia en que los gases se hallan en la pipa y los conductos adyacentes, se produce un flujo térmico hacia las paredes, que se encuentran a menor temperatura, de forma que la siguiente descarga de gases da lugar a la aparición de una cierta singularidad en el campo de temperaturas. Esta singularidad se va haciendo menos pronunciada conforme los gases se van desplazando hacia la boca de escape, debido tanto a la transferencia de calor en sentido axial como, una vez rebasadas las uniones de los colectores, al proceso de mezcla entre los gases provenientes de los distintos cilindros. Por supuesto, a lo largo de toda esta evolución sigue existiendo intercambio de calor con las paredes, de forma que la temperatura va disminuyendo y se establece un gradiente aproximadamente constante en la zona común del sistema de escape.

Al analizar este proceso, un aspecto fundamental a tener en cuenta es que la transferencia de calor presenta características esencialmente distintas dependiendo de qué parte del sistema de escape se esté considerando, como se comenta a continuación.

Un primer aspecto a considerar es el carácter no estacionario del flujo, que a su vez determina el carácter más o menos no estacionario de la transferencia de calor a las paredes. Así, en el caso de las pipas y de los conductos del colector, el flujo viene gobernado esencialmente por la descarga del cilindro adyacente, por lo que su periodicidad básica viene determinada por la frecuencia de los ciclos del motor. Por el contrario, aguas abajo de la unión del colector se establece un flujo de periodicidad más corta, al estar gobernado por las descargas de todos los cilindros, y el período básico viene dado en este caso por la frecuencia de encendido del motor.

En este último caso, las variables que describen el flujo (incluyendo su temperatura) en cualquier punto que se considere varían con el tiempo a lo largo de tiempos característicos relativamente cortos, de manera que el proceso de transferencia de calor sigue de cerca la fluctuación de temperatura; esto permite tratar el problema con aproximaciones de tipo estacionario o cuasiestacionario, calculando el coeficiente de transferencia de calor a partir de la velocidad instantánea y, caso de que ésta se anulara, recurriendo a la velocidad media. Típicamente, se emplean expresiones habituales para flujo turbulento totalmente desarrollado. Por citar un ejemplo, utilizando la analogía de Reynolds de forma cuasiestacionaria se tiene [6]

$$\text{Nu} = 0,0395 \text{Re}_c^{3/4} \text{Pr}^{1/3} \quad (8.35)$$

Sin embargo, en el caso de las pipas, al ser los tiempos característicos más largos y por tanto más próximos a los tiempos característicos de respuesta del sistema gas-paredes, no se puede desprestigiar el carácter no estacionario, y es en principio necesario dar cuenta de éste, considerando la historia pasada del flujo a la hora de evaluar la transferencia de calor.

Un segundo aspecto relevante es la influencia de la turbulencia sobre la transferencia de calor. Al respecto, cabe distinguir dos regímenes bien diferenciados: mientras que en la mayor parte del sistema de escape la turbulencia se genera básicamente como consecuencia de los esfuerzos cortantes en la proximidad de las paredes, en el caso del flujo en las pipas de escape debe considerarse además la turbulencia generada por los torbellinos que se forman aguas abajo de la válvula. En consecuencia, el coeficiente de transferencia de calor será mayor en el caso de las pipas lo que, unido al hecho de que las temperaturas de las paredes son relativamente bajas (recuérdense los comentarios sobre la refrigeración de la culata hechos en el capítulo 5), hace que la transferencia de calor en la pipa sea más intensa que en el resto del escape.

Con el fin de profundizar en estos aspectos, considérese el esquema de flujo que se muestra en la Figura 8.12. En primera aproximación, el flujo en la válvula puede asimilarse a un chorro cónico convergente, cuyas altas velocidades u_j producen una región de separación. La existencia de dicha región sugiere una estructura de flujo definida por torbellinos cuya escala sería aproximadamente la mitad del diámetro de la pipa y que se mueven con una velocidad local u_c relacionada con la velocidad instantánea del chorro. En este movimiento, los torbellinos barren la pared de la pipa con una velocidad tangencial u_t , dando lugar así una contribución adicional a la de la turbulencia generada en las inmediaciones de la pared, dando lugar por tanto a mayores tasas de transferencia de calor, como se ha comentado antes.

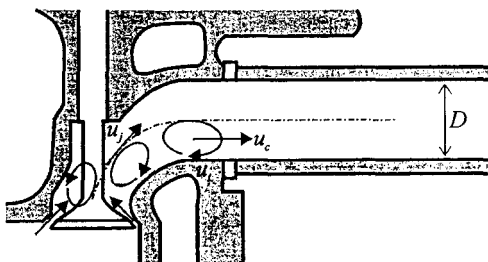


Figura 8.12 Esquema de la macroescala del flujo en la pipa de escape.

Esta imagen simple permite también intuir el origen de la importancia del carácter no estacionario del proceso. En efecto, el fluido adopta, al acelerarse o decelerarse, una distribución radial de velocidad que varía con el signo y la magnitud de la aceleración, por lo que el coeficiente de película no viene unívocamente determinado por la velocidad promediada a la sección. Es más, incluso en aquellos intervalos de tiempo en que el gasto medio en la pipa es sustancialmente nulo, la presencia de los vórtices generados en la zona de separación del chorro induce un cierto movimiento en las inmediaciones de la pared, cuya evolución temporal está ligada al desarrollo de dichos vórtices desde el momento de su generación, por lo que depende estrechamente de la historia previa del flujo. Este efecto es especialmente importante cuando los tiempos característicos de variación de la velocidad son del mismo orden que los tiempos característicos de disipación de la turbulencia.

Dada la complejidad de la situación que se acaba de describir, obviamente no es posible realizar un tratamiento exacto del fenómeno. Es posible, sin embargo, obtener algunas conclusiones cualitativamente válidas analizando por separado los dos aspectos relevantes del problema (la turbulencia generada en la válvula y el carácter no estacionario del flujo resultante).

En el primer caso, un análisis computacional estacionario del problema [7] permite estimar que el efecto de la turbulencia generada en la válvula sobre el coeficiente de película en la pipa se mantiene hasta unos veinte diámetros aguas abajo de la misma, en que se disipa por completo. El número de Nusselt en cualquier punto de la pipa puede entonces estimarse mediante la expresión

$$Nu = Nu_{\infty} + (Nu_0 - Nu_{\infty})\psi(x/D) \quad (8.36)$$

donde Nu_0 es el número de Nusselt a la entrada de la pipa, Nu_{∞} es el correspondiente a puntos suficientemente lejos de la válvula, y $\psi(x/D)$ es una función de la posición axial que representa un decaimiento exponencial. Dado que Nu_0 es del orden de entre 2 y 6 veces Nu_{∞} , estos resultados confirman la importancia de la turbulencia generada en la pipa a la hora de evaluar la transferencia de calor.

En el segundo caso, es posible tener en cuenta el carácter no estacionario del proceso, al menos de forma aproximada, calculando el número de Nusselt a partir de un número de Reynolds en que no se emplee la velocidad instantánea del fluido, sino una velocidad efectiva u_{ξ} que tenga en cuenta la historia pasada del flujo. Tal velocidad efectiva puede definirse como un valor ponderado entre la velocidad en un instante dado y sus valores a lo largo de un cierto intervalo temporal anterior τ_{ξ} , con menor peso en la ponderación cuanto más lejano en el tiempo es el instante. Una posible definición de esta velocidad efectiva es [7]

$$u_{\xi}(t) = \frac{1}{\int_0^{\tau_{\xi}} \xi(t') dt'} \int_0^{\tau_{\xi}} u(t-t') \xi(t') dt' \quad (8.37)$$

donde $\xi(t')$ es una función de ponderación que puede ser lineal o exponencial, y que evidentemente ha de cumplir que $\xi(0) = 1$ y $\xi(\tau_{\xi}) \approx 0$. De la propia definición de u_{ξ} se aprecia que esta velocidad efectiva no se anula nunca. Definiendo ahora un número de Reynolds efectivo

$$Re_{\xi} = \frac{\rho u_{\xi} D}{\mu} \quad (8.38)$$

se comprueba experimentalmente que, a distancias suficientemente grandes de la válvula, puede emplearse la siguiente correlación:

$$\text{Nu}_\infty = 1.6 \text{Re}_\xi^{0.4} \quad (8.39)$$

El uso combinado de las ecuaciones (8.36) y (8.39) permite entonces tener en cuenta tanto la influencia de la turbulencia como la de la no estacionariedad.

En virtud de lo expuesto, parece claro que existirán distintos gradientes de temperatura en las distintas partes del sistema de escape, bien con fronteras espaciales bien definidas (como pueden ser las uniones del colector), bien con la presencia de una cierta zona de transición, como en el caso de la transferencia de calor en las pipas. No debe olvidarse, además, la presencia en las pipas y en los primeros tramos del colector de cambios relativamente bruscos de temperatura, asociados con las sucesivas descargas de cada cilindro.

Es de esperar que la consideración de estas diferencias en la transferencia de calor tenga una mayor influencia cuando el colector sea relativamente corto en comparación con la longitud de la pipa, ya que en ese caso el calor transmitido en la pipa constituye un gran porcentaje del calor total cedido por el fluido. Por el contrario, en colectores largos en comparación con la pipa, la influencia del proceso de transferencia de calor en la pipa sobre la temperatura de los gases en toda la extensión del colector es menor.

8.5.2 Influencia del campo de temperaturas sobre la propagación de ondas

Una vez establecida una cierta imagen de cómo es la distribución de temperatura en el sistema de escape, en este apartado se considera cómo afecta dicha distribución a la propagación de las ondas de presión. Un planteamiento riguroso del problema implicaría la consideración simultánea de la transferencia de calor y de la propagación de las ondas, ya que ésta última determina las condiciones locales de flujo y por tanto la transferencia térmica a las paredes del conducto. No obstante, es posible de nuevo obtener algunas conclusiones cualitativamente correctas en el marco de la aproximación lineal empleada en el apartado 8.4.2; con este propósito se desacoplan ambos fenómenos, y se considera el caso de la propagación adiabática de una onda en un conducto en que se supone la presencia de discontinuidades o gradientes de temperatura.

Para el caso de un cambio brusco de temperatura, puede procederse de forma análoga a como se hizo en el caso de los cambios bruscos de sección. Así, junto con la condición de continuidad de la presión, si la sección del conducto es constante la conservación de la masa se expresa ahora como

$$\rho_{01}u_1 = \rho_{02}u_2 \quad (8.40)$$

donde ρ_{01} y ρ_{02} denotan la densidad del medio no perturbado por la onda a ambos lados de la discontinuidad térmica. Teniendo en cuenta (8.17), en términos de componentes de la presión se obtiene, suponiendo de nuevo que no hay ninguna reflexión ulterior,

$$\begin{aligned} p_1^+ - p_1^- &= \frac{a_{01}}{a_{02}} p_2^+ \\ p_1^+ + p_1^- &= p_2^+ \end{aligned} \quad (8.41)$$

donde, como en el caso de las densidades, a_{01} y a_{02} denotan la velocidad del sonido en el medio no perturbado por la onda a ambos lados de la discontinuidad. Resolviendo simultáneamente las ecuaciones (8.41) se obtienen las amplitudes de las ondas reflejada y transmitida

en función de la amplitud de la onda incidente; introduciendo la relación de velocidades del sonido $\delta = a_{01}/a_{02}$ se llega finalmente a:

$$\begin{aligned} p_1^- &= \frac{1-\delta}{1+\delta} p_1^+ \\ p_2^+ &= \frac{2}{1+\delta} p_1^+ \end{aligned} \quad (8.42)$$

Obsérvese que estas ecuaciones tienen exactamente la misma forma que las ecuaciones (8.26), con la relación δ de velocidades del sonido desempeñando el papel que allí tenía la relación σ de secciones. Esta completa analogía indica que una disminución brusca de temperatura ($\delta > 1$) ha de comportarse como un ensanchamiento brusco de sección ($\sigma > 1$), y recíprocamente un incremento brusco de temperatura se comportará como un estrechamiento brusco, tanto en los signos como en las amplitudes de las ondas transmitida y reflejada relativas a las de la onda incidente.

En este marco de ideas, la presencia de gradientes térmicos puede de nuevo considerarse en términos discretos, como una sucesión de discontinuidades de temperatura separadas por pequeños fragmentos de conducto con temperatura uniforme. Así, un conducto en que la temperatura disminuye en sentido axial, como es el caso de los conductos del sistema de escape, deberá comportarse cualitativamente en forma análoga a un conducto divergente (véase la Figura 8.11). Sin embargo, en este caso debe tenerse en cuenta, además, que la velocidad de propagación va disminuyendo conforme la onda se propaga a través del gradiente de temperaturas, por lo que el incremento en la duración de las ondas transmitida y reflejada con relación a la de la incidente será aún más pronunciado que el observado en un conducto de sección variable.

8.5.3 Análisis energético del flujo de escape

En este último apartado se plantea el análisis de la disponibilidad energética del flujo de escape en relación con la transferencia de calor y el carácter no estacionario del flujo, con vistas tanto a su aprovechamiento para su transformación en energía mecánica (turbosobrealimentación), como a sus repercusiones en el funcionamiento de los dispositivos de postratamiento (temperatura óptima de funcionamiento, posibilidad de regeneración de filtros de partículas, etc.).

En este contexto, es interesante definir el estado térmico del gas directamente en términos de su potencial de aprovechamiento. Un parámetro que permite cuantificar dicho potencial es el trabajo que produciría una hipotética turbina isentrópica situada en el punto considerado, es decir, el salto de entalpía de parada correspondiente a una expansión isentrópica desde el estado instantáneo del gas hasta las condiciones ambiente [8].

Este trabajo isentrópico de la turbina, denotado en lo que sigue como *TIT*, coincide con la definición habitual de exergía si el estado muerto no se define con la propia temperatura ambiente, sino con la temperatura que se alcanzaría al final de una expansión isentrópica hasta la presión ambiente. Es, por tanto, una medida adecuada de la disponibilidad energética asociada al estado térmico del flujo.

Para precisar el significado del *TIT*, resulta de interés analizar el diagrama entalpía-entropía que describe la evolución de una partícula fluida desde el interior del cilindro hasta la entrada de la turbina, y que se muestra en la Figura 8.13.

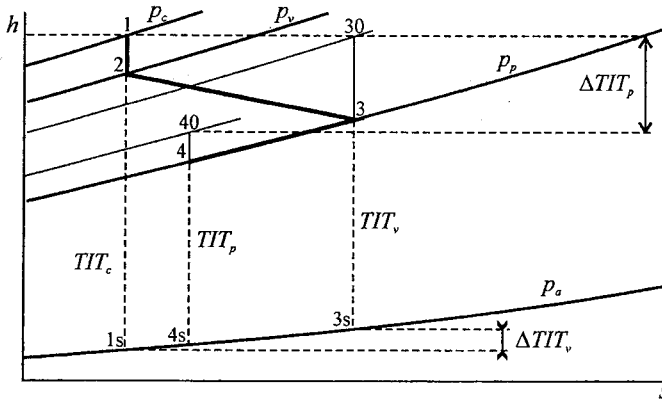


Figura 8.13 Diagrama h - s de la línea de escape.

El punto 1 representa las condiciones de parada en el interior del cilindro. Considerando que el gas se expande hasta la presión p_v de forma tal que se alcanzan las condiciones críticas en la garganta de la válvula de escape, se alcanza el punto 2. Posteriormente, se supone que el gas experimenta una expansión altamente irreversible desde la garganta de la válvula hasta la presión p_p de la pipa. Finalmente, y de acuerdo con la discusión presentada en el apartado 8.5.1, el gas se enfría considerablemente, a presión aproximadamente constante, hasta alcanzar las condiciones 4 a la salida de la pipa.

Como se ha comentado antes, la energía disponible asociada con cada estado termodinámico del gas se cuantifica a través del TIT que se puede producir a partir de dicho estado. En la Figura 8.13 se ha representado, para cada uno de los puntos relevantes de la evolución, el TIT asociado, es decir, el salto entálpico asociado a una expansión isentrópica entre las correspondientes condiciones de parada y la presión atmosférica p_a . Se ha representado asimismo la pérdida de energía disponible debida a la evolución en la válvula, ΔTIT_v , y la debida a la evolución en la pipa, ΔTIT_p .

Aplicando este concepto a cada punto de la línea de escape, se puede definir el valor instantáneo, en términos de tiempo o de ángulo de giro del cigüeñal (indicado por el subíndice α), de la energía aprovechable en la turbina como

$$TIT_\alpha = (h_0 - h_s)_\alpha \quad (8.43)$$

donde el subíndice 0 indica, como es habitual, condiciones de parada, y el subíndice s hace referencia, de acuerdo con la Figura 8.13, a las condiciones al final de la expansión. Por supuesto, la presión, temperatura, velocidad y gasto másico cambian, a lo largo de la línea de escape, para cada instante de tiempo. Ahora bien, la potencia que pueda desarrollar la turbina no depende únicamente de esta diferencia isentrópica de entalpías, sino que también depende del gasto másico de los gases de escape.

Es por tanto conveniente definir la potencia isentrópica de la turbina (NIT) como el producto de ambos términos, TIT y gasto másico, de forma que suponiendo que los gases de escape se comportan como un gas perfecto se tiene

$$NIT_\alpha = \dot{m}_\alpha TIT_\alpha = \dot{m}_\alpha c_p T_{0\alpha} \left[1 - (P_{0\alpha} / P_a)^{(1-\gamma)/\gamma} \right] \quad (8.44)$$

donde las condiciones de parada vienen dadas por

$$T_{0\alpha} = T_{\alpha} + \frac{u_{\alpha}^2}{2c_p} \quad ; \quad P_{0\alpha} = P_{\alpha} \left[1 + \frac{u_{\alpha}^2}{2c_p T_{\alpha}} \right]^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (8.45)$$

La ecuación (8.44) permite por tanto conocer el valor instantáneo de la *NIT* en función de las condiciones de parada en cada punto de la línea de escape, y así determinar en qué tiempo y lugar se produce una mayor pérdida de *NIT*. En la Figura 8.14(a) se puede observar la evolución de la *NIT* instantánea en la línea de escape, y su valor acumulado, durante un ciclo. Los puntos de la línea de escape en que se muestra la *NIT* son: cilindro/entrada de la válvula, salida de la válvula/entrada de la pipa, salida de la pipa/entrada del colector y salida del colector/entrada de la turbina.

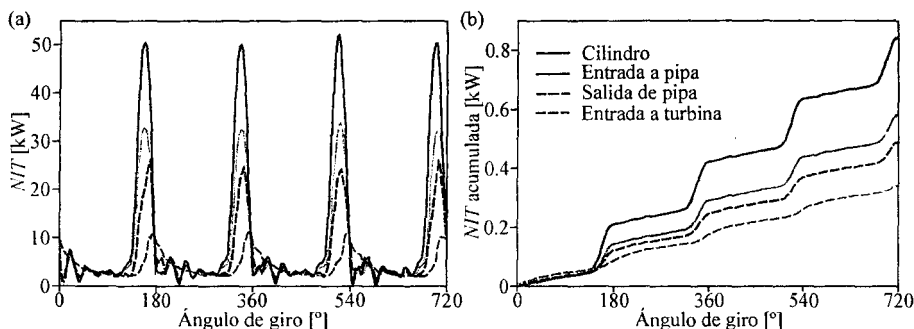


Figura 8.14 Valores de la *NIT* a lo largo de un ciclo en distintos puntos para un motor a plena carga: (a) instantáneos; (b) acumulados.

Se puede observar que la máxima pérdida de *NIT* se produce en la válvula: durante el proceso de escape la *NIT* es máxima en el cilindro, perdiéndose cerca de un tercio entre el cilindro y la pipa en condiciones de plena carga. Cuando la válvula abre, el salto de presiones es supercrítico, con lo que se alcanzan condiciones sónicas en la garganta. A medida que la válvula se va abriendo, aumenta el gasto másico (y por tanto la *NIT*), al tiempo que el salto de presiones disminuye; cuando desaparecen las condiciones sónicas en la válvula comienza a descender la *NIT* en el cilindro y poco después en la entrada de la pipa, hasta que se igualan las presiones y se minimizan las pérdidas de *NIT* en la válvula.

Obsérvese que, cuanto mayor sea la relación de expansión en la válvula, mayor será también el período en que el flujo se encuentra en condiciones sónicas, por lo que las pérdidas de energía en la válvula serán mayores, debido a la irreversibilidad de los procesos que tienen lugar en ella. Por ello, cuando el motor funciona a cargas bajas, con menores relaciones de expansión, es menor el porcentaje de destrucción de *NIT* debido a las condiciones sónicas en la válvula de escape, pudiendo alcanzar valores de hasta alrededor de una quinta parte de la *NIT* disponible en el cilindro.

En contrapartida, en estas condiciones de baja carga, más de la mitad de las pérdidas de *NIT* tienen lugar en el colector de escape debido a la baja velocidad del gas, que conlleva elevados tiempos de residencia en el colector y, por consiguiente, importantes pérdidas de calor.

A este respecto, es interesante apuntar que, a plena carga, la pérdida de *NIT* en la pipa de escape (entre la entrada de la pipa y la entrada del colector) es del mismo orden que la pérdida en el colector de escape (entre la entrada del colector y la entrada de la turbina), como se aprecia en la Figura 8.14(b). Existe por tanto un potencial de recuperación comparable en ambos casos. La causa de la pérdida de *NIT* en la pipa es la importante transferencia de calor desde el gas al agua de refrigeración, como se discutió en detalle en la sección 8.5.1. Por el contrario, aunque las pérdidas de *NIT* en el colector de escape son también debidas básicamente a la transferencia de calor, en este caso las causas principales son el elevado tiempo de residencia del gas en el colector (en comparación con el tiempo de residencia en la pipa) y la mayor superficie disponible para la transmisión de calor.

8.6 Resumen

En este capítulo se han descrito los fenómenos de flujo que tienen lugar en los sistemas de admisión y escape de los MCIAs, con el fin de proporcionar la base necesaria para comprender los fundamentos del proceso de renovación de la carga y algunas de las técnicas empleadas para su optimización, para la reducción del ruido asociado con dicho proceso, y para el aprovechamiento de la energía de los gases de escape.

Se han considerado primero con cierto detalle los aspectos del flujo que, bien por motivos del tamaño del elemento en estudio, bien por las condiciones operativas del motor, admiten una descripción en términos de flujo compresible cuasiestacionario (tal como el flujo a través de restricciones, válvulas y lumbreras) o incluso en términos de un flujo estacionario e incompresible, como es el caso de los efectos globales de la contrapresión de escape sobre las prestaciones del motor.

A continuación, se ha hecho especial hincapié en el carácter no estacionario del flujo, que se manifiesta en la propagación de ondas de presión a lo largo de los sistemas de admisión y escape. Tras algunas consideraciones iniciales sobre el carácter no lineal de la generación y propagación de estas ondas, se han expuesto las bases de la teoría lineal del flujo compresible no estacionario, que se ha usado de forma sistemática, a lo largo de todo el capítulo, para ilustrar y justificar con suficiente aproximación el comportamiento de las ondas y de sus interacciones.

En primera instancia se ha considerado el caso de flujo adiabático, lo que ha permitido centrarse en la influencia de la geometría y determinar cualitativamente la transmisión y reflexión de las ondas en distintas singularidades de importancia (cambios bruscos y graduales de sección, uniones de conductos) para el proceso de renovación de la carga, tanto desde el punto de vista de su potencial influencia en las prestaciones del motor como desde el punto de vista de la atenuación del ruido.

Posteriormente, se ha considerado la influencia de la transmisión de calor, habiéndose descrito la naturaleza del fenómeno y la distribución de temperaturas resultante en el caso particularmente importante del sistema de escape. Sobre esta base, se ha analizado el efecto de dicha distribución de temperatura en dos vertientes: su influencia sobre la propagación de ondas, complementando el análisis presentado en la primera parte, y sus repercusiones sobre el estado térmico de los gases de escape y su contenido energético, en el contexto de los motores turbosobrealimentados, proporcionándose así la base para el estudio de la sobrealimentación mediante turbina de escape.

Referencias y bibliografía

Referencias

1. Annand, W.J.D.; Roe, G.E., *Gas flow in the internal combustion engine*. G.T. Foulis, 1974.
2. Earnshaw, S., On the mathematical theory of sound. *Philosophical Transactions of the Royal Society of London* **150**, pp. 133-148, 1860.
3. Payri, F.; Torregrosa, A.J.; Payri, R., Evaluation through pressure and mass velocity distributions of the linear acoustical description of I. C. engine exhaust systems. *Applied Acoustics* **60**(4), pp. 489-504, 2000.
4. Davies, P.O.A.L., Practical flow duct acoustics. *Journal of Sound and Vibration* **124**(1), pp. 91-115, 1988.
5. Gupta, V.H., A proof of the convergence of the segmentation approach used in analysis of one-dimensional linear systems. *Journal of the Acoustical Society of America* **99**(4), pp. 1862-1867, 1996.
6. Incropera, F.P.; DeWitt, D.P., *Fundamentos de transferencia de calor*. Prentice Hall, 2000.
7. Reyes, M.A., *Modelo de transferencia de calor para colectores de escape de motores alternativos*. Servicio de Publicaciones, Universidad Politécnica de Valencia, 1994.
8. Galindo, J.; Luján, J.M.; Serrano, J.R.; Dolz, V.; Guilain, S., Design of an exhaust manifold to improve transient performance of a high-speed turbocharged diesel engine. *Experimental Thermal and Fluid Science* **28**(8), pp. 863-875, 2004.

Bibliografía

- Anderson, J.D., *Modern compressible flow: With historical perspective*, 3rd ed. McGraw-Hill, 2002.
- Benson, R.S., *The thermodynamics and gas dynamics of internal combustion engines*. Oxford University Press, 1982.
- Dowling, A.P.; Ffowcs-Williams, J.E., *Sound and sources of sound*. Ellis Horwood, 1983.
- Munjal, M.L., *Acoustics of ducts and mufflers*. Wiley, 1987.
- Ward-Smith, A.J., *Internal fluid flow: The fluid dynamics of flow in pipes and ducts*. Oxford University Press, 1980.

Capítulo 9

Renovación de la carga en motores 4T

J. R. Serrano

J. Galindo

9.1	Introducción.....	202
9.2	Parámetros que caracterizan el proceso de renovación de la carga	204
9.2.1	Rendimiento volumétrico.....	204
9.2.2	Tasa de residuales y de cortocircuito.....	206
9.2.3	Presión media de bombeo y presión media neta.....	206
9.2.4	Influencia sobre las prestaciones del motor.....	207
9.3	Efecto de las pérdidas de carga. Influencia en el diseño de pipas y válvulas	208
9.4	Efecto de la compresibilidad. Influencia en el diseño de válvulas.....	210
9.5	Efecto de inercia del fluido. Diagrama de distribución.....	214
9.5.1	Avance a la apertura de la válvula de escape (AAE).....	215
9.5.2	Cruce de válvulas.....	216
9.5.3	Retraso al cierre de la válvula de admisión (RCA).....	218
9.5.4	Síntesis del diagrama de distribución	219
9.5.5	Sistemas de distribución variable.....	220
9.6	Efecto de las ondas de presión. Diseño de colectores	221
9.6.1	Efectos de las ondas de presión en la admisión	222
9.6.2	Efectos de las ondas de presión en el escape	226
9.7	Efecto del calentamiento	229
9.8	Síntesis.....	230
9.9	Efecto de otros sistemas de motor	232
9.9.1	Sistemas de inyección y/o formación de la mezcla	232
9.9.2	Sistemas de refrigeración	233
9.9.3	Sistema de recirculación de gases de escape (EGR).....	233
9.9.4	Sistema de sobrealimentación	235
9.9.5	Sistemas de postratamiento de gases y de silenciamiento	236
9.10	Resumen	237
	Referencias y bibliografía	237

9.1 Introducción

El proceso de renovación de la carga de un motor consiste, tal como indica su nombre, en evacuar los gases quemados del ciclo anterior y remplazarlos con carga fresca para ser quemada en el ciclo siguiente.

En los motores de cuatro tiempos el control de las fases del ciclo abierto se realiza mediante el sistema de distribución que comanda la apertura sincronizada de las válvulas de admisión y de escape. En estos motores el proceso de renovación de la carga se realiza durante una de las dos vueltas necesarias para completar el ciclo. La evacuación de los gases quemados en el ciclo anterior se realiza durante la carrera de escape y el posterior llenado de los cilindros de carga fresca, durante la carrera de admisión.

El proceso de renovación de la carga tiene una gran influencia sobre las prestaciones de los MCIAs. En primer lugar, para quemar el combustible es necesaria una determinada cantidad de aire que ha de ser suministrada durante este proceso. De esta manera, la potencia máxima que se puede obtener del motor está limitada por la cantidad de aire introducida en los cilindros. La efectividad del llenado de los cilindros será el primer objetivo en la optimización del proceso de renovación de la carga. Por otra parte, el proceso de renovación de la carga tiene un coste energético que va a repercutir en el rendimiento efectivo del motor. El proceso de renovación de la carga también va a tener un gran impacto en las emisiones sonoras y en el tipo y la cantidad de las emisiones gaseosas producidas durante el ciclo. Las primeras, agravadas por el carácter no estacionario del flujo, y las últimas, condicionadas por la composición y condiciones termodinámicas de la carga del cilindro al inicio de la compresión.

En este capítulo se analizarán los procesos de escape y de admisión, incidiendo en los fenómenos físicos más relevantes. A partir de este análisis se indicará cómo influyen el diseño geométrico y las condiciones de funcionamiento del motor, principalmente régimen de giro y grado de carga, sobre el proceso de renovación de la carga.

Tal como se ha visto en el capítulo 4, en el ciclo ideal el proceso de escape se realiza tras la carrera de expansión y la válvula se abre instantáneamente en el PMI. Entonces, parte de los gases encerrados en el cilindro salen de forma espontánea hasta que se equilibra la presión con el sistema de escape. Tras esta primera descarga, el pistón empuja a los gases hacia el conducto de escape mediante una descarga ideal a la presión existente en el escape, hasta que el pistón alcanza el PMS. En este proceso de escape ideal se considera que el pistón se mueve a una velocidad muy baja, que no hay pérdidas en el derrame en las válvulas y que no hay transmisión de calor. En el PMS y también de forma instantánea, se produce el cierre de la válvula de escape y la apertura de la de admisión. En el momento en que se cierra la válvula de escape quedará una cantidad de gases, encerrados en el volumen de la cámara de combustión, que participarán en el ciclo siguiente. El proceso de admisión ideal se realiza durante la carrera correspondiente, también a presión constante e igual a la del conducto de admisión siguiendo las mismas hipótesis que en el proceso de escape. En el PMI la válvula de admisión se cierra instantáneamente dando comienzo al ciclo cerrado.

El proceso real no se va a producir según este relato por varios motivos. En primer lugar las válvulas no se pueden accionar de forma instantánea, por lo que los momentos de inicio de apertura y de cierre han de ser modificados para tener en cuenta la duración de estos procesos. En segundo lugar, va a existir una diferencia de presiones entre el cilindro y los conductos durante todo el proceso de renovación de la carga. Esto se va a traducir en velocidades de circulación elevadas en las válvulas apareciendo fenómenos de pérdida de carga e incluso

efectos de la compresibilidad de los gases. Este tipo de fenómenos da lugar a un flujo no estacionario como el descrito en el capítulo 8 (Figuras 8.1 y 8.2). Tampoco la presión en los conductos de admisión y de escape va a ser constante durante las carreras correspondientes ya que el gasto aspirado o expulsado por los cilindros va a producir respectivamente una bajada o una subida de presión. Además, estas perturbaciones de presión, inducidas por la respiración de los cilindros, van a viajar por los conductos de los sistemas de admisión y de escape interactuando con los elementos en las líneas, tal como se indicó en el capítulo 8. Las reflexiones de las ondas de presión en los elementos de admisión y de escape pueden volver hasta la válvula modificando la evolución de la presión en esta zona cuando todavía la válvula está abierta, lo que influye sobre el gasto instantáneo de admisión y de escape. Por último, los procesos de admisión y de escape no se realizan de forma adiabática, debido a que la temperatura de los gases y la de las paredes suelen ser diferentes; así, durante el proceso de admisión los gases se calientan y durante el proceso de escape se enfrían.

Por lo tanto, los fenómenos físicos más relevantes en el proceso de renovación de la carga son: los rozamientos, la compresibilidad del flujo, los efectos de inercia del flujo, los efectos de ondas y la transmisión de calor. El impacto de cada uno de estos fenómenos sobre el proceso de renovación de la carga va a venir determinado por las condiciones de funcionamiento y de diseño de los elementos del motor. Se puede afirmar que todos los elementos que hay en las líneas de admisión y de escape del motor van a tener influencia en el proceso de renovación de la carga.

En la Figura 9.1 se presenta el esquema de un motor de cuatro cilindros sobrealimentado con *intercooler*. En la imagen se nombran los elementos relevantes en el proceso de renovación de la carga. Se puede destacar como elemento clave la culata, en donde se alojan las válvulas de admisión y de escape y las pipas o conductos que unen los cilindros con los colectores de admisión y de escape. En motores con varios cilindros es a su vez muy importante el diseño de los colectores de admisión y de escape. En el caso de motores sobrealimentados, el compresor y eventualmente la turbina de turbosobrealimentación son también elementos decisivos en el llenado y vaciado de los cilindros. Por último, la recirculación de una cierta cantidad de gases de escape hacia la admisión, para el control de las emisiones de óxidos de nitrógeno, va a tener repercusiones muy importantes en el llenado y composición de los gases en los cilindros.

En motores modernos cada vez son más habituales los elementos que permite adaptar su funcionamiento a las condiciones operativas. Este es el caso de la válvula de EGR, que controla el flujo de gases de escape recirculados; de las válvulas de baipás que permiten al flujo sortear elementos, como por ejemplo el *intercooler* durante las fases de arranque; de las turbinas con válvula de *waste gate* o de geometría variable y de las válvulas de mariposa, que a veces cierran las pipas de elevada vorticidad. Estos elementos, que permiten la actuación externa, aumentan la flexibilidad del motor para adaptarse a las condiciones de funcionamiento, pero también aumentan su complejidad y necesitan de un sistema de regulación que, a partir de unas estrategias definidas, realice órdenes de control sobre los actuadores. En el capítulo 23 sobre control del motor se detallarán dichos actuadores y los procesos de regulación asociados.

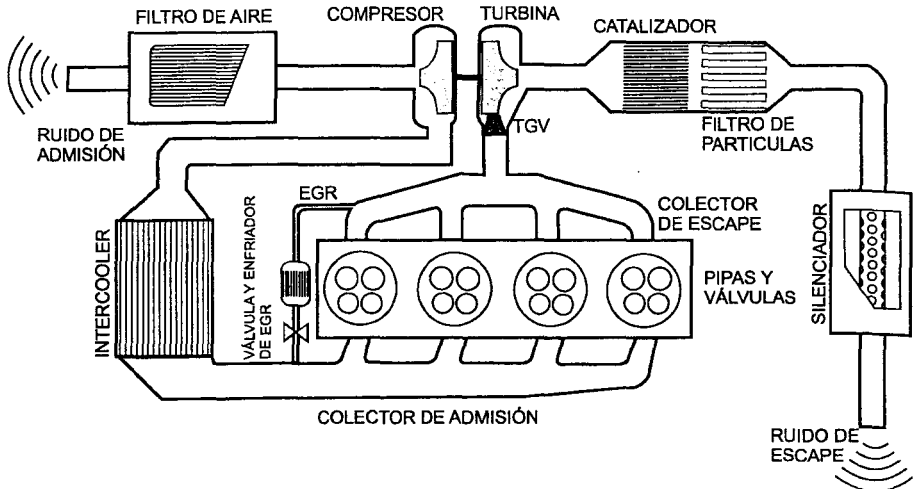


Figura 9.1 Esquema de un motor de cuatro cilindros sobrealimentado y con intercooler.

9.2 Parámetros que caracterizan el proceso de renovación de la carga

El objetivo de este proceso es garantizar carga fresca en los cilindros al comienzo del ciclo cerrado. Para evaluar si éste se lleva a cabo de forma adecuada se definen unos parámetros que lo caracterizan cuantitativamente y cualitativamente, y que básicamente son el rendimiento volumétrico, la tasa de residuales y de cortocircuito y el trabajo de bombeo.

9.2.1 Rendimiento volumétrico

El rendimiento volumétrico es el parámetro más útil para cuantificar el proceso de llenado del cilindro en motores de cuatro tiempos. Este parámetro ya se anticipó en el capítulo 3 como uno de los más básicos en los MCIA, pero se va a incidir un poco más sobre el origen de su definición. En principio, el rendimiento volumétrico se calcula como el cociente entre el gasto real de carga fresca admitida por el motor y un cierto gasto que se alcanzaría en condiciones de referencia, ecuación (9.1). La composición de la carga será aire en el caso de los MEC y de los MEP de inyección directa, y de aire más combustible en los MEP de inyección indirecta.

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_m}{\frac{n}{2} V_T \rho_{im}} \quad (9.1)$$

Si pretendemos que éste sea un parámetro menor o igual que la unidad, entonces ese gasto de referencia debe ser el gasto máximo posible en las condiciones consideradas. Este gasto máximo se corresponde, precisamente, con el proporcionado por el proceso de admisión ideal que se ha descrito en la introducción. En un proceso tal, las condiciones termodinámicas en el interior del cilindro, en particular, la densidad del gas, serían las mismas que en el colector de admisión y, puesto que el movimiento se supone cuasiestático, el caudal aspirado será sim-

plemente el producto del volumen desplazado por el pistón por el número de ciclos de motor por unidad de tiempo (que es proporcional al régimen de giro). Con ello el gasto de referencia vendrá dado por el denominador de la ecuación (9.1), donde la densidad es la correspondiente a la carga en las condiciones de referencia.

La expresión (9.1) plantea el problema práctico de la determinación del gasto de la carga, así como una cierta incertidumbre en la evaluación de la correspondiente densidad de referencia. Por estos motivos, es preferible referir el rendimiento volumétrico al gasto de aire, que es una magnitud que puede medirse directamente, y cuya densidad puede estimarse con relativa precisión. Un cálculo simple muestra que el rendimiento volumétrico puede escribirse como:

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_a}{\frac{n}{2} V_T \rho_{ia}} \xi$$

Donde ρ_{ia} es la densidad del aire seco en las condiciones de referencia, y ξ es un factor que engloba tanto el efecto de la humedad como el de la presencia del combustible. En las condiciones habituales de operación de los MCIA, se cumple que $\xi \approx 1$, por lo que, con suficiente aproximación, se puede tomar la ecuación (9.2).

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_a}{\frac{n}{2} V_T \rho_{ia}} \tag{9.2}$$

Por supuesto, el error cometido al emplear la expresión (9.2) es menor en los MEC y MEP de inyección directa que en los MEP con inyección en las pipas de admisión. A la vista de la expresión (9.2), es preciso definir claramente las condiciones de referencia, pues de éstas dependerá el valor que tome el rendimiento volumétrico.

En el caso de motores de aspiración natural, caben distintas posibilidades, ilustradas en la Figura 9.2.a).

Pueden tomarse las condiciones atmosféricas, en cuyo caso el rendimiento volumétrico tendrá en cuenta la influencia de todo el sistema de admisión.

Otra alternativa es tomar las condiciones inmediatamente aguas arriba de la válvula, ya que es en ésta donde se producen la mayoría de las pérdidas. En este caso solamente se analizarían las pérdidas en este elemento, y además, esta opción plantea el problema de la determinación precisa de esas condiciones. Es decir, en virtud de la dinámica de ondas a que hemos hecho referencia antes, tanto la presión como cualquier otra variable del flujo va a fluctuar apreciablemente con el tiempo.

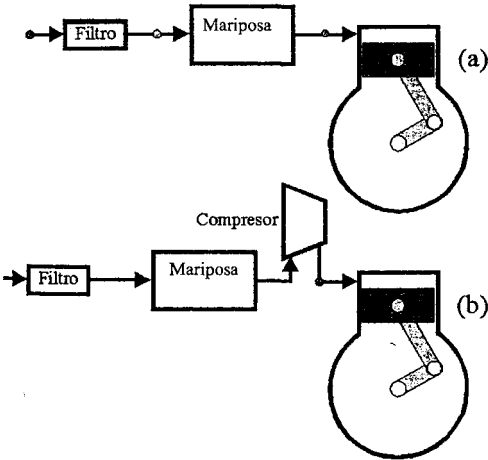


Figura 9.2 Condiciones de referencia: a) aspiración natural; b) sobrealimentado.

Por otra parte, usar las condiciones atmosféricas en los motores sobrealimentados podría conducir a valores del rendimiento volumétrico mayores que la unidad, por lo que se debe considerar algún punto aguas abajo del compresor, tal como se indica en la Figura 9.2.b), o del *intercooler* en el caso de que lo hubiera.

9.2.2 Tasa de residuales y de cortocircuito

Si bien el rendimiento volumétrico informa sobre el gasto másico de carga fresca aspirada por el motor, no indica cuánta de esta masa es finalmente retenida en el cilindro al cierre de la válvula de admisión. Tampoco indica si además de esta masa de carga fresca en el cilindro quedan atrapadas otras sustancias.

El gasto másico de carga fresca que no se atrapa en el cilindro se cortocircuita directamente al escape. Esto puede producir problemas de contaminación por hidrocarburos en motores MEP de inyección indirecta, o problemas en la estimación del dosado en el caso de un MEC. Este fenómeno se produce durante el llamado cruce de válvulas en el que las válvulas de admisión y de escape están abiertas simultáneamente. Se denomina tasa de cortocircuito a la relación entre la masa de carga fresca cortocircuitada y la total admitida.

Por otra parte, en el PMS al final de la carrera de escape quedan en la cámara de combustión gases quemados confinados en el volumen muerto. Estos gases pueden ser barridos por la carga fresca durante el cruce de válvulas o bien pueden desplazarse al conducto de admisión en forma de reflujos, dependiendo de la diferencia de presiones entre el escape y la admisión. En general, al cierre de la válvula de escape va a quedar una cantidad de gases quemados en la cámara de combustión y en algunos casos también en el conducto de admisión. Solamente en los casos en que la presión de admisión sea superior a la de escape durante el cruce y éste sea suficientemente largo, se puede producir un barrido completo que anule los residuales. Estos residuales tendrán efectos incontrolados sobre las emisiones o las prestaciones de la combustión en el ciclo subsiguiente. A la relación entre la masa de residuales al cierre del escape y la masa retenida total al final de la admisión se le llama tasa de residuales.

Tanto la tasa de residuales como la de cortocircuito son extremadamente difíciles de determinar experimentalmente, de ahí que no se reflejen en la definición del rendimiento volumétrico, siendo necesario para su cálculo el concurso de modelos adecuados, como los descritos en el capítulo 24. Afortunadamente, esto no es crítico en los motores de cuatro tiempos, pues tienen una carrera expresamente dedicada a vaciar el cilindro de gases quemados y otra a llenarlo de carga fresca. Además, en los motores modernos las aperturas de las válvulas durante las fases de cruce tienden a ser reducidas. Como consecuencia, los problemas asociados al cortocircuito son poco relevantes si los comparamos con las dificultades que existen en los motores de dos tiempos, donde condicionan buena parte de su diseño, como se verá en el capítulo 10.

9.2.3 Presión media de bombeo y presión media neta

Si un motor de 4 tiempos realiza un ciclo completo cada dos vueltas, a lo largo de dicho ciclo, el motor traza dos lazos en el diagrama $p-V$. El lazo superior se denomina lazo de trabajo indicado y el lazo inferior de bombeo (véanse Figura 2.4 ó Figura 3.3). El área de este último lazo representa el trabajo de bombear los gases, necesario para completar el proceso de renovación de la carga. El trabajo de bombeo se cuantifica como una pérdida mecánica del motor y como tal fue definida y analizada con detalle en el capítulo 7 (figura 7.6).

Se define pues el trabajo de bombeo como aquel que realiza el motor para poder evacuar los gases quemados y succionar los gases frescos. Por lo tanto, el trabajo de bombeo dependerá esencialmente de la diferencia entre la presión de escape y la de admisión. El trabajo de bombeo se puede expresar formalmente según la ecuación (9.3) siendo $p(\alpha)$ la presión instantánea en el cilindro para el ángulo α girado por el cigüeñal. Otro parámetro que expresa el trabajo de bombeo es la presión media de bombeo (pmb), según se definió en el capítulo 3 sobre parámetros básicos y que también se muestra en la ecuación (9.3).

$$W_b = \int_{PMI\ es}^{PMI\ ad} p(\alpha) dV(\alpha) = pmb V_D \quad (9.3)$$

Se define el trabajo neto como la suma del trabajo indicado y de bombeo. Se corresponde con el trabajo disponible en cabeza del pistón. También se puede expresar este trabajo neto en forma de una presión media, hablándose de la presión media neta (pmn), que se calcula como la suma de la pmi y la pmb.

El trabajo de bombeo es generalmente negativo, aunque en motores sobrealimentados trabajando en ciertas condiciones de funcionamiento se puede dar que la presión en el cilindro durante el proceso de admisión sea superior a la del escape. Esto conduce a un trabajo positivo que se suma al trabajo indicado. Esto no quiere decir que el proceso de renovación de la carga se haya realizado sin coste, sino que existe otra máquina que está produciendo ese trabajo. En el caso de un motor sobrealimentado con un compresor mecánico, el trabajo de bombeo estaría incluido en el trabajo del compresor y se contabilizaría como accionamiento de auxiliares en el balance global del motor. En el caso de motores sobrealimentados con turbina de escape, el trabajo de bombeo es realizado por la turbina y proviene de un aprovechamiento de la energía de los gases de escape.

9.2.4 Influencia sobre las prestaciones del motor

Resulta interesante mostrar la relación entre el rendimiento volumétrico, las pérdidas de bombeo y los parámetros que caracterizan las prestaciones del motor.

La potencia efectiva puede escribirse, según se vio en el capítulo 3, como:

$$N_e = PCI \eta_e \dot{m}_f = PCI \eta_e F \dot{m}_a \quad (9.4)$$

Teniendo presente la ecuación (9.2), en la que se relaciona el gasto de aire con el rendimiento volumétrico, la potencia efectiva queda como:

$$N_e = PCI \frac{n}{2} V_T \rho_a \eta_v \eta_e F \quad (9.5)$$

Finalmente la presión media efectiva y la potencia efectiva están relacionadas por la ecuación:

$$N_e = \frac{n}{2} V_T pme \quad (9.6)$$

Comparando ambas expresiones de la potencia efectiva y sustituyendo el rendimiento efectivo en función del rendimiento indicado y de las componentes de la presión media de pérdidas mecánicas (capítulo 7), se obtiene:

$$pme = PCI \rho_{ia} \eta_v \eta_l \left(1 - \frac{pmR + pmb + pma}{pmi} \right) F \quad (9.7)$$

Por consiguiente, la pme aumenta de forma proporcional con el llenado, tanto a través de la propia perfección del proceso (evaluada por el rendimiento volumétrico) como de las condiciones ambientales (por el valor de la densidad). Es este segundo factor el responsable de que los motores de aspiración natural experimenten una pérdida de potencia proporcional a la altitud sobre el nivel del mar. Además, la idea básica de la sobrealimentación se basa también en este concepto, como se describe en el capítulo 11. Cabe destacar también que la influencia de la pmb en la pme puede llegar a ser muy importante, a pesar de que la pme no decrece de forma directamente proporcional al aumento de la pmb, ya que las pérdidas de bombeo se suman con el resto de pérdidas mecánicas, ecuación (9.7). Finalmente, la tasa de residuales tendrá influencia en la pme en tanto en cuanto afecte al rendimiento volumétrico o al rendimiento indicado.

9.3 Efecto de las pérdidas de carga. Influencia en el diseño de pipas y válvulas

La pérdida de carga en los elementos del sistema de admisión y de escape repercute tanto sobre el rendimiento volumétrico como sobre el trabajo de bombeo del motor. Cabe señalar que esta pérdida de carga se verá especialmente afectada por el régimen de giro del motor, ya que, cuanto mayor es éste, mayor es el gasto másico trasegado. Por tanto, mayor es la velocidad del flujo por válvulas y otros elementos del motor, y como el flujo es turbulento, las pérdidas de carga van a crecer en proporción al cuadrado de la velocidad (véase sección 8.3.2 del capítulo sobre flujo en conductos). Por lo tanto, el efecto de las pérdidas de carga en el trabajo de bombeo y en el rendimiento volumétrico aumenta de forma significativa al crecer el régimen de giro. Analicemos a continuación, con algo más de detalle, la influencia en cada uno de estos parámetros.

Influencia de las pérdidas de carga sobre el trabajo de bombeo

La influencia de la pérdida de carga en las líneas de admisión y de escape sobre el trabajo de bombeo es muy sencilla de cuantificar, especialmente si se considera la presión media de bombeo ya que ésta tiene las mismas unidades que las pérdidas de carga. Así, un aumento de la pérdida de carga en un elemento se traduce en un aumento de la presión media de bombeo de la misma magnitud.

Las pérdidas de presión producidas por el estrangulamiento de la mariposa, durante el funcionamiento a cargas parciales en los MEP, y por las válvulas de admisión y escape son las más relevantes en el trabajo de bombeo. Como ya se comentó en la sección 7.2.2 los sistemas que eliminan o al menos reducen el uso de la mariposa para la regulación de la carga en los MEP, reducen significativamente las pérdidas por bombeo. Otros elementos de la línea de admisión como filtros, colector o *intercooler* tienen una influencia secundaria en las pérdidas de carga en la admisión. En el caso de la línea de escape es de destacar la contribución a la contrapresión que producen los sistemas de silenciamiento y de tratamiento de gases. Una mención aparte merece la contrapresión generada por la turbina de sobrealimentación, que puede llegar a ser muy importante. Sin embargo, la contrapresión producida por la turbina se

transforma en trabajo que se emplea para subir la presión de admisión, llegándose a situaciones en las que el trabajo de bombeo resulta positivo como ya se ha comentado.

La zona correspondiente a las válvulas es la que presenta mayores limitaciones de diseño para reducir las pérdidas de carga. La razón estriba, en que la sección de salida en el plano de contracción de vena es pequeña frente a la sección del pistón. Por tanto, puede considerarse que se dan condiciones de descarga libre, y que el fluido se frena a presión constante perdiendo ahí gran parte de su presión dinámica.

El diseño geométrico de las válvulas de admisión está no sólo orientado a una reducción de las pérdidas de carga sino también y más importante a una optimización del llenado, para lo cual son de gran relevancia los fenómenos de compresibilidad del fluido, que se verán en la sección 9.4. En cuanto a la geometría de las pipas de escape, cabe destacar la elevada turbulencia del flujo (véase Figura 8.13). En la Figura 9.3 se muestran unos ejemplos de válvulas y pipas de admisión y de escape para motores de cuatro tiempos y se dan unas sencillas guías de diseño en función del diámetro de las válvulas según los criterios apuntados por Barnes-Moss [1].

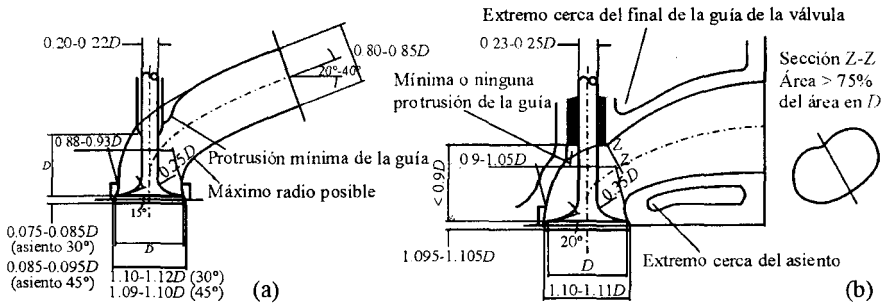


Figura 9.3 Diseño de pipas en función del diámetro de las válvulas. a) pipas de admisión. b) pipas de escape.

Influencia de las pérdidas de carga sobre el rendimiento volumétrico

Al contrario de lo dicho en el apartado anterior sobre el trabajo de bombeo, la influencia sobre el llenado del motor de las pérdidas de carga en la admisión y en el escape es diferente. La caída de presión o densidad en la mezcla admitida, con respecto a las condiciones de referencia, causa una reducción del rendimiento volumétrico del motor, ecuación (9.2). Dicha caída de presión es consecuencia de las pérdidas de carga en toda la línea de admisión.

El efecto que tiene la contrapresión de escape sobre el llenado es más limitado ya que se reduce al periodo del cruce de válvulas en que las válvulas de admisión y de escape están abiertas simultáneamente. Si la contrapresión es elevada durante esa fase se dificulta la salida de los gases residuales e incluso se pueden producir reflujos desde el cilindro y el escape hacia la admisión. Esto hace aumentar la tasa de residuales y reduce el volumen disponible para admitir carga fresca.

De todos los elementos de la línea de admisión cabe destacar la mariposa de los MEP. Esta válvula produce una reducción controlada del rendimiento volumétrico para alcanzar el grado de carga buscado. Como se ha comentado en el apartado anterior, el elemento cuyo diseño es más comprometido para la reducción de la pérdida de carga de la línea de admisión es el con-

junto válvula-pipa en la culata. Haciendo la hipótesis de que el proceso de derrame en la válvula es adiabático y reversible se puede estimar el gasto másico a partir de la sección efectiva de paso, de las condiciones de parada aguas arriba de la válvula y de las estáticas aguas abajo de la misma. Es habitual el uso del coeficiente de descarga (ecuación 8.4) para referir el área de paso efectiva a una sección geométrica característica de la válvula, como se describió en la sección 8.3 del capítulo sobre flujo en conductos.

En la Figura 8.4 de dicho capítulo se mostró cómo el coeficiente de descarga, referido a la sección de plato de la válvula, aumenta bruscamente para bajos levantamientos, tendiendo a estabilizarse para valores de la relación levantamiento/diámetro de válvula por encima de un cierto valor. Por ello la relación L/D máxima suele estar entre 0,25 y 0,3, ya que aumentar más el levantamiento apenas influiría sobre el coeficiente de descarga y aumentaría las solicitudes mecánicas del sistema de distribución.

Es pues el coeficiente de descarga, ecuación (8.4), y no el rendimiento volumétrico, ecuación (9.2), el principal índice a optimizar durante el proceso de diseño geométrico de las válvulas y las pipas de admisión y de escape. Si bien formalmente ambos representan el mismo concepto, que no es otro que una relación entre un gasto real y un gasto ideal; en el caso del coeficiente de descarga, el proceso de flujo del gasto real es esencialmente adiabático, con lo que los efectos debidos a la transmisión de calor no son recogidos por este índice; y además, está limitado al conjunto pipa-válvula excluyéndose otros elementos de la línea de admisión. La hipótesis de la adiabaticidad del proceso de derrame permite la utilización de un banco de flujo frío y estacionario para determinar el coeficiente de descarga [2].

Evidentemente, el coeficiente de descarga depende del ángulo de asiento de la válvula, siendo máximo para un ángulo de asiento de 0° . Sin embargo, en un asiento cónico la presión normal que ejerce la válvula sobre el asiento aumenta, asegurando un buen cierre. En la práctica los ángulos varían entre 30° y 45° .

El diseño del conjunto pipa más válvula no sólo afecta de manera directa al proceso de renovación de la carga del motor, sino que también va a afectar al movimiento del aire en el cilindro. De esta manera, si se quiere conseguir un determinado patrón de movimiento en el cilindro, éste ha de imprimirse durante el periodo de admisión mediante un diseño apropiado de la pipa de admisión. Esto en ocasiones puede afectar notablemente al coeficiente de descarga de la válvula. Así, en el caso en que se quiere producir un movimiento de *swirl* en el cilindro se utiliza una pipa con un diseño helicoidal. Sin embargo, es habitual que estas pipas helicoidales conduzcan a una reducción importante del coeficiente de descarga en relación a las no helicoidales. El movimiento del aire dentro del cilindro se abordará más ampliamente en el capítulo 12.

9.4 Efecto de la compresibilidad. Influencia en el diseño de válvulas

Las válvulas de admisión y de escape del motor son los elementos en donde la sección de paso es más reducida de toda la línea admisión-escape. Esto provoca que la mayor velocidad de circulación de los gases y los efectos negativos debidos a la compresibilidad del flujo se den allí. Esto ocurre especialmente cuando las válvulas no están completamente abiertas y cuando el salto de presiones entre cilindro y pipas es importante. Por ejemplo, a la apertura de la válvula de escape suele existir un salto de presión entre el cilindro y la pipa de escape supercrítico que hace que durante la fase inicial del escape el flujo alcance condiciones sónicas.

El efecto de la compresibilidad también aparece a elevados regímenes de giro tanto en la válvula de admisión como de escape.

El parámetro adimensional que cuantifica los efectos de la compresibilidad es el número de Mach, que se define como la relación entre la velocidad del flujo en la válvula y la velocidad del sonido local. Si consideramos que el aire se comporta como un gas ideal se obtiene la ecuación (9.8) para el número de Mach en la válvula.

$$M_v = \frac{u}{\sqrt{\gamma RT}} \quad (9.8)$$

Se puede decir que los efectos de la compresibilidad pasan a ser relevantes cuando el número de Mach en la válvula es superior a 0,2. Sin embargo, la velocidad del flujo en las válvulas es variable durante el proceso de admisión y de escape y también el número de Mach. Se puede obtener un valor promedio del número de Mach en la válvula como la velocidad media en la válvula dividida por la velocidad del sonido (ecuación 9.9). La velocidad media en la válvula se puede relacionar con la velocidad media del pistón multiplicada por la relación de áreas del pistón y la efectiva en la válvula, calculada esta última como el área geométrica multiplicada por el coeficiente de descarga promedio \bar{C}_D .

$$\bar{M}_v = \frac{1}{a} \int_{\text{ciclo}} u_v = \frac{\bar{u}_v}{a} = \left(\frac{A_p}{A_v \bar{C}_D} \right) \frac{c_m}{a} = \left(\frac{D}{D_v} \right)^2 \frac{c_m}{a \bar{C}_D} \quad (9.9)$$

Analicemos cómo evoluciona el rendimiento volumétrico al variar el número de Mach promedio en las válvulas de admisión. En la izquierda de la Figura 9.4 se observa que para valores bajos del número de Mach el rendimiento volumétrico permanece relativamente constante, pero a partir de un determinado valor el llenado de los cilindros empeora de forma notable. Esta caída puede ser imputada al efecto de la compresibilidad de los gases.

Fukutani y Watanabe [3] propusieron una expresión diferente del número de Mach promedio (9.10). En este caso se corrige el Mach con la duración efectiva del proceso de admisión y con el rendimiento volumétrico. Este último término tiene en cuenta que cuando se reduce el llenado también lo hace la velocidad de los gases y el número de Mach.

$$M_{FW} = \bar{M}_v \frac{180}{\alpha_{RCA} - \alpha_{AAA}} \eta_v \quad (9.10)$$

En la parte derecha de la Figura 9.4 se presenta la dependencia entre el rendimiento volumétrico y el número de Mach propuesto por Fukutani y Watanabe. Se puede constatar que a partir de un valor de 0.4 existe una caída muy marcada de rendimiento volumétrico. Se puede considerar este valor como un parámetro de diseño que permite estimar el diámetro de válvulas necesario para no tener problemas con la compresibilidad del flujo.

La Figura 9.4 muestra claramente que el fenómeno de la compresibilidad en las válvulas de admisión limita el valor máximo del régimen de giro de un motor y por lo tanto de la potencia que se puede obtener de él. La manera de modificar este límite de funcionamiento hacia valores más altos de régimen de giro es disminuir la velocidad de circulación del flujo en las válvulas. Esto se puede conseguir mejorando el diseño del conjunto pipa-asiento-válvula tal como se ha descrito en la sección 9.3, o bien aumentando el tamaño o el número de válvulas.

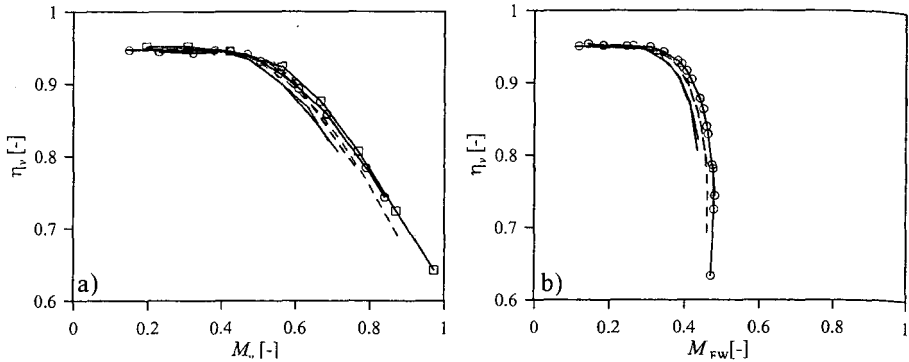


Figura 9.4 Rendimiento volumétrico para varios motores en función del Mach promedio (a) y del Mach de Fukutani y Watanabe (b).

A este respecto, hay que tener en cuenta que existe una limitación al tamaño de las válvulas, en función de su número y su disposición en la culata. Considerando que la problemática de las válvulas de escape y las de admisión son distintas, suele primarse el llenado sobre el vaciado, con lo que la sección de paso de admisión suele ser mayor que la de escape.

En la Figura 9.5 se muestran configuraciones con 2, 4 y 5 válvulas. En cada caso el tamaño de las válvulas se encuentra limitado por el diámetro del pistón y por la forma del alojamiento de las válvulas en la culata. En la tabla bajo la figura se indican unos valores indicativos de diámetro y sección de válvulas para un diámetro de pistón de 71 mm. Se puede destacar que en todos los casos la sección disponible en admisión es superior a la de escape. La tabla de la Figura 9.5 también muestra que la configuración con dos válvulas de admisión puede tener un 50% más de sección disponible que la de una sola válvula. Finalmente, también se observa cómo el número y la posición de las válvulas condiciona la posición en la que se sitúa la bujía de encendido o el inyector de combustible. Esto hace que en determinadas situaciones se prefiera una configuración no por su influencia sobre la renovación de la carga, sino por una mejor posición de bujía o de inyector.

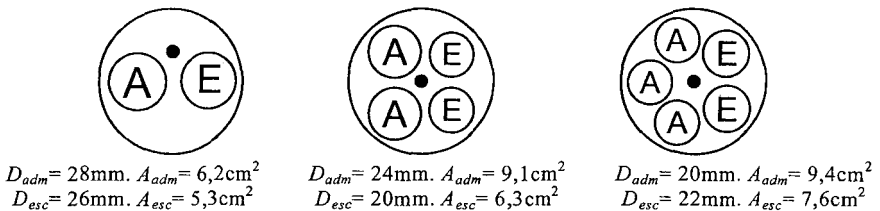


Figura 9.5 Configuraciones de culatas con diferente número de válvulas.

En la Figura 9.6 a) se presenta el rendimiento volumétrico de un motor de encendido provocado con una sola válvula de admisión, otro con un 20% más de sección y un tercero con 40% más de sección, que equivaldría a un motor con dos válvulas de admisión. Esta gráfica muestra que en los casos con menos sección se produce una reducción del rendimiento volumétrico a alto régimen de giro que se puede relacionar con el efecto negativo de la compre-

sibilidad. Al aumentar la sección de paso, se reduce el número de Mach y se recupera rendimiento volumétrico. A bajo y medio régimen, sin embargo, resulta más adecuada una menor sección en la válvula de admisión para minimizar el efecto de los reflujos sobre el rendimiento volumétrico.

En la Figura 9.6 c) se analiza la presión media de bombeo producida. Se puede concluir en primer lugar que las diferencias son reducidas. En segundo lugar, se puede destacar que en los casos en que el llenado es mejor el trabajo de bombeo va a ser mayor. Esto es debido a que el trabajo de bombeo es proporcional a la masa de gas a trasegar, como ya se ha indicado.

En la Figura 9.6 b), se muestra el efecto del tamaño de la válvula de escape sobre el llenado. Se considera de forma análoga un motor con una sola válvula de escape, otro con un 20% más de sección y un tercero con un 40% más de sección, que sería equivalente a un motor con dos válvulas de escape. Se observa que la sección en la válvula de escape tiene un impacto reducido sobre el llenado. Solamente a alto régimen de giro empeora un poco el llenado si se tiene poca sección disponible. Esto se debe a que al reducir la sección de escape se dificulta la descarga de los gases quemados y hay un aumento de residuales que reduce el volumen disponible para el aire de admisión.

En cambio, la sección efectiva en el escape tiene mucha influencia sobre el bombeo como se presenta en la Figura 9.6 d). Al aumentar la sección disponible se reduce la pérdida de carga durante el proceso de escape y por lo tanto la presión media de bombeo.

Con el ejemplo mostrado se pone en evidencia que la sección de las válvulas de admisión afecta principalmente al llenado del motor, mientras que la de escape lo hará principalmente al trabajo de bombeo.

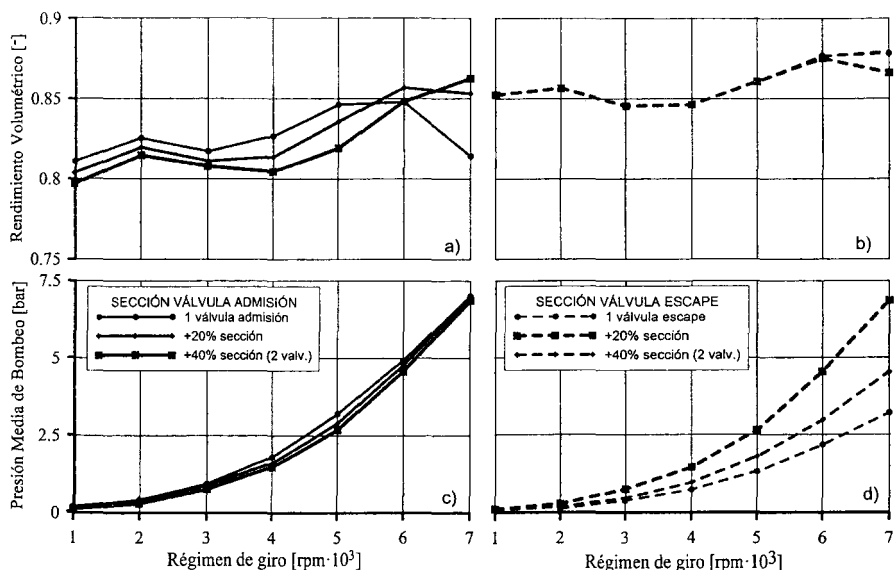


Figura 9.6 Influencia de la sección de paso de las válvulas sobre los parámetros característicos del proceso de renovación de la carga.

9.5 Efecto de inercia del fluido. Diagrama de distribución

En este apartado vamos a analizar el llamado diagrama de distribución que determina los momentos de apertura y cierre de las válvulas de admisión y de escape durante el ciclo del motor de cuatro tiempos. Tal como se va a mostrar, en tres de los cuatro eventos característicos del diagrama, los efectos relacionados con la inercia que tiene el flujo en las pipas de admisión y de escape, son especialmente relevantes. En este apartado se van a dar criterios de diseño para la elección de los momentos de apertura y cierre de las válvulas.

Los efectos de inercia que influyen sobre el vaciado y llenado del cilindro se pueden cuantificar mediante el llamado parámetro de inercia, ecuación (9.11), que se define como la relación entre la energía cinética del fluido en la pipa de admisión o de escape y el volumen desplazado.

$$\Phi = \frac{E_{c, \text{fluido}}}{V_D} = \frac{\frac{1}{2} \rho V_{\text{pipa}} c_{\text{pipa}}^2}{V_D} = \frac{1}{2} \rho \frac{L_{\text{pipa}}}{S} \left(\frac{D}{D_{\text{pipa}}} \right)^2 c_m^2 \quad (9.11)$$

La ecuación (9.11) muestra cómo los fenómenos de inercia van a ser importantes a alto régimen de giro ya que el parámetro de inercia varía con el cuadrado de la velocidad lineal media del pistón. Otro parámetro que afecta a la inercia es el diámetro de las pipas al cuadrado. Una reducción del diámetro de las pipas produce un aumento proporcional del parámetro de inercia.

Es habitual representar gráficamente el diagrama de distribución mediante un esquema de las dos vueltas que constituyen el ciclo del motor de cuatro tiempos en el que se marcan los momentos de apertura y cierre de las válvulas como se muestra en la parte izquierda de la Figura 9.7. El esquema muestra por tanto los ángulos de apertura y cierre referidos a la carrera del motor.

Un aspecto importante relacionado con el diagrama de distribución es la velocidad de apertura de las válvulas. Como se presenta en la Figura 9.7 las válvulas no abren de forma instantánea debido a su inercia. La velocidad de apertura depende principalmente del mecanismo de accionamiento. En el capítulo 27 apartado 4 se describen los sistemas de distribución más comunes. Así, en sistemas de distribución mecánicos, en los que el accionamiento de las válvulas está comandado por levas, la aceleración en la apertura y cierre está limitada, entre otros factores, por el ruido producido, por problemas de seguimiento del perfil de la leva y por los rebotes. Esta limitación hace que los eventos de apertura se tengan que adelantar con respecto a los puntos muertos correspondientes, mientras que los de cierre se han de retrasar, para que los periodos de apertura efectiva se correspondan, en principio, con las carreras de admisión y de escape. De esta manera se habla siempre de avance a la apertura (AA) y de retraso al cierre (RC) tanto de las válvulas de admisión como de las de escape.

En el caso de accionamiento hidráulico o eléctrico la velocidad de apertura es mucho mayor. Consecuentemente dos motores con idéntico diagrama de distribución pero con velocidades de apertura diferentes tendrán características diferentes de sección de paso efectiva. El diagrama de distribución es comparable solamente si los perfiles de apertura y cierre son similares. Otro detalle a tener en cuenta es que en el diseño de las levas se suelen poner rampas de aceleración y de deceleración que, junto con el juego que suele haber en el mecanismo de accionamiento de las válvulas, puede cambiar los momentos efectivos de apertura y cierre para un mismo perfil de las levas.

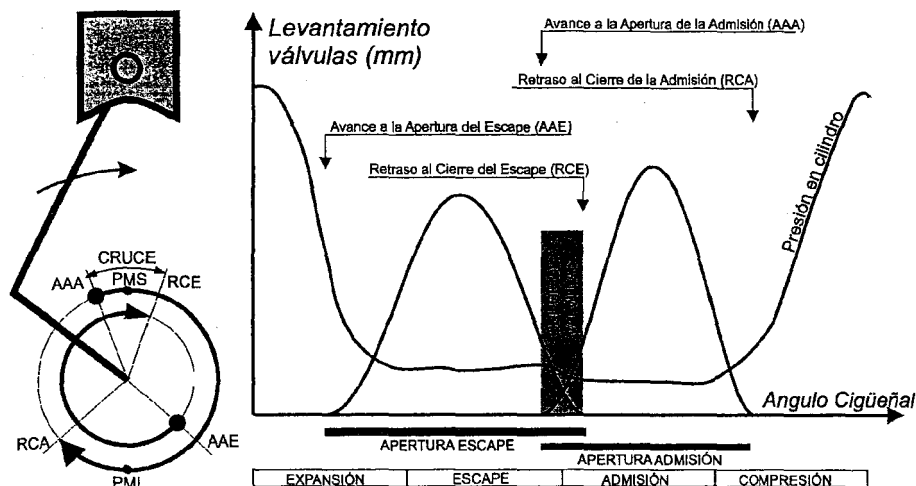


Figura 9.7 Representación gráfica de los eventos del diagrama de distribución.

Se van a presentar a partir de aquí cuáles son los fenómenos relevantes y los criterios de optimización de cada uno de los eventos del diagrama de distribución.

9.5.1 Avance a la apertura de la válvula de escape (AAE)

Tal como se ha mostrado en la Figura 9.7 la apertura de la válvula de escape se produce durante la carrera de expansión, por ello se habla de avance a la apertura del escape (AAE). En la Figura 9.8 a) se compara una apertura avanzada con otra en que la válvula se abre en el PMI, indicado en la Figura 9.8 a) en línea continua, en el diagrama presión-volumen. Se aprecia cómo la apertura adelantada disminuye la presión en el cilindro durante la última parte de la carrera de expansión, debido a la salida de los gases quemados del cilindro. Esto hace que la presión durante la carrera de escape sea menor y que el trabajo de bombeo se reduzca. La elección del ángulo de avance óptimo depende pues del balance entre la pérdida de trabajo de expansión y la reducción del bombeo, esto es, el trabajo neto. En la figura se han representado las dos contribuciones en las áreas rayadas verticalmente (expansión) y horizontalmente (bombeo).

Para cada condición de funcionamiento existe un avance a la apertura del escape que optimiza el trabajo neto del ciclo. En particular, el avance óptimo varía con el régimen de giro, ya que al aumentar éste, se reduce el tiempo en el que se realiza el ciclo. De esta manera es lógico que al aumentar el régimen de giro el avance óptimo sea mayor. En la Figura 9.8 b) se representa el trabajo neto en función del ángulo de apertura del escape para varios regímenes de giro. Se representa también una línea que une el máximo de cada curva que indica la tendencia que debería cumplir el sistema de distribución para optimizar todos los casos. En sistemas de distribución fijos esto no es posible, por lo que se elige un valor de AAE que optimice un régimen intermedio.

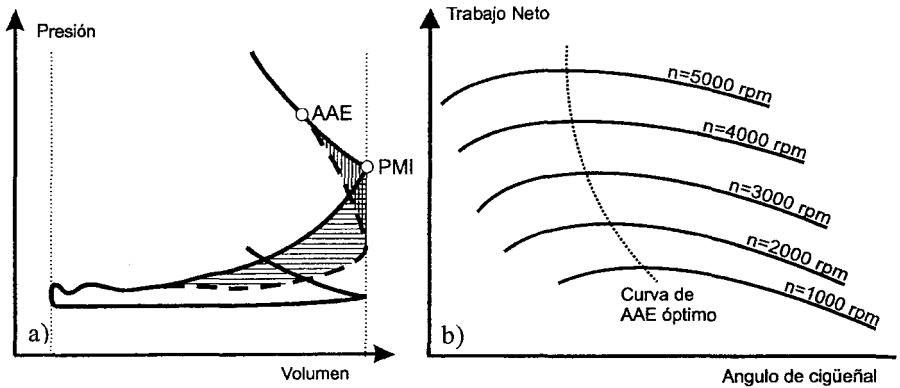


Figura 9.8 a) Efecto del AAE sobre la presión en el cilindro. b) Variación del avance óptimo de apertura de la válvula de escape en función del régimen de giro.

En el caso de los motores sobrealimentados con turbina el balance energético a realizar debe incluir también a la turbina. Cabe aquí decir que al avanzar la apertura de escape aumenta la energía de los gases de escape a la entrada de la turbina, aunque suele ser más eficiente recuperar esta energía en el cilindro que en el turbogruppo, por lo tanto sigue siendo la reducción de la pmh lo que condiciona los valores óptimos de AAE.

9.5.2 Cruce de válvulas

Los efectos de variar los eventos de retraso al cierre de la válvula de escape (RCA) y de avance a la apertura de la de admisión (AAA) sobre el rendimiento volumétrico y las pérdidas de bombeo son similares; por lo que se tratarán de forma conjunta relacionando dichos efectos con el llamado cruce de válvulas.

Se entiende por cruce de válvulas el período en que las válvulas de admisión y de escape están abiertas simultáneamente. Numéricamente, el cruce de válvulas se calcula como la suma de los ángulos de avance a la apertura de la admisión y de retraso al cierre del escape.

El cruce de válvulas se produce alrededor del punto muerto superior del ciclo abierto, esto es, cuando la distancia entre pistón y culata es mínima. Ésta puede ser una primera limitación en cuanto a la amplitud del cruce de válvulas ya que las válvulas podrían tocar con el pistón. En algunos diseños, para evitar el choque se labran en la cabeza del pistón unas oquedades en que se alojan las válvulas evitando el contacto. En otros motores, el cruce de válvulas es nulo o incluso hay un período en que tanto las válvulas de escape como las de admisión están cerradas (o casi) de manera que se produce un aumento de la presión en la cámara denominada recompresión.

Los fenómenos de trasiego de gases durante el cruce de válvulas están controlados por las presiones que existen en ese momento en el cilindro y en las pipas de admisión y de escape. Las distintas situaciones posibles se representan en la Figura 9.9.

En el caso en que la presión del cilindro sea mayor que la de admisión, Figura 9.9 a), se producen reflujos hacia la admisión. Estos gases quemados se alojan en los conductos de admisión y son aspirados nuevamente por el cilindro durante el subsiguiente período de entrada de aire al cilindro, reduciendo el rendimiento volumétrico y aumentando la tasa de residuales.

En el caso en que la presión de escape sea también superior a la del cilindro, Figura 9.9 b), los reflujos hacia la admisión pueden provenir también desde el escape. En el caso en que la presión de admisión sea superior a la de cilindro y escape, Figura 9.9 c), se va a producir un barrido de la cámara de combustión y cortocircuito de gases frescos hacia el escape.

En el caso de los MEC el cortocircuito será de aire y en los motores industriales se utiliza para reducir la temperatura de los gases debido a eventuales necesidades de refrigeración de la turbina o del colector de escape. En el caso de MEP de inyección indirecta el cortocircuito será de mezcla aire-combustible, lo que conlleva un aumento de las emisiones de hidrocarburos y una reducción del rendimiento efectivo del motor. Aun así, se puede buscar este efecto en motores de altas prestaciones o de competición por la mejora en el llenado del motor.

El cruce de válvulas óptimo para un motor depende de muchos factores. En primer lugar depende, como se ha mencionado, de la relación entre las presiones instantáneas de escape y admisión durante el cruce. Esta precisión es muy importante, ya que se pueden dar situaciones en las que las presiones medias de admisión y de escape durante el ciclo sean muy diferentes de las que hay instantáneamente durante la fase de cruce de válvulas.

Por otra parte, si la presión de escape es muy superior a la de admisión es habitual reducir el cruce para evitar reflujo y tasas de residuales elevadas. Si la presión de admisión es muy superior a la de escape se puede aumentar el cruce para aumentar el barrido. Aunque, en ocasiones, se puede preferir reducir el cruce con presiones de admisión superiores a la de escape; bien para mejorar la eficiencia del llenado, gracias a reducir el cortocircuito de aire fresco hacia el escape, o bien para evitar el envío a la atmósfera de combustible sin quemar.

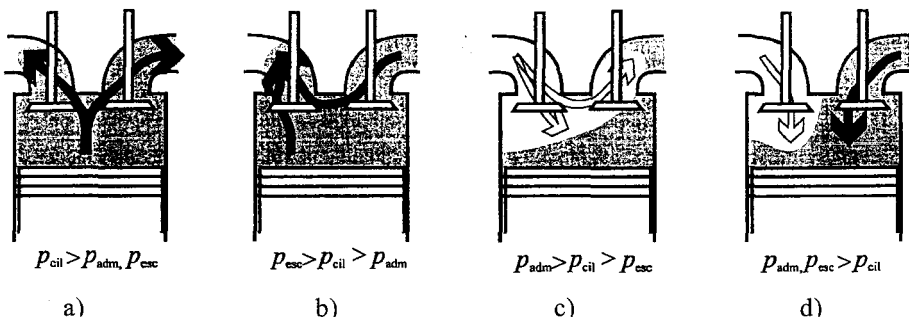


Figura 9.9 Situaciones de flujo que se pueden producir durante el cruce de válvulas.

Resulta interesante analizar el trasiego de gases durante el cruce en función del régimen de giro del motor, en particular, los efectos de inercia que se producen en la pipa de escape, responsables de que los gases continúen saliendo aun cuando la velocidad del pistón sea nula en el PMS. Estos efectos de inercia permiten mejorar el barrido de los gases quemados pero aumentan el cortocircuito a muy alto régimen de giro.

Así, es habitual que motores que están optimizados para trabajar a regímenes de giro bajos en los que los efectos de inercia son reducidos, el cruce de válvulas es pequeño o inexistente. En cambio, en motores en los que se quiere optimizar el comportamiento a alto régimen es más habitual diseñar un cruce de válvulas importante, aunque siempre limitado por la distancia entre las válvulas y pistón para evitar el contacto.

9.5.3 Retraso al cierre de la válvula de admisión (RCA)

Tal como se muestra en la Figura 9.7, el retraso al cierre de la válvula de admisión (RCA) hace que éste se produzca durante la carrera de compresión. Esto se hace así porque al final de la carrera de admisión, aun cuando la velocidad del pistón se reduce al acercarse al PMI, el cilindro se sigue llenando si los gases entrantes por la pipa de admisión tienen suficiente velocidad.

Así, al igual que se ha visto para otros eventos, a mayor régimen de giro es mejor tener RCA elevados para poder aprovechar los efectos de inercia. Sin embargo, a bajo régimen de giro es idóneo reducir el RCA para evitar reflujos hacia la admisión.

En la Figura 9.10 se muestra la evolución del gasto instantáneo en la válvula de admisión para dos valores distintos del RCA.

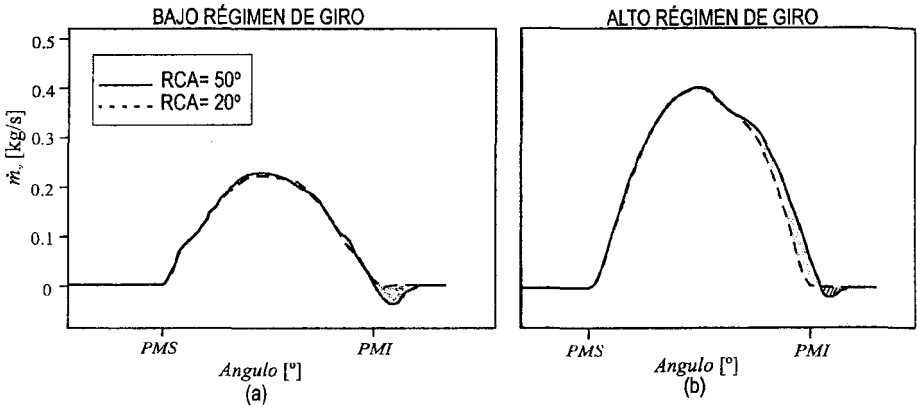


Figura 9.10 Gasto instantáneo en la válvula de admisión a bajo régimen de giro (a) y a alto régimen de giro (b) para dos valores distintos de RCA.

En la Figura 9.10 a) se muestra un caso a bajo régimen de giro y por lo tanto con poca inercia. En esta situación, si el cierre de la admisión se produce mucho después del punto muerto inferior se producen reflujos desde el cilindro hacia las pipas de admisión en el momento en que el pistón comienza su carrera ascendente. Este reflujo está sombreado en la figura. La consecuencia de esto es que parte del aire que ha entrado durante la carrera de admisión sale del cilindro reduciéndose el rendimiento volumétrico.

A alto régimen de giro se aprecia que con un mayor RCA entra un mayor caudal de aire al cilindro antes del PMI, debido a que al retrasar será mayor el levantamiento de la válvula en esa fase. Esto se ha marcado con la zona oscurecida de la Figura 9.10 b). También se aprecia que es incluso posible que el aire siga entrando al cilindro después del punto muerto inferior, debido a la gran inercia de los gases. El incremento de gasto en la última fase de la admisión incluso compensa que poco antes del cierre de la válvula puedan aparecer pequeños reflujos como el que se ha marcado en la zona rayada de la figura.

En resumen, con un retraso importante aparecerán reflujos a bajo régimen, pero el llenado a alto régimen será mejor. Con un retraso más reducido se pueden evitar los reflujos a bajo régimen pero el llenado se verá perjudicado a alto régimen de giro.

La Figura 9.11 muestra el rendimiento volumétrico en función del régimen de giro y para distintos valores de RCA, en el caso de un MEC sobrealimentado de seis cilindros usado en transporte pesado. La gráfica muestra claramente cómo valores bajos del RCA mejoran el rendimiento volumétrico a bajo régimen, mientras que los RCA mayores lo empeoran por causa de los reflujos. Sin embargo, valores mayores de RCA aportan claras mejoras al rendimiento volumétrico en la zona de alto régimen de giro.

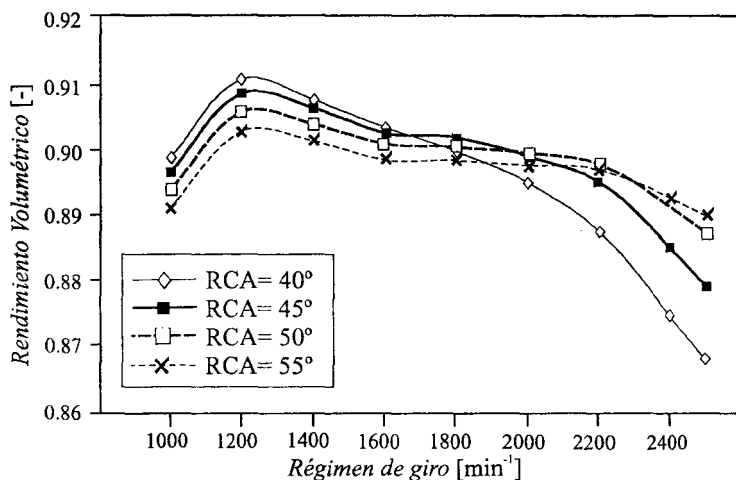


Figura 9.11 Rendimiento volumétrico frente a régimen de giro en función del RCA.

9.5.4 Síntesis del diagrama de distribución

A modo de síntesis, la Figura 9.12 muestra diagramas de distribución típicos de distintos motores. Se destaca que los motores con objetivos de diseño conservadores, como es el caso de motores de automoción de vehículos utilitarios suelen tener diagramas de distribución cerrados, es decir, los avances y retrasos son moderados.

En el caso de motores estacionarios industriales el diagrama suele ser cerrado, por girar a bajo régimen de giro, a excepción del cruce de válvulas que es comparativamente más grande para favorecer el barrido de admisión a escape debido a que suelen ser sobrealimentados y operar en condiciones de funcionamiento en las que la presión de admisión es superior a la de escape (véase Figura 9.23).

Finalmente, la Figura 9.12 muestra que en el caso de vehículos de altas prestaciones, o que giren muy rápido, el diagrama es muy abierto. Es importante destacar que los valores presentados en la Figura 9.12 se corresponden con diagramas de distribución de motores en los que el accionamiento de las válvulas se hace con levas y no con otros sistemas en los que la velocidad de apertura y cierre es mayor.

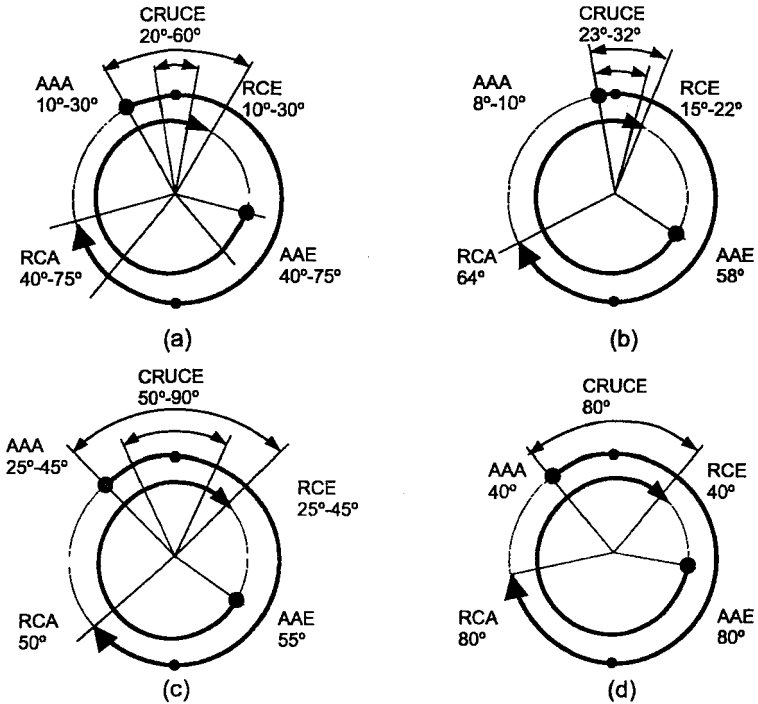


Figura 9.12 a) Valores límite MEP-MEC turismo. b) Valores habituales MEP-MEC turismo. c) MEC sobrealimentado gran tamaño. d) MEP altas prestaciones.

9.5.5 Sistemas de distribución variable

Se ha visto en los apartados anteriores que el diagrama de distribución óptimo depende mucho de las condiciones de funcionamiento del motor. En particular, se ha destacado su dependencia con el régimen de giro, y se puede decir que si se quiere privilegiar el comportamiento del motor a alto régimen de giro se han de utilizar diagramas de distribución abiertos; mientras que si se quiere optimizar en baja se han de utilizar diagramas cerrados. Con el objetivo de poder optimizar el diagrama de distribución para cualquier condición de funcionamiento se han desarrollado sistemas que permiten modificar algunos de los eventos del diagrama en función de las condiciones de operación del motor.

Los primeros sistemas de distribución variable consistían en la desactivación de algunas de las válvulas de un motor multiválvulas a bajo régimen de giro y/o carga. De esta manera se reduce la sección efectiva disponible en situaciones en las que hay reflujos importantes por la falta de inercia en la corriente de gases. Un segundo tipo de sistemas de distribución variable permite modificar el calado angular de las levas. De esta manera se pueden modificar los eventos de apertura y cierre de una válvula. La limitación de este sistema es que apertura y cierre se mueven en el mismo sentido por lo que se tiene que elegir uno de ellos para optimizar. En los últimos tiempos están apareciendo sistemas que permiten modificar de forma inde-

pendiente los cuatro eventos del diagrama de distribución así como el levantamiento máximo. De esta manera se puede optimizar para cada punto de funcionamiento la estrategia de la distribución.

En la Figura 9.13 se muestran distintas estrategias de levantamiento de la válvula de admisión en función del punto de funcionamiento para un MEP de automoción:

- Para el punto de máxima potencia se utiliza toda la sección efectiva disponible.
- A plena carga y bajas vueltas se adelanta el cierre de la válvula para evitar reflujos al final del proceso de admisión.
- En el caso de carga parcial se ajusta el levantamiento máximo y el cierre de la válvula en función del nivel de carga. Al hacer este tipo de estrategia se puede eliminar, al menos parcialmente, la estrangulación que se realiza en la mariposa de admisión para el control de la carga. Esto se traduce en una reducción importante del trabajo de bombeo y del consumo de combustible del motor.
- A ralentí se reduce el levantamiento máximo de la válvula, se retrasa la apertura y se adelanta el cierre. Como en el caso anterior se hace el control de la carga mediante la apertura controlada de la válvula de admisión.
- En el ciclo urbano se hace un doble levantamiento que permite realizar a la vez el control de la carga y la optimización de la combustión para la reducción de las emisiones contaminantes.

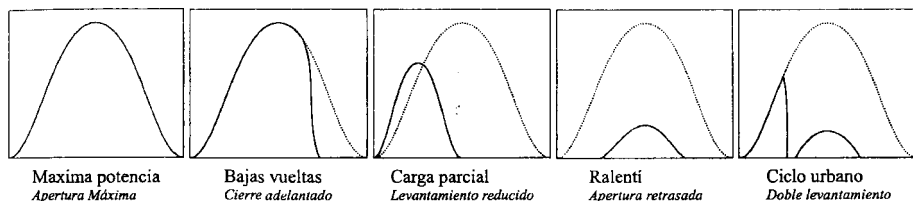


Figura 9.13 Diversas estrategias de levantamiento de la válvula de admisión.

9.6 Efecto de las ondas de presión. Diseño de colectores

Tal como se ha descrito en la introducción y se ha analizado con detalle en el capítulo 8, los procesos de admisión y escape van a provocar ondas de presión que se van a transmitir en los conductos del motor. También se ha explicado en el capítulo 8 la forma en que esas perturbaciones se pueden trasladar y deformar, si los conductos del motor son suficientemente largos (Figura 8.6). Esas ondas de sobrepresión en el escape y de rarefacción en la admisión se van a reflejar en las discontinuidades o elementos que forman las líneas de admisión y de escape. Cuando las ondas reflejadas llegan de vuelta a las válvulas del motor van a modificar las condiciones termodinámicas y por lo tanto el gasto que se trasiega a través de éstas. Igualmente, se puede producir una cierta interferencia entre los procesos de admisión y de escape de los cilindros en motores con varios cilindros, debido a que es habitual unir los conductos de admisión y de escape de éstos a un conducto común formando los colectores. En este apartado se va a analizar, de forma separada para la admisión y para el escape, cómo afecta el diseño de los colectores y en general de las líneas completas a las prestaciones de los motores.

9.6.1 Efectos de las ondas de presión en la admisión

El proceso de admisión de un motor genera una onda de rarefacción que se va a transmitir a lo largo del conducto de admisión hasta que es reflejada en alguna discontinuidad. Considérese en primera instancia el caso de un motor con un único cilindro que aspira de un conducto de sección constante y de longitud L con el extremo abierto a la atmósfera como el que se muestra en la Figura 9.14. La onda de rarefacción generada se transmite a través del tubo hasta su extremidad. En ella la onda de rarefacción se refleja como onda de sobrepresión según el mecanismo descrito en la figura 8.7. La onda de sobrepresión viaja entonces hacia la válvula y puede llegar antes de que la válvula se haya cerrado produciendo un aumento de la presión en la válvula al final de la carrera de admisión.

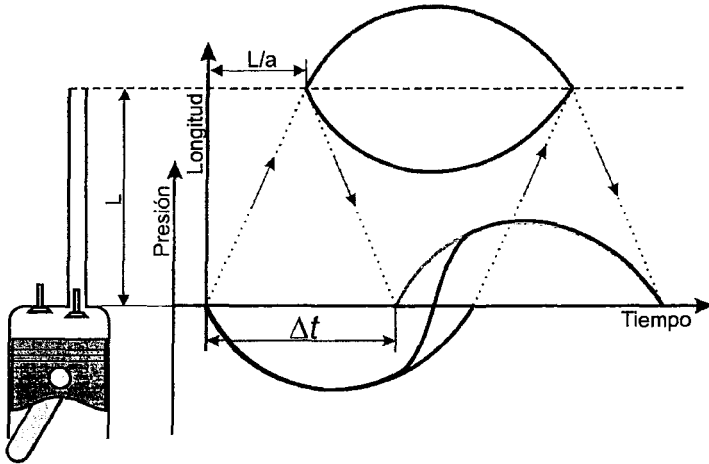


Figura 9.14 Transmisión y reflexión de ondas en el conducto de admisión de un motor monocilíndrico.

La evolución de la presión será el resultado de la superposición de las ondas incidente y reflejada en la que la última tiene un desfase debido al tiempo necesario para recorrer el conducto a la ida y a la vuelta. Si se supone que se trata de ondas acústicas, la velocidad de las ondas de presión es la del sonido. Se puede por lo tanto calcular el desfase temporal Δt y el desfase angular θ entre las ondas incidente y reflejada:

$$\Delta t = \frac{2L}{a} \quad ; \quad \theta = 360 n \Delta t \quad (9.12)$$

El desfase temporal entre las ondas incidente y reflejada es constante, sin embargo, el desfase angular aumenta con el régimen de giro. En cuanto a la amplitud de la onda de rarefacción producida por la aspiración del cilindro puede caracterizarse a partir del parámetro de inercia definido en la ecuación (9.11). La onda reflejada tendrá una amplitud proporcional a la onda incidente.

Los efectos de ondas pueden utilizarse en la admisión para mejorar el llenado del cilindro. La onda de sobrepresión reflejada produce un aumento de la presión en la válvula que se tra-

duce en un aumento del gasto de entrada al cilindro. El mayor aumento de gasto se produce cuando el volumen en el cilindro es mayor, ya que para un incremento de presión dado, el incremento de masa será mayor. Así, el máximo aprovechamiento se produce cuando el pico de la onda de sobrepresión llega a la válvula alrededor del punto muerto inferior. Esto equivale a un desfase angular θ entre las ondas incidente y reflejada de 90° . Si se quiere obtener un máximo aprovechamiento a un régimen de giro n , la longitud necesaria para sintonizar el conducto de admisión será:

$$L = \frac{a\Delta t}{2} = \frac{a\theta}{2 \cdot 360n} = \frac{90a}{720n} = \frac{a}{8n} \quad (9.13)$$

Se puede definir un parámetro adimensional llamado parámetro de frecuencia que caracteriza el retardo de la onda reflejada. El parámetro de frecuencia se define como la relación entre la frecuencia del motor y la frecuencia natural del sistema de admisión. Para el caso de un conducto con un extremo abierto será:

$$Q = \frac{f_{motor}}{f_{conducto}} = \frac{n/2}{a/4L} = \frac{2nL}{a} = \frac{360}{\theta} \quad (9.14)$$

En cuanto al diámetro del conducto se puede decir que al reducirlo aumentarán los efectos de inercia en el conducto y por lo tanto la amplitud de las ondas generadas. Por otra parte aumentarán las pérdidas de carga a alto régimen de giro. La tendencia en un motor con colectores sintonizados es a reducir el diámetro de los conductos en relación a un motor no sintonizado.

En el caso de un motor de varios cilindros, es necesario unir todos los conductos de admisión, llamados en este caso primarios, a un colector o tubo común. En este caso la onda de rarefacción producida por el cilindro es reflejada en la unión de conductos como una onda de sobrepresión pero su amplitud es inferior a la producida por un extremo abierto, tal como se ha mostrado en la figura 8.9. En este sentido, el volumen del colector de admisión es el parámetro que principalmente determina la amplitud de la onda reflejada. Así, un volumen grande, del orden de varias veces la cilindrada del motor produce una reflexión casi como la de un extremo abierto y una ramificación sin apenas volumen produce una reflexión muy leve.

Inversamente, la onda incidente se trasmite a través del volumen del colector hacia el resto de elementos de la línea de admisión. La amplitud de la onda de rarefacción transmitida hacia la entrada del colector es inversamente proporcional al volumen del tubo común. Esta onda de rarefacción puede reflejarse en otros elementos de la línea de admisión que tengan un volumen suficiente: *intercooler*, compresor, filtro, etc. Así en una línea de admisión se pueden producir varias ondas de sobrepresión reflejadas en distintos elementos del motor y que llegan a la válvula en momentos diferentes y son por tanto susceptibles de ser sintonizadas a varios regímenes de giro. La amplitud de cada una de las ondas reflejadas dependerá de la relación de los volúmenes en los que se producen las reflexiones.

En el caso de un colector del tipo Z-1 como el que se muestra en la Figura 9.15, en que todos los conductos primarios se unen a un único conducto común a través de un volumen se pueden calcular dos parámetros de frecuencia. El primero caracteriza la reflexión en el volumen común donde se juntan las Z ramas del colector (indicado con la marca #1 en la figura) y se calcula a partir de la ecuación (9.14). El segundo parámetro de frecuencia caracteriza la

reflexión producida en la boca del colector de admisión (marca #2 en la figura), y se calcula como la relación entre la frecuencia de los pulsos y la frecuencia propia del colector:

$$Q = \frac{f_{motor}}{f_{col}} \quad (9.15)$$

Se puede obtener la frecuencia f_{col} a partir de la ecuación (9.16), en la que el subíndice 1 indica los conductos primarios y 2 el conducto común o secundario. Z es el número de conductos primarios; S la sección trasversal; L la longitud de los conductos y V el volumen del colector.

$$Z \tan \frac{f_{col} L_1}{2\pi a} = \frac{S_2}{S_1} \cot \frac{f_{col} L_2}{2\pi a} - \frac{f_{col} V}{2\pi a S_1} \quad (9.16)$$

El valor óptimo de Q depende del número de cilindros. Tal como se ha visto, en general el óptimo se produce cuando las ondas de sobrepresión llegan alrededor del PMI, esto es equivalente a un parámetro de frecuencia de 4. Sin embargo, para motores de 3 y de 6 cilindros la máxima amplitud se produce cuando el parámetro de frecuencia es 3, esto es, un desfase de 120° .

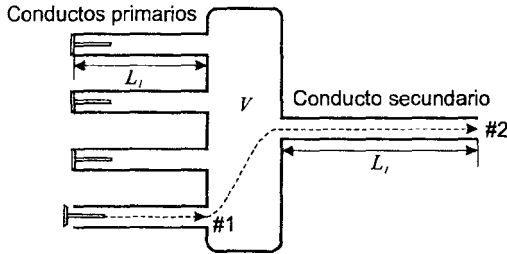


Figura 9.15 Representación de un colector 4-1 indicando los lugares en los que se reflejan ondas de sobrepresión que ayudan al llenado.

Para motores de 3 y de 6 cilindros un desfase de 120° es óptimo porque la segunda reflexión de un cilindro se suma a la rarefacción del cilindro siguiente en el orden de encendido produciendo un efecto de resonancia que aumenta la amplitud de las pulsaciones. En motores de 3 cilindros o múltiplos la onda reflejada llega durante la carrera de compresión por lo que en este caso conviene aumentar el retraso al cierre de la admisión.

La Figura 9.16 muestra el parámetro de frecuencia óptimo en un motor de 4 cilindros en función del número de Mach en la pipa de admisión para dos valores distintos de retraso al cierre de la admisión. Se puede concluir que a mayor RCA menor parámetro de frecuencia y mayor desfase de la onda reflejada. También se destaca la tendencia de que a mayor número de Mach es más adecuado aumentar el parámetro de frecuencia del colector [4].

Al aumentar el número de cilindros en un colector del tipo Z-1 aumenta la interferencia entre las ondas de rarefacción generadas por los cilindros y sus sucesivas reflexiones. A partir de 4 cilindros existe un solape importante en las carreras de admisión de cilindros consecutivos según el orden de encendido. Esto conduce a que sea difícil conseguir en el régimen de optimización un efecto de resonancia importante. La adición de las ondas generadas y sus sucesivas reflexiones tiende a dar una presión constante en el colector por lo que el aumento de rendimiento volumétrico es menos marcado.

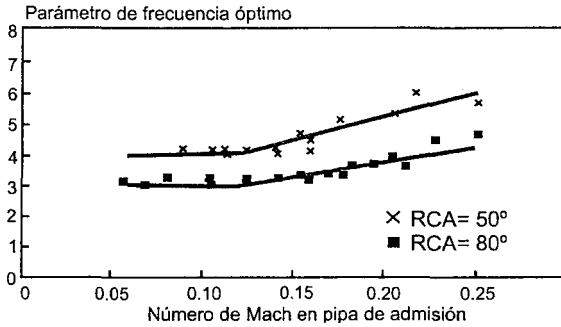


Figura 9.16 Relación entre el parámetro de frecuencia y el número de Mach en la pipa de admisión para un motor de cuatro cilindros [4].

En motores de más de 5 cilindros es habitual dividir el colector de admisión en dos partes con una geometría del tipo Z-2-1 con Z conductos primarios que se unen a dos conductos secundarios que a su vez se unen en un único conducto terciario que se une a la línea de admisión. En este tipo de colector se pueden obtener tres parámetros de frecuencia correspondientes a los conductos primarios (ecuación 9.14), a los dos grupos Z/2-1 (ecuación 9.15) y al colector completo. El hecho de separar los cilindros en dos o más grupos permite reducir las interferencias entre ellos y conseguir pulsaciones importantes en las válvulas que permiten aumentar mucho el rendimiento volumétrico.

Merece la pena destacar el caso del colector 6-2-1 en el que debido a la simetría espacial y temporal se producen resonancias muy importantes en el segundo parámetro de frecuencia sin necesitar un volumen importante en la segunda ramificación. La razón es que justo cuando aparece una onda de rarefacción en una de las dos ramas del segundo tramo, simultáneamente aparece una de sobrepresión en la otra rama de éste tramo y viceversa. De manera que la presión permanece constante en el punto de unión de ambas ramas (punto 3 de la Figura 9.17 a)) independientemente del volumen de esta ramificación, tal como se muestra en la Figura 9.17 b). Con lo cual el punto 3 se comporta como un extremo abierto a la atmósfera.

En motores con gran número de cilindros se puede optar por agruparlos en colectores de hasta 4 cilindros, consiguiendo resonancias importantes, o bien hacer un colector común, con un volumen tipo peine, en el que no se podrán aprovechar los efectos de ondas.

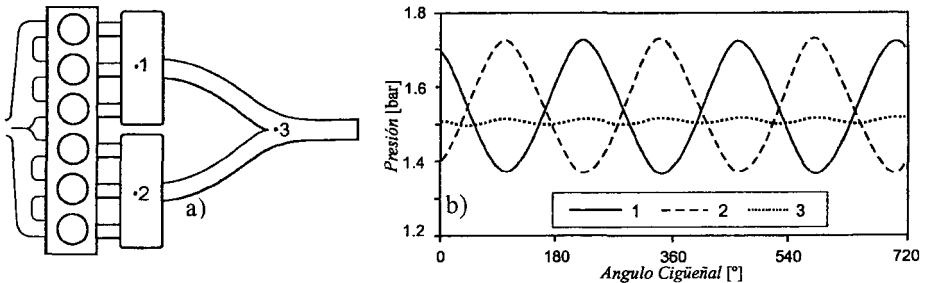


Figura 9.17 Presión en las ramas de la unión de un colector 6-2-1.

Como se ha destacado, el desfase entre las ondas generadas en la válvula de admisión y las reflexiones producidas en elementos de la línea de admisión, es constante en el tiempo pero se reduce con el régimen de giro. Esto hace que para una determinada longitud entre la válvula y el elemento en donde se produce la reflexión, el rendimiento volumétrico aumentará solamente para un rango de régimen de giro.

Con el objetivo de aprovechar los fenómenos de ondas de presión en la admisión en un rango mayor se han desarrollado una serie de colectores de geometría variable en los que es posible cambiar la frecuencia propia del colector en función de las condiciones de operación del motor. La Figura 9.18 muestra algunos de estos colectores.

La Figura 9.18 a) muestra un motor monocilíndrico de motocicleta en cuyo colector existe un núcleo giratorio, estando la entrada de aire al colector en la zona indicada por la flecha que identifica al núcleo. Girando este núcleo sobre su eje y en sentido anti horario se acorta la longitud del tubo de entrada con respecto a la que aparece en la Figura 9.18 a), este acortamiento (o alargamiento) se puede hacer de manera continua para adaptarse al régimen de giro del motor.

La Figura 9.18 b) muestra un colector en el que los tubos que salen de cada pipa están conectados por un conducto común situado hacia la mitad de su longitud mediante unas válvulas de control. Cuando las válvulas están abiertas las ondas generadas en los cilindros se reflejan en el primer colector (alto régimen). Cuando las válvulas están cerradas la reflexión se produce en el segundo colector a una distancia de la válvula mayor (bajo régimen).

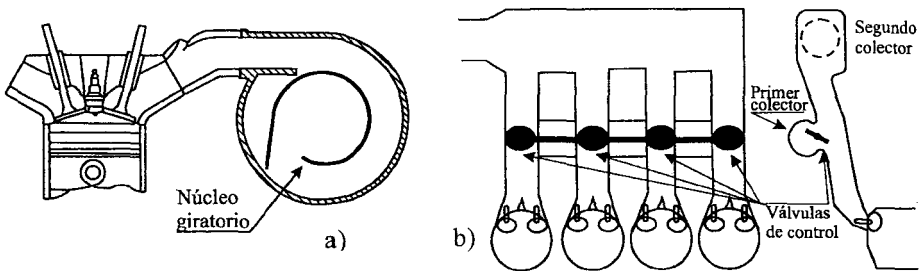


Figura 9.18 Colectores de admisión: a) variable continuo. b) variable de dos posiciones.

9.6.2 Efectos de las ondas de presión en el escape

El mecanismo de transmisión y reflexión de las ondas de presión en el escape de un motor es parecido al explicado para la admisión. Sin embargo, se pueden destacar algunas diferencias. En primer lugar, la forma y la amplitud de las ondas de presión va a ser diferente que en la admisión, tal como ya se mostró en la figura 8.2. El pulso de presión en escape tiene dos picos, el primero producido por la descarga espontánea del cilindro y el segundo producido por la descarga inducida por el movimiento del pistón (Figura 9.19).

En segundo lugar, la duración del proceso de escape es mayor que el de admisión. Si en la admisión se puede admitir que la duración del pulso es equivalente a la carrera de admisión, en el escape se admite que la duración es la carrera de escape más el avance a la apertura del escape (Figura 9.19). Esto tiene la consecuencia principal de que el problema de interferencias

entre cilindros va a ser más relevante. Esto es especialmente grave en motores de 4 cilindros ya que el pulso espontáneo de un cilindro coincide con el cruce de válvulas del cilindro anterior según el orden de encendido.

En tercer lugar, dado que la temperatura de escape es mayor que la de admisión, también lo es la velocidad del sonido, por lo que los pulsos viajan a mayor velocidad. Esto conlleva que para optimizar a un régimen de giro, la longitud de conducto necesario para sintonizar es sensiblemente mayor, por lo que en pocos casos se sintoniza el colector de escape ya que sería demasiado largo.

Finalmente, hay que considerar que el pulso producido en el escape es de sobrepresión. Este pulso puede ser reflejado en los elementos de la línea de escape en que haya un cierto volumen como una onda de rarefacción que retorna hacia las válvulas de escape, tal como se justificó en el capítulo 8. La onda de rarefacción reflejada puede producir dos tipos de beneficio en el motor. Por una parte, si la onda reflejada llega durante el cruce de válvulas puede producir un efecto de succión que ayuda a evacuar los gases del cilindro, a reducir residuales y eventualmente a producir cortocircuito desde la admisión al escape. Por otra, si la onda de rarefacción llega durante la carrera de escape reducirá la presión en la válvula y por lo tanto el trabajo de bombeo.

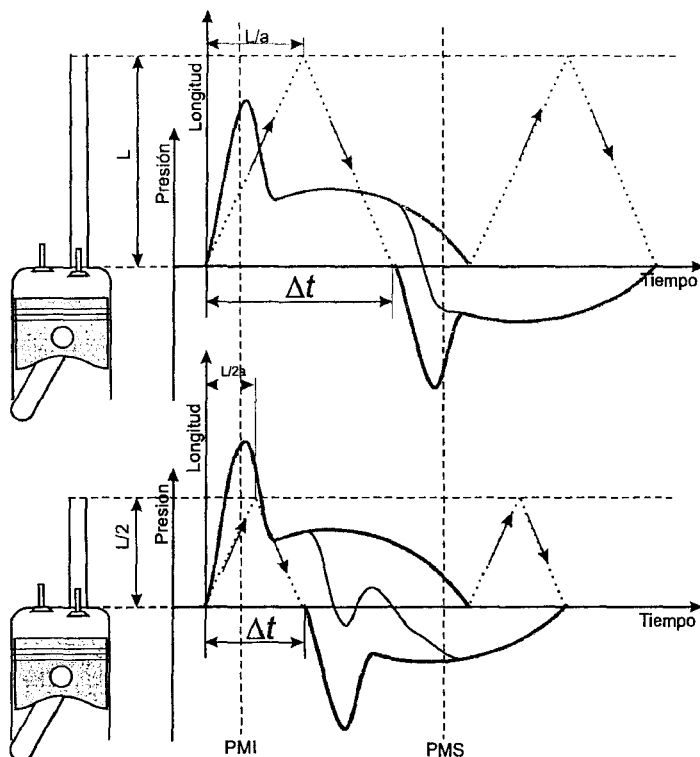


Figura 9.19 Ondas de sobrepresión en el escape de un monocilíndrico. Arriba: la onda reflejada llega desfasada 180° . Abajo: la onda reflejada llega desfasada 90° .

Si se considera el caso de un motor monocilíndrico con un sistema de escape formado por un conducto de sección constante, como se muestra en la Figura 9.19, el pulso de sobrepresión producido por la descarga en la pipa de escape se transmite hacia el extremo abierto y es reflejado como onda de rarefacción. Si ésta llega de vuelta a la válvula con un desfase de 180° ($Q=2$) llega durante el cruce de válvulas tal como se representa en la parte superior de la Figura 9.19 y mejora el llenado del motor. La onda reflejada produce una reducción de la presión en la válvula de escape que favorece el barrido desde la admisión hacia el escape.

Si la onda reflejada llega con un desfase de 90° ($Q=4$) lo hará a la mitad de la carrera de escape y la reducción de la presión media de bombeo será máxima. Esto ocurrirá si la longitud del conducto de escape es la mitad de la del caso anterior. Esto está representado en la parte inferior de la Figura 9.19.

La Figura 9.20 presenta el lazo de bombeo y el gasto instantáneo en la válvula de escape. Se muestran los casos en que el parámetro de frecuencia vale 2 y 4, lo que corresponde a desfases de retraso de la onda de 180° y 90° respectivamente. En el primer caso, la onda reflejada llega a la válvula durante el cruce de válvulas lo que evita el reflujo que se produce al inicio de la admisión. En el segundo caso, la onda reflejada llega a mitad de la carrera de escape y produce una reducción en el trabajo de bombeo.

En motores con más de un cilindro los conductos de escape se agrupan mediante colectores. La problemática es similar a la de la admisión con la salvedad de que las interferencias, como ya se ha comentado, son más importantes [5]. Esto hace que la utilización de colectores del tipo Z-2-1 sea mayor. Por ejemplo, se utilizan colectores de escape del tipo 4-2-1 en motores de cuatro cilindros en línea.

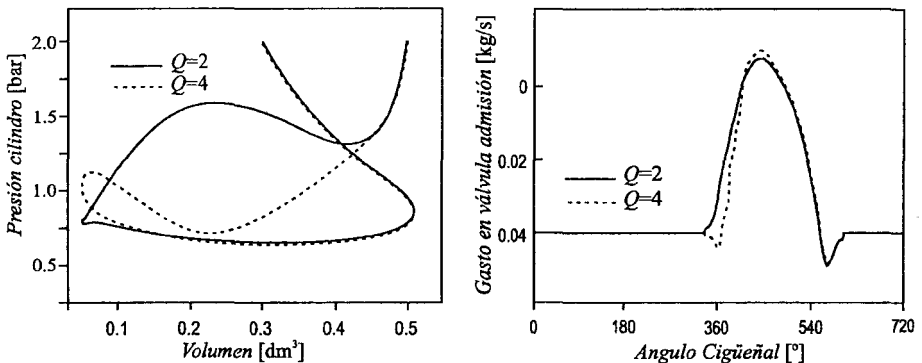


Figura 9.20 Efecto del parámetro Q sobre el lazo de bombeo y gasto por admisión [5].

Las uniones de conductos en los colectores de escape se diseñan con el objetivo de reducir las interferencias entre cilindros, lo que se consigue haciendo uniones con efecto direccional o eyector. Un ejemplo de diseños con efecto eyector son los convertidores de impulsos, como los mostrados en la Figura 9.21. El fin de los convertidores de impulsos es favorecer la evacuación de los gases hacia el conducto de salida y dificultar que el pulso de escape descargado por un cilindro remonte por las ramas laterales interfiriendo en el proceso escape de otros cilindros.

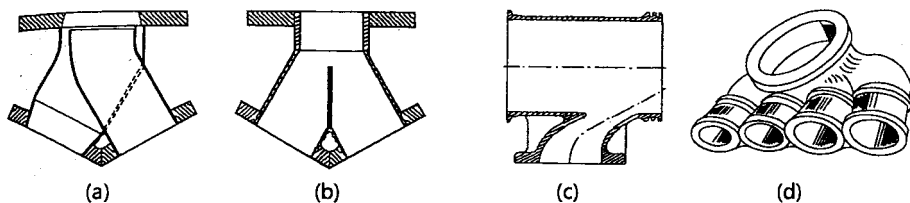


Figura 9.21 Uniones direccionales y convertidores de impulsos: (a) concéntrico o tipo Birmann, (b) simétrico o tipo Sulzer, (c) compacto o modular y (d) múltiple.

Los elementos en los que las ondas de sobrepresión se pueden reflejar en forma de rarefacción son los elementos de la línea de escape con un volumen importante. En motores atmosféricos es posible utilizar los elementos de postratamiento de gases como catalizadores o filtros de partículas, o bien los elementos silenciadores. En todos ellos se pueden conseguir reflexiones importantes por su gran volumen.

En motores sobrealimentados la problemática es distinta. En primer lugar, la turbina se comporta como una restricción en el paso del flujo de escape, por lo que el tipo de reflexión que produce es similar a la que produce un estrechamiento (ver figura 8.8 b); esto es, una pequeña onda de sobrepresión que perjudica la descarga de los cilindros. En segundo lugar, se prefiere colocar la turbina lo más cerca posible de las válvulas de escape para reducir el retraso en la llegada de los gases de escape a la turbina y reducir la superficie de colector a calentar durante un proceso de aceleración. Esto conduce a conductos de escape tan cortos que es imposible sintonizarlos en el rango de régimen de giro del motor. Por esta razón los motores sobrealimentados de cuatro tiempos nunca tienen sintonizado el colector de escape.

Es importante destacar a modo de síntesis que si la sintonización de un colector de admisión puede mejorar hasta un 30% el rendimiento volumétrico de un motor de cuatro tiempos en el régimen de optimización, la sintonización del escape puede llevar a un aumento únicamente del orden del 5%.

9.7 Efecto del calentamiento

El calentamiento de la mezcla admitida por el motor va a producir una disminución de la densidad de la misma con respecto a las condiciones de referencia, y según la ecuación (9.2) originará una disminución del rendimiento volumétrico.

Las principales fuentes de transmisión de calor a la mezcla fresca admitida son, por este orden, las paredes del cilindro y las paredes de las pipas de admisión, ya que ambas están calientes por los ciclos de funcionamiento anteriores. La transmisión de calor conduce a que la carga eleve su temperatura durante el proceso de admisión.

En esta sección analizaremos brevemente la importancia del fenómeno de calentamiento de la mezcla admitida en función de los factores de funcionamiento del motor. Este fenómeno, que es sustancialmente de tipo convectivo, dependerá de las velocidades del fluido respecto a las paredes, del gradiente de temperatura entre la pared y el fluido y del tiempo de residencia.

Régimen de giro del motor

Como consecuencia de la combinación de las tres variables anteriores, la reducción de rendimiento volumétrico por transmisión de calor es más importante a bajo régimen de giro del

motor, pues suele primar el mayor tiempo de residencia sobre la menor turbulencia de la mezcla en la cámara.

Dosado

En motores Diesel, la variación de la carga se obtiene variando el dosado. El aumento del mismo disminuye el rendimiento volumétrico, por el aumento simultáneo de las temperaturas de las paredes y también de los residuales atrapados en la cámara de combustión.

Aunque, con respecto al aumento de la temperatura de los residuales, conviene hacer notar que la dilatación en los gases frescos es simultánea con la contracción de los residuales. Es decir, si los calores específicos molares fueran iguales, el volumen ocupado por ambos gases no variaría durante la transferencia de calor, ya que lo dilatado por unos sería igual a lo contraído por otros. Dichos calores específicos molares no son muy diferentes, con lo que la variación del rendimiento volumétrico por el aumento de la temperatura de los residuales es relativamente moderada.

En los motores de encendido provocado el dosado varía entre el de máximo rendimiento y el de máxima potencia, esto es entre 0,85–1,15 aproximadamente. Se ha comprobado que en esos márgenes de variación relativamente estrechos el efecto del calentamiento de la mezcla queda prácticamente compensado con la variación del número de Mach (sección 9.4), debido a la variación del exponente adiabático y la temperatura de la mezcla.

Temperatura exterior

Cuando aumenta la temperatura exterior, el proceso se hace más adiabático, al disminuir la diferencia de temperatura entre el fluido y la pared siempre más caliente. Se ha comprobado experimentalmente que el rendimiento volumétrico mejora con la raíz cuadrada de la temperatura exterior. Se debe tener en cuenta que esta afirmación no implica que la masa admitida sea mayor cuando aumenta la temperatura exterior, la afirmación sólo atañe al rendimiento volumétrico, definido según la ecuación (9.2).

9.8 Síntesis

Se ha revisado en apartados anteriores cuáles son los fenómenos físicos relevantes en el proceso de renovación de la carga: pérdidas de carga, compresibilidad, inercia, efectos de ondas y calentamiento. Se ha indicado además en qué elementos del motor se localizan cada uno de esos fenómenos y se han dado orientaciones en su diseño para la optimización del proceso de vaciado y llenado de los cilindros. En este apartado se hará una síntesis para explicar qué tendencias se pueden esperar en un motor en los parámetros característicos del proceso: rendimiento volumétrico, trabajo de bombeo y residuales; en función de las condiciones operativas del motor.

La primera y más importante condición de funcionamiento es el régimen de giro. Tal como se ha ido mostrando en los apartados precedentes, todos los fenómenos analizados varían con el régimen de giro. Así, los efectos relacionados con la transmisión de calor aumentan con el régimen de giro en valor absoluto, pero se reducen en valor relativo (referido al gasto trasegado). El rozamiento en los conductos y elementos del motor aumenta con el cuadrado de la velocidad de circulación por lo que son más relevantes al aumentar el régimen.

Tal como se ha visto, la reducción de rendimiento volumétrico debida a los efectos de compresibilidad sólo se pone de manifiesto para regímenes de giro muy elevados, aunque su efecto puede ser muy marcado.

También se ha puesto de manifiesto que el régimen de giro tiene una influencia fundamental en el trasiego de gases en las válvulas, debido a los efectos de inercia a alto régimen, o a la ausencia de estos efectos a bajo régimen que se traduce en reflujos. A alto régimen es posible mejorar el llenado si se utiliza un diagrama de distribución abierto, pero se penaliza entonces a bajo régimen por la aparición de reflujos.

Por último, con el diseño de colectores de admisión y de escape se pueden conseguir aumentos importantes del rendimiento volumétrico por la utilización adecuada de las ondas de presión. Sin embargo, esta mejora sólo es posible en uno o dos regímenes en el rango del motor.

La adición de estos efectos da forma a la curva de rendimiento volumétrico como se presenta en la Figura 9.22 a) frente a la velocidad media del pistón. Se ha indicado un valor máximo que es el que se conseguiría si el proceso de renovación de la carga fuera ideal. Se ha indicado en la figura en qué zonas de régimen y en qué sentido (aumentar o disminuir) actúan los efectos de calentamiento, rozamientos, compresibilidad, inercia/reflujos y finalmente la sintonización del colector de admisión aprovechando los fenómenos de ondas. En referencia a este último efecto, se muestra en la figura cómo es posible superar el rendimiento volumétrico unidad alrededor del régimen de optimización.

La variación del rendimiento volumétrico con la carga del motor depende mucho del tipo de motor. Así, en MEC, el rendimiento volumétrico varía poco con la carga. El único efecto destacable es que al subir la carga aumentan las temperaturas de las paredes del motor: colector de admisión, pipas y cilindros; por lo que los efectos de calentamiento se acentúan reduciendo la densidad de los gases frescos y el rendimiento volumétrico, tal como se muestra en la Figura 9.22 b).

En el caso de los MEP, en los que la regulación de la potencia se realiza mediante una mariposa en la admisión, el rendimiento volumétrico es la variable de control de la potencia, por lo que la variación con la carga de estos motores es mucho más importante. Así, el rendimiento volumétrico máximo se obtiene a plena carga y el mínimo en vacío.

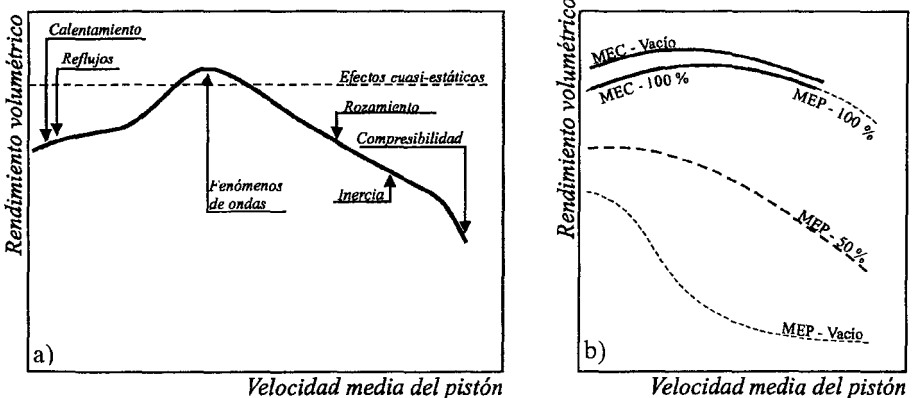


Figura 9.22 Variación del rendimiento volumétrico con el régimen de giro (izquierda) y con el grado de carga (derecha).

La evolución del trabajo de bombeo en un motor depende principalmente de cómo evolucione la diferencia entre las presiones de admisión y de escape en los colectores. Esta diferencia está muchas veces condicionada por la masa de gas trasegada por el motor. De esta manera, el trabajo de bombeo va a aumentar con el cuadrado del régimen de giro. La dependencia del trabajo de bombeo con el grado de carga es poco marcada en los MEC, aunque creciente. En los MEP el trabajo de bombeo varía de forma inversamente proporcional con la carga, por el estrangulamiento que produce la mariposa, y es el causante del alto consumo de estos motores a carga parcial.

Por último, analizamos la variación de la tasa de residuales en el cilindro en función de los parámetros de funcionamiento. Tal como se ha destacado en el apartado 9.5.2, la tasa de residuales en el cilindro es el resultado del trasiego de gases durante el cruce de válvulas, y son el diagrama de distribución y las presiones instantáneas de admisión y de escape en ese periodo las que controlan la tasa de residuales.

Si se considera un motor atmosférico con un diagrama de distribución dado, la tasa de residuales generalmente va a aumentar con el régimen de giro ya que la diferencia de presiones entre escape y admisión aumenta dificultando la evacuación de los gases. Sin embargo, la tendencia puede cambiar si se aprovechan los efectos de inercia y/o si se sintonizan los colectores para tener durante el cruce una sobrepresión en la admisión o una rarefacción en el escape que favorecerían el barrido de la cámara de combustión.

La variación de residuales con la carga depende de nuevo del tipo de motor. Así, en MEP la estrangulación producida por la mariposa conduce a reflujos importantes de gases quemados hacia la admisión que aumentan la tasa de residuales. En MEC la tasa de residuales no varía de forma importante con la carga.

Es importante mencionar que en el caso de motores sobrealimentados la diferencia de presión entre escape y admisión depende básicamente del rendimiento del grupo de sobrealimentación y de la temperatura de entrada a la turbina, como se verá en el capítulo 11. Es decir, tanto el trabajo de bombeo como la tasa de residuales van a depender sobre todo del acoplamiento entre el motor y el sistema de sobrealimentación por lo que lo expuesto en los párrafos precedentes puede no ser generalizable para este tipo de motores.

9.9 Efecto de otros sistemas de motor

Analizamos a continuación el efecto que producen otros sistemas del motor sobre los distintos aspectos del proceso de renovación de la carga en motores de cuatro tiempos.

9.9.1 Sistemas de inyección y/o formación de la mezcla

En los motores de encendido provocado de inyección indirecta, el calor latente de vaporización del combustible inyectado tiene una cierta influencia en el llenado, ya que el enfriamiento de la mezcla admitida aumenta la densidad en el sistema de admisión y mejora el rendimiento volumétrico.

En los motores con carburador este efecto viene frecuentemente compensado por el aumento del combustible depositado en las paredes del colector, que facilita la transmisión de calor a la mezcla admitida. Normalmente, es necesario calentar el sistema de admisión para mejorar la gasificación del combustible y muy especialmente cuando el calor latente de vaporización es elevado. El calentamiento del sistema de admisión es desfavorable para el llenado, por lo que es necesario llegar a una solución de compromiso.

En los motores con inyección directa del combustible en el cilindro, si ésta tiene lugar cuando las válvulas están abiertas (condiciones de plena carga), se mejora el rendimiento volumétrico hasta en un 10%, tanto por el efecto de enfriamiento al evaporarse el combustible, como por el hecho de que el motor sólo admite aire y el combustible se inyecta en la cámara. Pero si la inyección directa en la cámara se produce con las válvulas cerradas (MEC o MEP en cargas parciales) la vaporización del combustible no afecta al rendimiento volumétrico.

9.9.2 Sistemas de refrigeración

La distribución de temperatura en el sistema de admisión depende fundamentalmente de la temperatura del refrigerante. Por lo tanto, un aumento de la temperatura del mismo lleva consigo un aumento de la temperatura del sistema de admisión, con lo que el proceso de admisión resulta menos adiabático y disminuye el rendimiento volumétrico.

Si consideramos el *intercooler* aire-aire de algunos motores turbosobrealimentados como otro sistema de refrigeración, cabe analizarlo en este apartado. Por una parte, el *intercooler* enfría la mezcla admitida, y por otra, aumenta las pérdidas de carga en la admisión, siendo positivo su efecto neto sobre la densidad de la mezcla. Con lo cual, si definimos las condiciones de referencia entre el compresor y el *intercooler* podemos obtener rendimientos volumétricos mayores que la unidad, al igual que se ha discutido en el caso de la sobrealimentación.

9.9.3 Sistema de recirculación de gases de escape (EGR)

La recirculación de gases de escape es la técnica más usada en la actualidad para controlar la emisión de NOx de los MCIA. El EGR aporta sustancias inertes a la cámara de combustión que durante este proceso absorben calor de la masa de gases, bajando la temperatura instantánea de éstos, e inhiben la formación de NOx. Más información sobre la técnica del EGR a este respecto se aporta en el capítulo 21. En la actualidad el EGR está en franca competencia con los sistemas de postratamiento de gases de escape, de tal competencia se dilucidará en los próximos años la técnica dominante.

El porcentaje o tasa de EGR se definió en el capítulo 3 de parámetros básicos en MCIA como el cociente entre el gasto de gases de escape recirculados, (o simplemente gasto de EGR) y el gasto total de mezcla admitido, según la ecuación (9.17).

$$\% \text{ EGR} = \frac{\dot{m}_{\text{EGR}}}{\dot{m}_a + \dot{m}_{\text{EGR}}} 100 \quad (9.17)$$

El circuito de EGR consiste en una serie de conductos y válvulas utilizados para recircular de forma controlada gases quemados desde el escape hacia la admisión, comunicando ambas zonas del motor y aprovechando la diferencia de presiones entre escape y admisión, generalmente positiva. En el esquema de la Figura 9.1 se puede apreciar este circuito, si bien la definición expuesta del circuito de EGR, y lo mostrado en la Figura 9.1, se circunscribe al EGR externo, por contraposición a la existencia de un EGR interno, que son los gases de escape del proceso anterior y que se han definido como residuales. El EGR interno puede suceder de forma incontrolada, bien por un barrido deficiente de los gases quemados en la cámara de combustión o bien por la existencia de reflujos de gases de escape hacia la admisión durante el cruce de válvulas que posteriormente queda atrapado en la cámara de combustión durante la fase de ciclo cerrado. También, el EGR interno puede provocarse con un diseño adecuado de

las levas de admisión y escape [6] o con sistemas de distribución variable. No obstante, el EGR externo es el más empleado, tanto por las limitadas tasas de recirculación que pueden lograrse con EGR interno como por la dificultad de controlarlo, y a partir de ahora nos referiremos exclusivamente al EGR externo, llamándolo simplemente EGR.

Dentro de los sistemas de EGR en los motores turbosobrealimentados se puede distinguir entre EGR de alta presión y EGR de baja presión. En el primer caso se comunican los colectores de escape y admisión, por lo que los conductos están a una presión elevada y son más cortos; éste es el motivo por el que al EGR de alta presión también se le llama EGR de ruta corta. El EGR de baja presión comunica la línea de escape, generalmente desde algún punto aguas abajo de la trampa de partículas, con la línea de admisión, generalmente en algún punto aguas arriba del compresor de sobrealimentación, razón por la que también se le denomina EGR de ruta larga [7].

Ambos sistemas presentan ventajas e inconvenientes ampliamente discutidas en la literatura [8]. Las ventajas para el caso del EGR de baja presión son:

- Una buena homogeneización de la mezcla aire y EGR al unirse antes del compresor.
- La posibilidad de tener EGR limpio de partículas (si existe trampa de partículas).
- Una menor temperatura de la mezcla de EGR y aire fresco.

Sin embargo, este sistema presenta los inconvenientes siguientes:

- La presencia de condensados en la línea de admisión, con potencial corrosivo.
- La influencia sobre las prestaciones y la durabilidad del compresor.
- Un sistema más largo, caro y complejo con mayores problemas para su control y su regulación.

Influencia del EGR en el rendimiento volumétrico

El análisis de la influencia del EGR en el rendimiento volumétrico del motor no es simple. Si tratamos de usar la ecuación (9.2) para calcular el rendimiento volumétrico de un motor con EGR nos daremos cuenta que los términos de la ecuación son difíciles de calcular y además ésta es muy poco útil. Supongamos para hacer nuestro análisis que se trata de un motor turbosobrealimentado con *intercooler*.

Existe una primera dificultad a la hora de elegir el punto en que se definen las condiciones de referencia. Este debería ser aguas abajo del punto de mezcla, para que la temperatura de las condiciones de referencia tuviera en cuenta la mezcla de aire y EGR. La segunda dificultad estriba en que si el EGR es de alta presión (el caso más común) es difícil garantizar la homogeneidad de la mezcla y por lo tanto determinar el punto del motor dónde se deben medir presión y temperatura para calcular la densidad de referencia. En el caso de EGR de baja presión, el problema de homogeneidad no existe.

Si se han podido medir en el punto adecuado las condiciones de referencia, es aún difícil medir el caudal de mezcla de aire y EGR trasegado por el motor, ya que aunque está ampliamente estandarizada la medida del gasto de aire aspirado por un motor (capítulo 28) no lo está en absoluto la medida del caudal de EGR trasegado, por lo que esta incertidumbre se convierte en un problema importante.

Si pese a todo se consiguen medir todas las variables necesarias, la definición del rendimiento volumétrico en un motor con EGR, partiendo de la ecuación (9.2) quedaría modificada como sigue:

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_a + \dot{m}_{EGR}}{\frac{n}{2} V_T \rho_{(aire+EGR)}} \quad (9.18)$$

Finalmente, si comparamos el rendimiento volumétrico de un motor sobrealimentado con *intercooler*, calculado según la ecuación (9.2), con el rendimiento volumétrico del mismo motor pero añadiendo un circuito de EGR, y por tanto calculado según la ecuación (9.18), obtendremos que el rendimiento volumétrico del motor con EGR de alta presión sería igual o mayor. La razón estriba en que, pese a la refrigeración del EGR de alta presión, la mezcla de aire y EGR suele estar más caliente que el aire que admitiría un motor sin EGR. Por lo tanto, el salto de temperaturas desde las paredes del motor a la mezcla durante la carrera de admisión es menor, con lo que disminuye el calor transmitido a la carga. Esto no sería cierto en el caso de EGR de baja presión.

La inercia acumulada en el uso del rendimiento volumétrico y la dificultad para medir los parámetros de la ecuación (9.18) hace que muchas veces se utilice la ecuación (9.2) en los motores turbosobrealimentados con EGR, definiendo las condiciones de referencia aguas abajo del *intercooler*. En este caso, si comparamos con el motor sin EGR obtendremos un valor de rendimiento volumétrico sensiblemente inferior. Pues, por una parte, no se está considerando la masa de EGR introducida en el cilindro del motor y, por la otra, las condiciones de referencia no tienen en cuenta la subida de la temperatura de la mezcla aire más EGR. Esto hace que se desvirtúe el significado del rendimiento volumétrico, no pudiéndose comparar con la ecuación (9.2) motores con y sin EGR.

Si la ecuación (9.2) se usa con el objeto de comparar entre sí el rendimiento volumétrico de motores con EGR, también queda desvirtuada pues por una parte indicará más que cualquier otra cosa las diferencias en la tasa de EGR del punto comparado. Por otra parte, como en MEC son habituales tasas máximas de EGR entre el 30% y el 50% [8], el rendimiento volumétrico dará valores en un rango entre 0.5 y 0.7, que no aportan información de cuán lejos se encuentra el diseño de ese motor de realizar el proceso de renovación de la carga ideal. La ecuación (9.2) en motores con EGR sirve únicamente a efectos de comparar la degradación de un mismo motor funcionando en un mismo punto de funcionamiento o de repetitividad en la medida en dicho punto de funcionamiento.

9.9.4 Sistema de sobrealimentación

El sistema de sobrealimentación produce un aumento de la presión de admisión que conduce a un aumento importante del llenado de los cilindros, de manera que si se calcula el rendimiento volumétrico con respecto a las condiciones ambiente puede dar valores superiores a la unidad, como se vio en la Figura 9.2.b). En ese caso conviene definir las condiciones de referencia aguas abajo del compresor de sobrealimentación y del *intercooler*, si lo hubiera. Con esta definición el rendimiento volumétrico vuelve a tener el sentido de comparar el llenado del motor con el que habría si el proceso fuera ideal.

Si nos referimos al efecto sobre el bombeo en el caso de sobrealimentación con turbogruppo, la turbina de gases de escape produce una gran contrapresión aumentando la presión de escape. De ahí la importancia de una correcta elección de la turbina para minimizar este efecto, como se analizará en el capítulo 11.

No obstante, el aumento de la contrapresión de escape corresponde a un mayor trabajo en la turbina y produce un aumento de la presión de admisión. En algunos puntos de funcionamiento se llega a compensar, en parte, el trabajo de bombeo si el diseño del sistema de sobrealimentación en su conjunto es adecuado para el motor. En la Figura 9.23 se muestran varios puntos de operación de un motor turbosobrealimentado para transporte pesado. El punto de 1500 rpm y 50% de carga muestra un lazo de bombeo muy reducido y el de 1200 rpm y 100% de carga un lazo de bombeo netamente positivo, que contribuirá a reducir las pérdidas mecánicas.

Otro tipo de sobrealimentación es el que se efectúa con un sistema independiente del escape del motor, por lo tanto no afecta para nada a la contrapresión de escape ni a las pérdidas de bombeo originadas por esta causa. En estos sistemas de sobrealimentación, la presión de entrada de los gases frescos es superior a la que existe en el cilindro haciendo que el pistón sea empujado por dichos gases y no al revés. Es decir, el lazo de bombeo se recorrerá en sentido inverso, con lo que el trabajo de bombeo será positivo, como se ha mostrado en el caso de 1200 rpm y 100% de carga de la Figura 9.23. Sin embargo, en estos motores hay que considerar un mayor trabajo de accionamiento de auxiliares porque el compresor es movido por el motor.

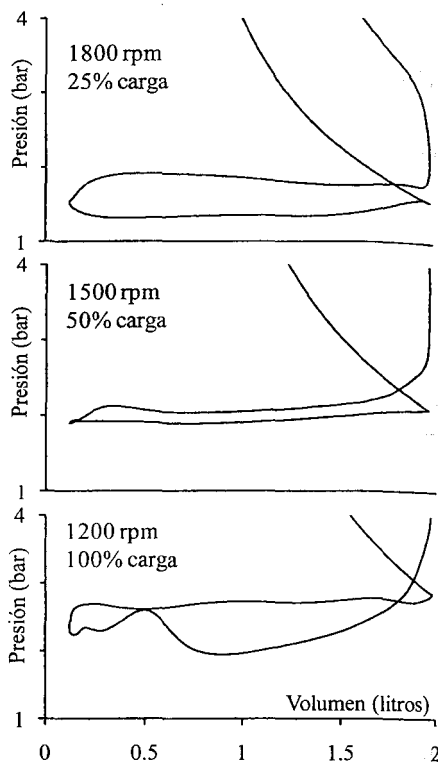


Figura 9.23 Diagrama $p-v$ de un MEC turbosobrealimentado.

9.9.5 Sistemas de postratamiento de gases y de silenciamiento

Los sistemas de postratamiento y de silenciamiento tienen su repercusión en las prestaciones del motor a través del aumento de la contrapresión de escape. El diseño de los mismos para cumplir sus funciones específicas se ve constreñido por la influencia negativa que ejercen sobre las pérdidas mecánicas del motor a través del trabajo de bombeo. También en ambos casos, el régimen de giro del motor es el parámetro operativo que más influye sobre la pérdida de carga.

Entre los elementos de postratamiento destacan las trampas de partículas porque necesitan un control continuo de la pérdida de carga que producen. La razón son las características de su funcionamiento, basado en acumular partículas de hollín en su estructura (capítulo 21), que por una parte evita su salida a la atmósfera, pero por otra aumenta de forma progresiva la contrapresión de escape. Esta contrapresión crece hasta un valor límite en el que se fuerza de manera activa la combustión de la carbonilla acumulada en la trampa, generalmente a través

de un aumento controlado de la temperatura de los gases de escape (retrasando la inyección o usando un inyector colocado frente a la trampa) o de la inyección de algún aditivo junto con el combustible que favorezca la oxidación del hollín a baja temperatura. En todos los casos, se suele perjudicar el rendimiento efectivo del motor.

9.10 Resumen

En este capítulo se han definido en primer lugar los procesos y los parámetros que sirven para cuantificar los distintos aspectos del proceso de renovación de la carga en los motores de cuatro tiempos: el rendimiento volumétrico, el trabajo de bombeo y la tasa de residuales.

A continuación se ha analizado cómo afectan los distintos fenómenos físicos al proceso utilizando los parámetros definidos. Se ha considerado una variedad de fenómenos tales como la transmisión de calor, las pérdidas de carga, la compresibilidad del fluido, los efectos de inercia y los efectos de onda. Dado que cada uno de estos fenómenos se puede localizar de forma particular en algún elemento del motor, se ha aprovechado en cada apartado para dar indicaciones de cómo influye el diseño de la culata, del sistema de distribución y de los colectores sobre la renovación de la carga.

A continuación, en la sección 9.8 se ha hecho una síntesis de todos los fenómenos analizados a través de la comparación entre el proceso de renovación de la carga ideal y el real. Para ello se ha usado el rendimiento volumétrico como parámetro que caracteriza fundamentalmente el proceso de renovación de la carga y se ha estudiado su evolución frente al régimen de giro y frente al grado de carga del motor, argumentándose cómo influye en esta evolución cada uno de los factores analizados en las secciones precedentes.

En la última sección de este capítulo se ha analizado el efecto de otros procesos o sistemas existentes en los motores sobre la renovación de la carga. Se ha hecho especial hincapié en la influencia del proceso de recirculación de gases de escape, por su importancia y por el carácter transversal con el resto de capítulos del libro, y en la sobrealimentación por su carácter complementario con el proceso de renovación de la carga a la hora de mejorar el llenado de los cilindros y reducir las pérdidas de bombeo.

Referencias y bibliografía

Referencias

1. Barnes-Moss, H.W., A designer's viewpoint. *Passenger Car Engines, Conference Proceedings*, pp. 133-147. Institution of Mechanical Engineers, 1975.
2. Desantes, J.M.; Benajes, J.; Urchueguía, J., Evaluation of the non-steady flow produced by intake ports of direct injection Diesel engines. *Experiments in Fluids* **19**(1), pp. 51-60, 1995.
3. Fukutani, I.; Watanabe, E., Air flow through poppet inlet valves - Analysis of static and dynamic flow coefficients. *SAE Paper 820154*, 1982.
4. Benajes, J.; Reyes, E.; Galindo, J.; Peidro, J.L., Pre-design model for intake manifolds in internal combustion engines. *SAE Paper 970055*, 1997.
5. Benajes, J.; Reyes, E.; Bermúdez, V.; Serrano, J.R., Pre-design Criteria for Exhaust Manifolds in I.C. Automotive Engines. *SAE Paper 980783*, 1998.
6. Benajes, J.; Reyes, E.; Luján, J.M., Modeling study of the scavenging process in a turbocharged Diesel engine with modified valve operation. *Proceedings of the Institution of*

Mechanical Engineers Part C: Journal of Mechanical Engineering Science **210**, pp. 383-393, 1996.

7. Luján, J.M.; Pla, B.; Moroz, S.; Bourgoïn, G., Effect of Low Pressure EGR on gas exchange processes and turbocharging of a HSDI engine. *THIESEL 2008 Conference on Thermo- and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines*, pp. 429-442, 2008.
8. Millo, F.; Ferraro, C.V.; Gianoglio-Bernardi, M.; Barbero, S.; Pasero, P., Experimental and computational analysis of different EGR systems for a common rail passenger car Diesel engine. *SAE Paper 2009-01-0672*, 2009.

Bibliografía

- Benson, R.S., *The thermodynamics and gas dynamics of internal combustion engines*. Oxford University Press, 1982.
- Blair, G.P. *Design and simulation of four-strokes engines*. SAE International, 1999.
- Heywood, J. B., *Internal combustion engine fundamentals*. McGraw-Hill, 1988.
- Winterbone, D. E.; Pearson, R. J.; *Design techniques for engine manifolds: wave action methods for IC engines*. Professional Engineering Publications, 1999.

Capítulo 10

Renovación de la carga en motores de 2T

H. Climent

B. Giménez

10.1	Introducción.....	240
10.1.1	Tipos de cilindros en motores de 2T.....	241
10.1.2	Ventajas e inconvenientes de los motores de 2T.....	241
10.1.3	Aplicaciones de los motores de 2T.....	242
10.2	El proceso de barrido. Tipos de barrido.....	244
10.2.1	Clasificación del barrido según la bomba de barrido.....	244
10.2.2	Clasificación del barrido según el diagrama de distribución.....	245
10.2.3	Clasificación del barrido según la forma de la corriente de barrido.....	246
10.3	Coefficientes para evaluar el proceso de barrido.....	248
10.3.1	Análisis del proceso.....	248
10.3.2	Influencia sobre las prestaciones del motor.....	251
10.4	Procesos de barrido teóricos: desplazamiento perfecto y mezcla perfecta.....	252
10.4.1	Desplazamiento perfecto.....	252
10.4.2	Mezcla perfecta.....	253
10.5	Flujo en lumbreras.....	255
10.6	Diseño de lumbreras.....	257
10.6.1	Cálculo de la lumbrera de escape.....	257
10.6.2	Cálculo de la lumbrera de admisión.....	260
10.6.3	Características constructivas.....	262
10.7	Diseño del sistema de escape en MEP.....	262
10.8	Aspectos tecnológicos.....	265
10.8.1	Particularidades de los grandes MEC de 2T.....	265
10.8.2	El motor de 2T en automoción.....	267
10.9	Resumen.....	269
	Referencias y bibliografía.....	269

10.1 Introducción

Tal y como se describía en el capítulo 2, dependiendo de la forma en la que se realiza el ciclo de funcionamiento en un motor de combustión interna alternativo, se pueden encontrar motores de dos tiempos (2T) y de cuatro tiempos (4T). En ambos tipos de motores se produce la secuencia de admisión, compresión, combustión-expansión y escape, con la diferencia de que en los motores de 2T, estos cuatro procesos se realizan en una vuelta del cigüeñal, o 2 carreras del pistón, obteniéndose una carrera de trabajo, mientras que en los motores de 4T son necesarias dos vueltas del cigüeñal o 4 carreras del pistón.

En el caso de motores de 2T, esto se consigue realizando en la carrera ascendente del pistón simultáneamente los procesos de admisión y compresión por un lado, y los de combustión-expansión y escape durante la carrera descendente por el otro. En realidad la distinción entre procesos de escape y admisión no es tan clara sino que ambos pueden coexistir cuando el pistón se encuentra en las proximidades del PMI. La Figura 10.1 muestra la evolución de un ciclo completo de un motor en el que tanto la admisión como el escape se efectúan por medio de lumbreras controladas por el pistón.

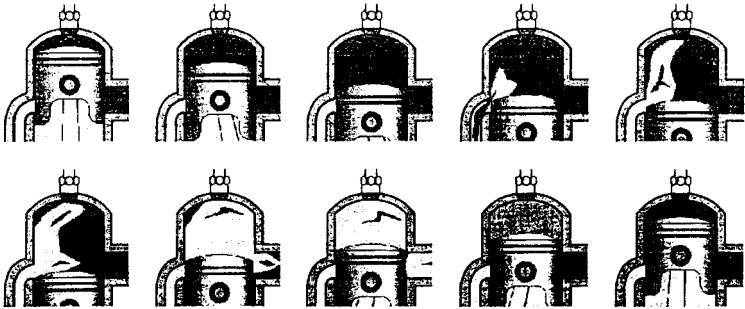


Figura 10.1 Ciclo de funcionamiento de un MEP de 2T.

Comencemos en el primer dibujo de la figura donde acaba de efectuarse el proceso de combustión y el pistón, en las proximidades del PMS inicia su carrera de expansión. Avanzada la carrera descendente, el pistón descubre un orificio en la pared del cilindro denominado lumbrera de escape por el que comienzan a salir los gases quemados. Cuando la presión en el cilindro es suficientemente baja, el pistón descubre un nuevo orificio denominado lumbrera de admisión por el que entra la carga fresca al cilindro. Alcanzado el PMI, el pistón comienza su carrera ascendente y cierra sucesivamente las lumberras de admisión y escape, con lo que empieza la fase de compresión que irá seguida de la combustión de la mezcla en las proximidades del PMS para repetirse de nuevo la secuencia descrita.

Al descubrir el pistón la lumbrera de escape, la presión en el cilindro es muy superior a la atmosférica, con lo que los gases procedentes de la combustión son liberados al exterior a pesar de que el movimiento todavía descendente del pistón sigue expandiendo la carga del cilindro; esta fase se conoce como escape espontáneo. La admisión de mezcla fresca no es posible sin un agente exterior, la bomba de barrido, que suministre suficiente presión como para hacerla penetrar en el cilindro. Es evidente que el funcionamiento del motor de 2T está

muy afectado por este elemento. La fase en la que concurren simultáneamente el proceso de escape y la entrada de mezcla fresca en el cilindro, se denomina proceso de barrido. Durante este tiempo son los gases frescos los que expulsan a los gases procedentes del ciclo anterior, para la renovación de la carga.

10.1.1 Tipos de cilindros en motores de 2T

La figura anterior mostraba el ciclo de funcionamiento aplicado a un cilindro con lumbreras. En ocasiones las lumbreras pueden ser reemplazadas por válvulas como las vistas en motores de 4T dando lugar a distintas soluciones constructivas. En la Figura 10.2 se muestran diferentes tipos de cilindros de motores 2T. El principio de funcionamiento es el mismo en todos; lo que cambia es el diseño mecánico. En las figuras (a) y (b) las lumbreras las abre y cierra el pistón, aunque en la figura (a') existe un disco rotativo emplazado en serie con la lumbrera de escape. En las figuras (c) y (d) un pistón abre y cierra las lumbreras de admisión y otro pistón abre y cierra las lumbreras de escape, y en la (e) y (f) el pistón abre y cierra las lumbreras de admisión y en cambio el escape está gobernado por válvulas en la cabeza del cilindro. Estas disposiciones constructivas dan lugar a diferentes lazos de barrido y diagramas de distribución que se presentarán a lo largo del tema.

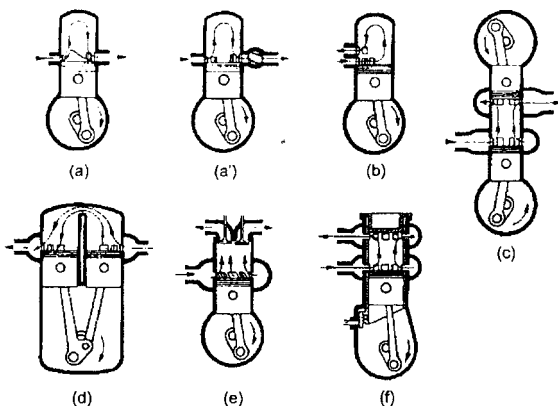


Figura 10.2 Tipos de cilindros de motores de 2T. (a) Barrido por lazo convencional. (a') Barrido por lazo con válvula de escape rotatoria. (b) Barrido por lazo inverso. (c) Pistones opuestos. (d) Cilindros en U. (e) Escape con válvulas. (f) Válvula de camisa. (Fuente: Adaptación de Taylor [1]).

10.1.2 Ventajas e inconvenientes de los motores de 2T

Una primera ventaja sería que, en teoría, un motor de 2T de igual cilindrada y funcionando al mismo régimen de giro que otro de 4T proporcionaría el doble de potencia puesto que el número de carreras de trabajo es el doble.

En la práctica, sin embargo, los procesos de escape y posterior llenado del cilindro (proceso de barrido) se llevan a cabo de forma más imperfecta en el caso de motores de 2T y, si bien

en general desarrollarán más potencia a igualdad de condiciones, en ningún caso será el doble que la de un motor de 4T.

Como otra ventaja se puede decir que los motores de 2T de barrido por cárter tienen una gran simplicidad mecánica, ya que carecen de piezas móviles, con lo que el precio de adquisición y mantenimiento es bajo.

Respecto de los inconvenientes cabe citar, en el caso de los MEP, que el rendimiento de estos motores es menor que en los motores de 4T ya que se pierde mezcla fresca sin quemar por el escape, debido al difícil proceso de barrido en los motores de 2T, con la posible aparición de cortocircuito (fenómeno en el que mezcla fresca pasa directamente de la admisión al escape). Además hay un menor aprovechamiento del ciclo de trabajo, puesto que la carrera efectiva del motor es menor, con lo que el rendimiento disminuye aún más.

Otro inconveniente es que, como no hay una carrera completa de admisión y otra de escape, el tiempo existente para la refrigeración de los distintos elementos es mucho menor que en un motor de 4T, con lo que pueden aparecer problemas de tensiones térmicas en algunos elementos, como pueden ser la bujía, el pistón, la válvula de escape en el caso de tener, etc.

Por último, en el caso en que haya cortocircuito de la mezcla, en MEP, aumenta la emisión de hidrocarburos sin quemar por el escape, con lo que las emisiones son mayores. A esto se añade la emisión de aceite en el caso de barrido por cárter.

10.1.3 Aplicaciones de los motores de 2T

Teniendo en cuenta las características que se acaban de exponer, dentro del campo de los motores de combustión interna alternativos, la utilización de motores de dos tiempos se ha impuesto sobre los de cuatro tiempos en dos aplicaciones de características antagónicas:

- Grandes motores estacionarios y marinos.
- Pequeños motores fueraborda, de motocicleta o auxiliares.

La primera de ellas corresponde al rango de potencia y rendimiento térmico elevados, entre los que se encuentran grandes motores MEC lentos, de barrido con bomba independiente, barrido uniflujo y con válvulas de escape en la culata. Puesto que son motores que giran a regímenes prácticamente constantes, es más fácil optimizar los distintos parámetros del motor para lograr el máximo rendimiento. La carga del cilindro se efectúa únicamente con aire e incluso puede buscarse promover el cortocircuito para refrigerar las válvulas de escape, pero sin pérdida de rendimiento importante pues no existe cortocircuito de combustible.

Por otro lado, en pequeñas aplicaciones, donde priman los costes de fabricación y, por tanto, la sencillez constructiva, aparecen los motores de dos tiempos de menor cilindrada. Estos carecen de sistema de distribución, con la consiguiente ausencia de elementos mecánicos y partes móviles. Normalmente son motores de encendido provocado de barrido por cárter. Estos últimos, aparte de su bajo coste de adquisición y mantenimiento, tienen la ventaja de poseer una elevada potencia específica, definida como la relación entre la potencia neta obtenida respecto al peso total del motor, lo cual ha extendido su uso en maquinaria portátil (cortacéspedes, sierras mecánicas) y en el campo del transporte ligero, tanto terrestre (ciclomotores, motocicletas) como marítimo (motores fueraborda).

No obstante, en este campo de aplicación, la utilización de estos motores de dos tiempos no está exenta de inconvenientes, puesto que la existencia de cortocircuito es inherente y una parte de la mezcla fresca aire-combustible proveniente del cárter y aportada al cilindro accede directamente al sistema de escape. El fenómeno de cortocircuito en estos motores, que puede

alcanzar valores del 20% en condiciones de funcionamiento normales según Heywood [2], ocasiona una reducción del rendimiento térmico y, lo que es peor hoy en día, un aumento de las emisiones contaminantes en lo referente a hidrocarburos sin quemar.

Centrando la atención en el campo de las motocicletas, y como consecuencia de la creciente concienciación por la conservación del medio ambiente, se observa una implantación progresiva del motor de cuatro tiempos por su mayor control sobre las emisiones contaminantes pese a su menor potencia específica. Actualmente, el mercado de ciclomotores y motocicletas equipados con motores de 2T o 4T se reparte según se muestra en la Tabla 10.1.

Tabla 10.1 Aplicaciones de motores de encendido provocado 2T y 4T (Fuente: Nuti[3]).

Aplicación	Rango de cilindrada	2 Tiempos (%)	4 Tiempos (%)
Herramientas agrícolas		>99	<1
Motores fueraborda		95	5
Motores industriales y estacionarios	30-100 cc	100	-
	100-150 cc	50	50
	> 150 cc	-	100
Ciclomotores		> 99	< 1
Motocicletas	< 125 cc	70	30
	125-349 cc	60	40
	350-449 cc	10	90
	450-749 cc	1	99
	> 750 cc	-	100
Turismos	< 1000 cc	< 1	> 99
	> 1000 cc	-	100

Puede observarse una fuerte dependencia entre la cilindrada del motor y la elección del ciclo de funcionamiento, dos o cuatro tiempos. A medida que aumenta la cilindrada, se detecta un mayor uso de motores de 4T frente a los de 2T. En el campo de vehículos automóviles, la presencia de motores de 2T es anecdótica, si bien diversas compañías y grupos de investigación siguen evaluando el potencial en la aplicación de este tipo de motores, tanto en versiones de encendido provocado como de encendido por compresión.

Por el contrario, en usos tales como pequeñas herramientas agrícolas y forestales, donde se requiere de herramientas de poco peso y elevada potencia específica, es exclusivo el empleo de motores de 2T. El campo de los vehículos de dos ruedas no es una excepción. Es decir, el uso del motor de 2T frente al de 4T se extiende a medida que la cilindrada del motor es menor, como se detecta en las motocicletas. El caso extremo se muestra en el campo de los ciclomotores, donde el dominio del motor de 2T es evidente.

10.2 El proceso de barrido. Tipos de barrido

El proceso de barrido es el período en el que los conductos (bien a través de válvulas, bien a través de lumbreras) de admisión y escape se encuentran simultáneamente abiertos y se lleva a cabo la sustitución de los gases quemados procedentes de la combustión por mezcla fresca.

Como ya se ha comentado, es necesario que la presión de admisión o de barrido, sea superior a la presión en el cilindro para que se produzca la entrada de mezcla fresca en el cilindro. Por tanto, el conducto de admisión al cilindro se tiene que abrir después del escape espontáneo y después de que la presión en el cilindro baje a valores inferiores a la presión de barrido.

Durante el proceso de barrido la presión en el cilindro suele caer por debajo de la presión de escape durante algunos grados debido a la inercia de los gases. Este fenómeno es deseable porque ayuda a la entrada de los gases frescos al cilindro y a la evacuación de residuales.

El ángulo en que están abiertos los conductos de escape y admisión a la vez, se llama ángulo de barrido y el tiempo correspondiente tiempo de barrido.

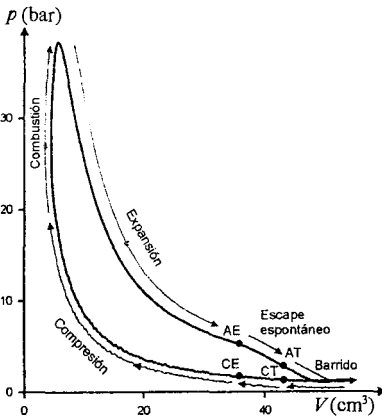


Figura 10.3 Diagrama de indicador de un motor 2T.

En el proceso de barrido intervienen una gran cantidad de variables difícilmente evaluables. Por esto, el estudio y diseño de la renovación de la carga en un motor de 2T es mucho más difícil que en un motor de 4T, y tal vez ésta sea una de las razones por la que el motor de 4T se ha impuesto al de 2T en casi todas las aplicaciones, excepto las comentadas anteriormente.

En la Figura 10.3 se muestra el diagrama de indicador típico de motores de 2T; en todos ellos el conducto de escape se abre antes que el de admisión, y mucho antes de llegar al PMI de forma que la presión en el cilindro sea más o menos la presión de escape antes de que el pistón llegue al PMI y que no haya reflujos de los residuales a la admisión. Esta característica, además de la inexistencia del lazo de bombeo, hace fácil de reconocer un diagrama de indicador de un motor de 2T frente a uno de 4T.

10.2.1 Clasificación del barrido según la bomba de barrido

El sistema pistón-cárter puede utilizarse como bomba de barrido, llamándose barrido por cárter. La admisión se hace al cárter a través de la lumbrera de admisión y existe un conducto de transferencia del cárter al cilindro que tradicionalmente se le llama lumbrera de transferencia o tr nsfer. Interesa que el volumen del cárter sea lo más pequeño posible para conseguir una elevada presión en el momento de la carrera descendente del pistón, cuando se descubren las lumbreras de transferencia. El uso del propio cárter como bomba de barrido se extiende en los motores MEP de baja cilindrada.

Las ventajas de este tipo de barrido son por un lado que es un sistema muy económico y la segunda que se puede eliminar el sistema de engrase, puesto que solo necesitan lubricación los soportes del cigueñal, la cabeza y pie de biela y el pistón, por lo que puede realizarse la lubri-

cación por mezcla de aceite en el combustible. Sin embargo la presión relativa máxima que alcanzan en el interior del cárter no suele superar los 400 mbar relativos.

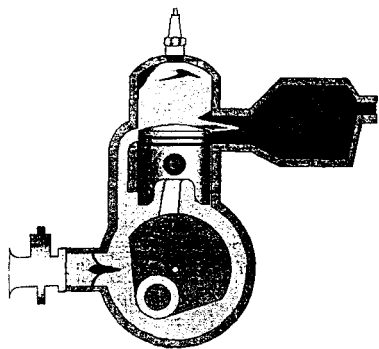


Figura 10.4 Motor de 2T de barrido por cárter, con lumbrera de transferencia de cárter a cilindro y admisión por láminas.

La lumbrera de admisión al cárter puede estar controlada por el propio pistón, sistema muy económico y sencillo, pero poco favorable puesto que el ángulo de apertura tiene que estar centrado respecto del PMS, ocupando una fracción de la carrera descendente del pistón que es de compresión para el cárter, lo que puede originar reflujos de mezcla fresca del cárter hacia el carburador. Otro sistema utilizado son las válvulas rotativas, que permiten ángulos de apertura y cierre independientes del sistema biela-manivela y que en general dan al motor unas curvas de potencia más planas que en el caso anterior. Otra forma de regular la entrada de mezcla fresca al cárter, es mediante unas láminas como se muestra en la Figura 10.4. El acceso a través de estas láminas podría calificarse de ideal pues ésta abre o cierra en función de la

diferencia de presiones existente entre las caras de los pétalos que la integran. Sin embargo, la inercia de los pétalos, que se manifiesta sobre todo a altas vueltas, hace que haya ocasiones donde la presión en el cárter sea superior a la presión en la admisión y todavía estén levantados, originando reflujos no deseados.

Por otro lado, los MEC grandes de 2T equipan sin excepción un elemento auxiliar como con bomba de barrido independiente, con lo que no tienen tan limitada la presión de barrido en el diseño. En función de las características y aplicación del motor, estas bombas de barrido pueden ser: turbocompresor centrífugo o compresor volumétrico, bien de tipo roots, bien de pistón con movimiento alternativo. En los compresores volumétricos, la masa trasegada por unidad de tiempo no se ve muy reducida con aumentos de la presión de escape.

Actualmente, el sistema más utilizado en los motores de 2T de barrido por bomba independiente es el turbocompresor accionado por una turbina que aprovecha la energía disponible de los gases de escape. Esto se convierte en un problema a cargas parciales debido a la baja energía de estos últimos que se solventa bien utilizando una soplante dispuesta en paralelo con el turbocompresor, bien accionando un embrague que conecta el cigüeñal del motor con el turbocompresor.

10.2.2 Clasificación del barrido según el diagrama de distribución

Si la apertura y cierre de las lumbreras está encomendada únicamente al pistón, el barrido es simétrico respecto al PMI. Los diagramas circulares de la distribución para motores construidos de esta forma tienen el aspecto de la Figura 10.5 (izquierda). Este tipo de distribución tiene el grave inconveniente de que el escape cierra después que la admisión. Para evitar este inconveniente una solución es la ya apuntada de disponer una válvula de escape en la culata. Otra solución, manteniendo el sistema de lumbreras, es dotar al motor de una válvula rotativa

en el escape, de tal forma que la apertura esté sincronizada con el pistón, mientras que el cierre lo realiza la válvula rotativa antes de que el pistón obture la lumbrera. Decimos entonces que el motor tiene barrido asimétrico (diagrama de la derecha de la Figura 10.5).

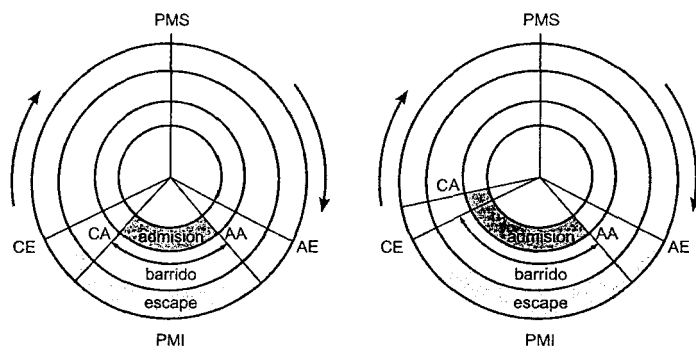


Figura 10.5 Esquema de dos diagramas de distribución de motores de 2T (izqda.: barrido simétrico, dcha.: barrido asimétrico).

10.2.3 Clasificación del barrido según la forma de la corriente de barrido

En la Figura 10.6 aparecen unos esquemas representativos de cada uno de los distintos tipos de barrido y que son descritos en los párrafos a continuación.

Barrido transversal

En este tipo de barrido, las lumbreras de admisión y escape se encuentran situadas en posiciones diametralmente opuestas. La tendencia al cortocircuito que tiene esta disposición se contrarresta bien con deflectores en el pistón (solución poco favorable por las cargas mecánicas y térmicas inducidas en el pistón) o bien con una geometría adecuada de cabeza del pistón, ligeramente convexa, y unos ángulos adecuados en la lumbrera de admisión. Este barrido es sencillo de ejecución y diseño, pero poco frecuente en la actualidad por su escaso rendimiento.

Barrido uniflujo

Este tipo de barrido es el que cumple sus objetivos de forma más perfecta. La disposición de lumbreras de admisión y escape en los extremos opuestos del cilindro permite reducir al mínimo el cortocircuito y la mezcla de los productos quemados con la carga fresca de la admisión. Las lumbreras de admisión dirigen el fluido hacia el interior del cilindro, con componentes tangenciales y axiales de velocidad con objeto de producir un vórtice que avance verticalmente barriendo completamente los productos quemados.

El escape se puede realizar por medio de lumbreras o bien con válvulas. En el primer caso es necesario emplear pistones opuestos o bien correderas, siendo esta última solución desaconsejable desde el punto de vista mecánico. La disposición constructiva con pistones opuestos presenta inconvenientes respecto de la accesibilidad del motor por lo que en la actualidad está abandonada, a pesar del éxito de antiguas realizaciones (Junker, Fairbanks-Morse, etc.). El sistema de válvula en culata, en cambio, ha sufrido una cierta expansión en los últimos años (Burmeister-Wain, Sulzer).

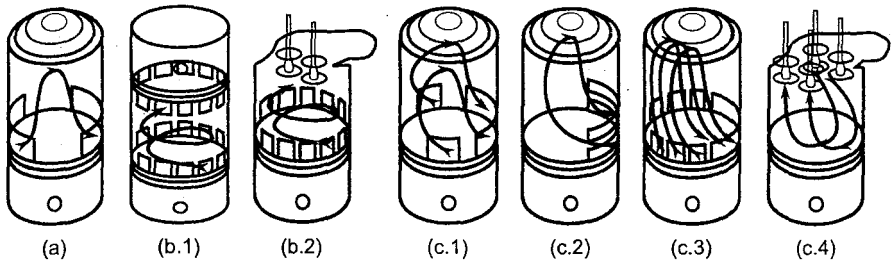


Figura 10.6 Tipos de barrido y geometría de las lumbreras asociadas para motores de 2T. (a) Transversal. (b.1) Uniflujo con pistones opuestos. (b.2) Uniflujo con válvulas de escape en cabeza. (c.1) Por lazo Schnürle. (c.2) Por lazo MAN. (c.3) Por lazo Curtis. (c.4) En gancho con válvulas en cabeza. (Fuente: Adaptación de Heywood [2]).

Barrido por lazo

Este tipo de barrido consiste esencialmente en dirigir hacia atrás la corriente de admisión (según un plano diametral al cilindro), dando origen a tres ejecuciones características. El barrido Schnürle es muy frecuente en motores de pequeña cilindrada, habiendo desplazado casi totalmente al barrido transversal. Normalmente aparece asociado a una tercera (o quinta, si es que hay cuatro laterales en lugar de dos) lumbrera diametralmente opuesta a la de escape, con un ángulo tal que dirige el flujo hacia la parte alta del cilindro. El barrido Curtis es similar al anterior, pero con un mayor número de lumbreras, tanto de admisión como de escape. Se utiliza en motores grandes estacionarios y marinos. En el barrido tipo MAN, adoptado por la empresa del mismo nombre en motores de gran tamaño, la lumbrera de escape se encuentra encima de la lumbrera de admisión, con la consiguiente reducción de la carrera efectiva del motor. Para obviar este inconveniente, creciente con el régimen de giro del motor, podría utilizarse una válvula rotativa en el escape, que independice el diagrama de distribución de la posición del pistón.

El barrido por lazo conduce, en general, a rendimientos más elevados que los obtenidos por medio del barrido transversal, aunque menores que los obtenidos por un barrido uniflujo. Además, el barrido por lazo es muy sensible tanto a los ángulos de entrada del fluido en el cilindro, que se comentará en apartados posteriores, como a la distribución de velocidades de la mezcla fresca en sentido axial dentro del cilindro. En la Figura 10.7 se muestra la concentración del gas contenido en el interior del cilindro durante el proceso de barrido por lazo con cinco lumbreras de transferencia y una de escape. En esta simulación por ordenador, se observa la generación del lazo de barrido que expulsa los gases quemados gracias a la orientación de las lumbreras de transferencia, si bien se observa en el último fotograma que el barrido no es perfecto pues hay gases quemados que quedan en el cilindro para el ciclo siguiente.

La Figura 10.8 muestra cuatro distribuciones de velocidad medida en la parte alta del cilindro por medio de tubos de Pitot (ensayo de Jante), que permiten evaluar de forma cualitativa la calidad del barrido por lazo. En dichos esquemas el escape estaría situado en la parte superior. Se puede observar zonas con velocidades positivas (definido como positivo el sentido de pistón hacia culata) y negativas. Un análisis cualitativo permite establecer que la línea neutra (0 m/s) debe ser perpendicular al plano de simetría del motor y pasando por el centro del cilindro, sin formar lenguas laterales o en el centro.

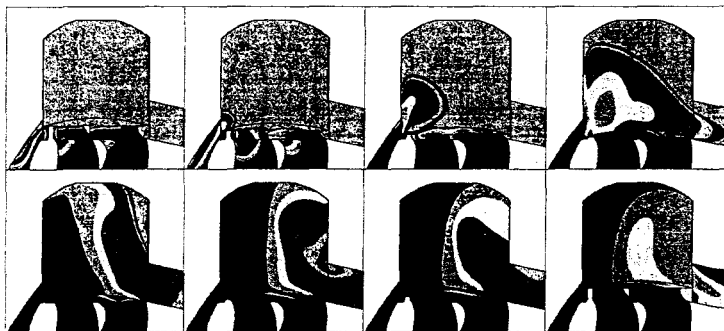


Figura 10.7 Concentración del gas (negro: aire puro; gris claro: gas quemado) en el plano de simetría del cilindro de un motor de 2T de 50cc con barrido por lazo obtenida con CFD (Fuente: Pastor [4]).

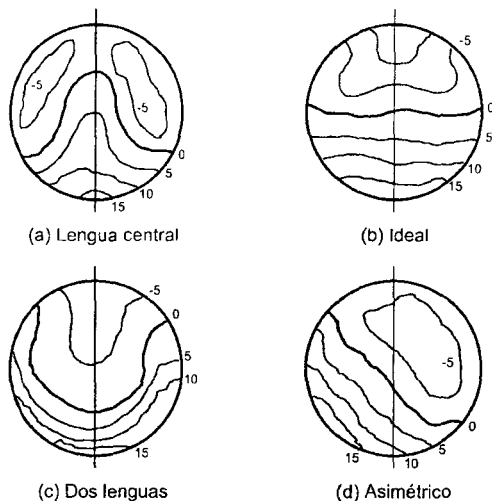


Figura 10.8 Mapas de velocidad axial en el cilindro de un motor de 2T de barrido por lazo.

10.3 Coeficientes para evaluar el proceso de barrido

10.3.1 Análisis del proceso

Como se ilustra en el séptimo fotograma de la Figura 10.1 y ya se ha comentado anteriormente, durante el funcionamiento de un motor de 2T, parte de la carga fresca abandona el cilindro directamente por el escape (cortocircuito) y parte de los gases quemados del ciclo anterior no son evacuados durante el proceso de barrido (residuales). Estos dos fenómenos afectan fuertemente a la potencia que es capaz de desarrollar el motor.

Para realizar un análisis cuantitativo del proceso de renovación de la carga conviene definir en primer lugar, unas condiciones de referencia que permitan disponer de una base de comparación para juzgar la eficacia del barrido en un motor determinado. El barrido que usaremos como término de comparación se denomina barrido ideal y se define como aquel proceso de barrido en el que la mezcla fresca desaloja totalmente a los gases quemados (no hay residuales), sin perderse ninguna fracción de la misma por el conducto de escape (es decir, no hay cortocircuito).

La masa que evolucionaría en estas condiciones recibe el nombre de masa de referencia, m_{ref} , y es habitual en la literatura tomar el producto del volumen del cilindro cuando el pistón se encuentra en el PMI por la densidad de la mezcla fresca medida a la presión de escape y a la temperatura después de la bomba de barrido. Con estas hipótesis la masa de referencia se expresa según:

$$m_{ref} = (V_D + V_{CC})\rho_{ref} = V_D \frac{r}{r-1} \rho_{ref} \quad (10.1)$$

Con el fin de definir unívocamente la masa anterior es necesario elegir unas condiciones de referencia. Su elección es una cuestión arbitraria y, en consecuencia, es imprescindible indicar cuál es el criterio adoptado. Concretamente, ciñéndose al estudio de los motores de barrido por cárter, parece más interesante tomar como condiciones de referencia la densidad a la presión y temperatura ambiente, puesto que son parámetros conocidos y constantes, en lugar de la presión de escape y temperatura del fluido después de la bomba de barrido, que son variables a lo largo del propio ciclo del motor y más complicadas de determinar. Como desde un punto de vista estrictamente teórico es indiferente una condición de referencia u otra, preferimos adoptar la primera por ser la más habitual.

La Figura 10.9 representa el diagrama de flujo en su evolución a lo largo de un ciclo real del motor. La masa de carga fresca suministrada al cilindro por la bomba de barrido está representada por m_{sum} . Esta masa suministrada se divide en dos partes: m_{ret} , que es la fracción retenida en el cilindro al comienzo del ciclo cerrado y m_{cc} , que representa el cortocircuito. La masa total que evoluciona en el ciclo siguiente se denomina masa de carga, m_{car} , que está constituida por la suma de la masa retenida y la masa de residuales, m_{res} , que son los gases quemados del ciclo anterior y que no fueron evacuados por imperfecciones durante el proceso de barrido. En la figura aparece también la masa de referencia ya definida anteriormente.

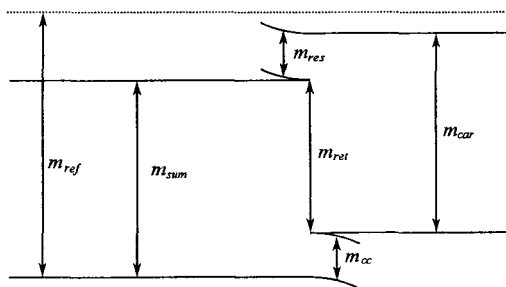


Figura 10.9 Diagrama de flujo de un motor de 2T.

Para poder referirse a este balance másico, es usual encontrar en la literatura una serie de coeficientes adimensionales que cuantifican los procesos y fenómenos ya descritos.

Coefficiente de admisión

Se define como la relación entre la masa suministrada y la masa de referencia:

$$R_s = \frac{m_{sum}}{m_{ref}} \quad (10.2)$$

El coeficiente de admisión está relacionado fundamentalmente con el funcionamiento de la bomba de barrido, estando poco afectado por los procesos que se llevan a cabo en el interior del motor. Suele ser mayor que la unidad en los motores con bomba independiente, al ser la presión de barrido mayor que la presión de escape. En los motores de barrido por cárter es lógicamente inferior a la unidad por las limitaciones que éste presenta.

Coefficiente de carga

Se define como la relación entre la masa retenida, que es la parte de la masa suministrada que no se ha cortocircuitado hacia el escape, y la de referencia:

$$\eta_s = \frac{m_{ret}}{m_{ref}} \quad (10.3)$$

El coeficiente de carga relaciona el gasto retenido, y en consecuencia la *pme* del motor, con el gasto en condiciones ideales. De la misma forma que ocurre con el coeficiente de admisión, su valor puede ser mayor que la unidad, pero esta circunstancia sólo sucedería en motores sobrealimentados.

Rendimiento de la retención

Este parámetro compara la masa retenida respecto a la suministrada. Evalúa por tanto el fenómeno de cortocircuito, proporcionando un valor unidad si no existiese este fenómeno. Una inspección rápida permite deducir que se puede obtener a partir de los dos coeficientes anteriores:

$$\eta_{ret} = \frac{m_{ret}}{m_{sum}} = \frac{\eta_s}{R_s} \quad (10.4)$$

Rendimiento del barrido

Relaciona la masa retenida con la masa de carga, que es la que evolucionará en el siguiente ciclo del motor, es decir, la suma de la retenida y los residuales, que son los gases que no han sido evacuados en el ciclo anterior.

$$\eta_b = \frac{m_{ret}}{m_{ret} + m_{res}} = \frac{m_{ret}}{m_{car}} \quad (10.5)$$

Como puede apreciarse, el rendimiento del barrido cuantifica el porcentaje de mezcla fresca respecto de la total que queda atrapada en el cilindro y, por tanto, evalúa la perfección alcanzada en el proceso de barrido, proporcionando un valor unidad si se lograra evacuar todos los gases residuales.

Coefficiente de llenado

Compara la masa total atrapada en el cilindro con la de referencia:

$$\eta_{LL} = \frac{m_{ret} + m_{res}}{m_{ref}} = \frac{m_{car}}{m_{ref}} \quad (10.6)$$

Teniendo en cuenta las expresiones del coeficiente de carga y del rendimiento del barrido puede obtenerse una relación entre el coeficiente de llenado, el rendimiento del barrido y el coeficiente de carga:

$$\eta_{LL}\eta_b = \eta_s = \eta_{ret}R_s \quad (10.7)$$

De hecho, conociendo tres de los coeficientes presentados anteriormente es posible deducir los otros dos. El empleo de estos coeficientes es muy útil pues proporcionan de forma cuantitativa la misma información que la ilustración mostrada en la Figura 10.9 y permite la comparación bien entre distintos motores, o bien entre distintos puntos de funcionamiento de un mismo motor.

10.3.2 Influencia sobre las prestaciones del motor

En la Figura 10.10 aparecen las curvas de plena carga de p_{mi} , coeficiente de admisión y rendimiento de la retención de un pequeño motor rápido de 2T de barrido por cárter. Se observan puntos angulosos, debidos a fenómenos de propagación de ondas que tienen lugar en el sistema de escape y que afectan de manera importante a los procesos en el interior del cilindro como se detallará más adelante. Los valores máximos de coeficiente de admisión y rendimiento de la retención aparecen a regímenes de giro diferentes debido a que los procesos que caracterizan son diferentes. Es destacable la correlación existente entre la evolución de los parámetros que caracterizan el barrido del motor con las prestaciones obtenidas por el mismo.

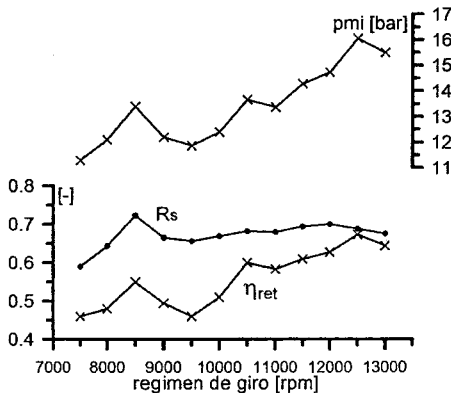


Figura 10.10 Curvas de p_{mi} , coeficiente de admisión y rendimiento de la retención en función del régimen de giro para un motor de 2T de 125cc con barrido por cárter.

10.4 Procesos de barrido teóricos: desplazamiento perfecto y mezcla perfecta

Para evaluar la perfección del barrido es interesante utilizar los gráficos del rendimiento del barrido frente al coeficiente de admisión del motor real comparados con los que obtendríamos para algunos tipos de procesos de barrido teóricos. Con el fin de proporcionar ejemplos extremos para analizar las relaciones existentes entre estos coeficientes, se desarrollará el estudio del barrido en dos casos sencillos: desplazamiento perfecto y mezcla perfecta.

Fue Hopkinson quien concibió los términos de desplazamiento perfecto y mezcla perfecta, que en relación al proceso de barrido se refieren a los conceptos que se detallarán a continuación. Estos procesos son analizados considerando que el proceso de barrido tiene lugar a volumen del cilindro constante, con una mezcla fresca entrando según un proceso a presión y temperatura constantes. Es obvio que la situación real difiere de lo indicado pues durante la renovación de la carga existen variaciones significativas de estas tres magnitudes.

En la Figura 10.11 se representa de manera simplificada los flujos de las distintas especies en un determinado instante del proceso de barrido. La mezcla fresca entrante por la admisión puede entrar bien a una zona llamada de desplazamiento donde no se mezclará con los gases quemados, o bien a una zona de mezcla donde se mezcla con estos.

10.4.1 Desplazamiento perfecto

En este caso, la mezcla fresca entrante al cilindro reemplaza a los gases quemados con la particularidad de que no aparece el fenómeno de cortocircuito mientras no hayan sido evacuados la totalidad de estos productos quemados. Enlazando con la Figura 10.11, se tiene que la mezcla fresca en la zona de mezcla, V_{am} , es nula. Además, la cantidad de mezcla fresca que pasa de la zona de desplazamiento a la zona de mezcla, dV_{am} , también es nula. La cantidad de mezcla fresca suministrada, dV_{as} , coincide con la que entra a la zona de desplazamiento, dV_{ap} . La cantidad de mezcla fresca que se va por el escape, dV_{ae} , es nula. En resumen, en el modelo de desplazamiento perfecto la mezcla fresca puede llenar el cilindro completamente sin que exista cortocircuito. Es decir, si V_{as} es menor que V_{cil} , el coeficiente de admisión es menor que la unidad y la mezcla fresca retenida, V_{ar} , coincide con la mezcla fresca suministrada:

$$V_{ar} = V_{as} \quad (10.8)$$

Y de la definición del rendimiento de la retención:

$$\eta_{ret} = 1 \quad (10.9)$$

Y teniendo en cuenta la ecuación (10.7), los coeficientes de carga y de admisión coinciden:

$$\eta_s = R_s \quad (10.10)$$

Por otro lado, cuando el volumen ocupado por la mezcla fresca supere al del cilindro, el volumen de mezcla fresca retenido coincide con el del cilindro y el coeficiente de carga alcanza su valor máximo:

$$\eta_s = 1 \quad (10.11)$$

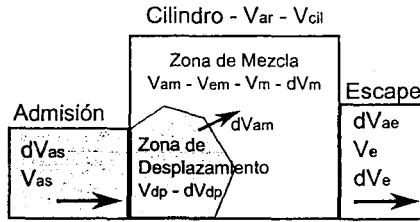


Figura 10.11 Representación física de los flujos durante el proceso de barrido en modelos sencillos: desplazamiento perfecto y mezcla perfecta.

Finalmente, teniendo en cuenta de nuevo la ecuación (10.7):

$$\eta_{ret} = 1/R_S \tag{10.12}$$

10.4.2 Mezcla perfecta

En este otro caso, la mezcla fresca entrante al cilindro no forma ninguna zona de desplazamiento y se supone un proceso de mezcla homogénea con los gases quemados del interior del cilindro. Es evidente que, bajo esta hipótesis, aparece el fenómeno de cortocircuito desde el mismo instante en el que se produce la entrada de gases frescos al interior del cilindro.

Esta situación también es reproducible en la Figura 10.11 teniendo en cuenta que no hay zona de desplazamiento, $V_{dp} = 0$. El volumen saliente por el escape, dV_e , está compuesto únicamente por la mezcla en el interior del cilindro en un instante determinado. El volumen de mezcla fresca retenido está compuesto por la mezcla fresca en la zona de mezcla, V_{am} , que es inferior al que ha entrado, V_{as} , debido al cortocircuito.

Para analizar este proceso, considérese la situación en un instante donde el valor de mezcla fresca suministrada es V_{as} , y los valores de coeficiente de carga y rendimiento del barrido son η_S y η_b , respectivamente. En un intervalo de tiempo suficientemente pequeño el motor admite un volumen de mezcla fresca dado por dV_{as} , que provocará en el escape un flujo del mismo volumen de gases de escape, dV_e , que contiene un aumento de mezcla fresca, dV_{ae} . El volumen de mezcla fresca retenido en el cilindro, dV_{ar} , debido a este proceso se calcula según:

$$dV_{ar} = dV_{as} - dV_{ae} \tag{10.13}$$

O bien, teniendo en cuenta la composición de la mezcla:

$$dV_{ar} = dV_{as} - (V_{ar}/V_{cit})dV_e \tag{10.14}$$

e introduciendo la definición del coeficiente de carga, la ecuación anterior se convierte en:

$$dV_{ar} = dV_{as} - \eta_S dV_e \tag{10.15}$$

Diferenciando la ecuación del coeficiente de carga:

$$d\eta_S = \frac{dV_{ar}}{V_{cit}} \tag{10.16}$$

y combinando las dos últimas expresiones, teniendo $dV_{as} = dV_e$, se llega a:

$$V_{cil} d\eta_S = dV_{as} - \eta_S dV_{as} \quad (10.17)$$

Diferenciando ahora la ecuación de coeficiente de admisión:

$$dR_S = \frac{dV_{as}}{V_{cil}} \quad (10.18)$$

entonces:

$$\frac{d\eta_S}{1 - \eta_S} = \frac{dV_{as}}{V_{cil}} = dR_S \quad (10.19)$$

que puede integrarse dando lugar a la conocida expresión del barrido de mezcla perfecta, que relaciona el coeficiente de carga con el coeficiente de admisión según:

$$\eta_S = 1 - e^{-R_S} \quad (10.20)$$

Por último, la expresión que relaciona el rendimiento de la retención con el coeficiente de admisión se obtiene utilizando la expresión anterior en la ecuación (10.7):

$$\eta_{ret} = \frac{1 - e^{-R_S}}{R_S} \quad (10.21)$$

Al final de este desarrollo se han obtenido expresiones para el coeficiente de carga y el rendimiento de la retención en función del coeficiente de admisión para dos modelos simples de barrido. Otros autores prefieren utilizar el rendimiento del barrido en lugar del coeficiente de carga. Las expresiones serían exactamente las mismas pues son un caso particular al adoptar que el volumen de referencia, V_{ref} , coincide con el volumen de la carga, V_{car} , pues con este criterio de elección de las condiciones de referencia el coeficiente de carga y rendimiento del barrido coinciden.

— Desplazamiento perfecto - - Mezcla perfecta Motor con barrido por lazo

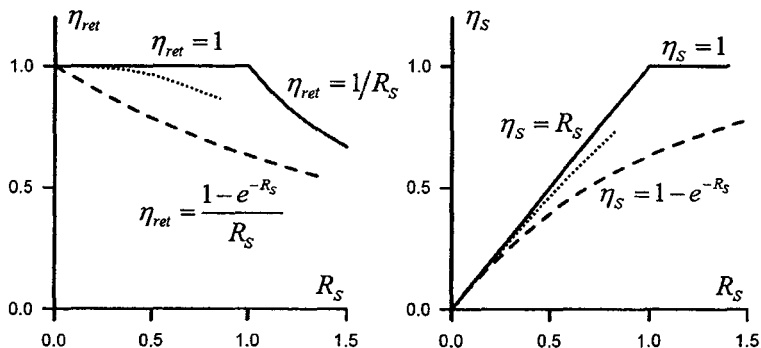


Figura 10.12 Representación del rendimiento de retención (izqda.) y del coeficiente de carga (dcha.) en función del coeficiente de admisión para las condiciones de desplazamiento perfecto, mezcla perfecta y motor con barrido por lazo.

Como resultado de las anteriores expresiones en la Figura 10.12 se muestran las situaciones de mezcla perfecta y desplazamiento perfecto. Es obvio que, el modelo de desplazamiento perfecto constituye un límite superior para el proceso de barrido real. Por otro lado, en motores relativamente modernos como el que se muestra en la misma figura, la aproximación dictada por el de mezcla perfecta subestima de forma importante lo que sucede en la realidad, aunque aún tiene validez con fines puramente comparativos.

10.5 Flujo en lumbreras

Una vez analizado el proceso de barrido en el motor de 2T se pretende abordar el estudio de la geometría de las lumbreras, que son las encargadas de materializar dicho proceso, desde un punto de vista descriptivo. Un tratamiento riguroso del problema es complejo puesto que la resolución del mismo pasa por una modelización completa de los procesos de flujo en todo el motor, que requeriría el empleo de modelos como los que se describen en el capítulo 24.

Las dificultades mencionadas aconsejan, en ocasiones, el desarrollo de sistemas simplificados que, si bien pierden su exactitud, presentan las ventajas de ser más operativos en diseños previos y ser más didácticos, sin prescindir del sentido físico del problema.

La Figura 10.13 muestra la evolución de las secciones efectivas en la lumbrera de escape, lumbrera de transferencia y conducto de admisión al cárter en dos motores de 2T en función del ángulo girado por el cigüeñal. Los gráficos a derecha e izquierda muestran los datos de un motor de 50 y otro de 125 cc, respectivamente. En ambas gráficas se ha utilizado la misma escala para poner de manifiesto la gran diferencia entre ambos motores. El gráfico central incluye ambas gráficas anteriores adimensionalizando el área efectiva con la cilindrada del motor; se observa la similitud de las curvas entre ambos motores al ser representadas de esta forma.

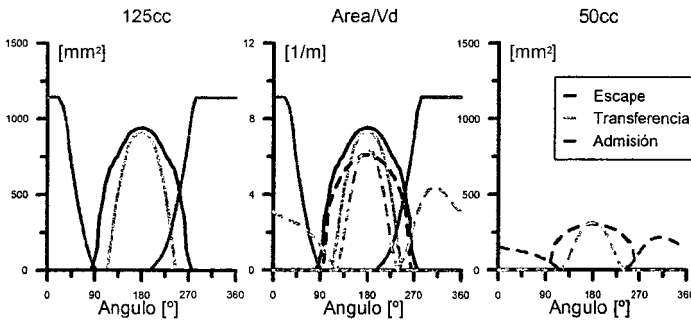


Figura 10.13 Secciones efectivas en lumbrera de escape, lumbrera de transferencia y admisión al cárter en dos motores de 2T.

El gasto másico que atraviesa una determinada sección, A_α , se obtiene usando la ecuación de continuidad si se conocen la densidad y la velocidad del fluido en dicha sección:

$$\dot{m}_\alpha = \rho_\alpha A_\alpha c_\alpha \quad (10.22)$$

Si esta situación se mantiene durante un intervalo de tiempo, dt , el incremento de masa es:

$$dm = \dot{m}_\alpha dt \quad (10.23)$$

La masa total que habrá atravesado la sección se puede obtener integrando la ecuación (10.3) mientras la sección de paso se encuentre abierta, tanto en dominio temporal como angular:

$$m = \int_0^{t_1} \rho_\alpha A_\alpha c_\alpha dt = \int_0^{\alpha_1} \rho_\alpha A_\alpha c_\alpha \frac{dt}{d\alpha} d\alpha \quad (10.24)$$

Esta ecuación se puede aplicar a cualquier sección a lo largo del motor. Si particularizamos a las uniones (lunbreras, discos rotativos, láminas) que encontramos en el motor, el término A_α varía con el ángulo girado por el cigüeñal. Para simplificar la ecuación anterior asumiremos que las variaciones de densidad y de velocidad del fluido con el tiempo son similares entre diversos motores de 2T. Por otro lado, ya en la Figura 10.10 se puso de manifiesto la relación entre los coeficientes que caracterizan el barrido con las prestaciones del motor. En la Figura 10.14 se vuelve a demostrar este hecho, donde se observa una tendencia clara entre la pme y el coeficiente de carga para dos motores distintos.

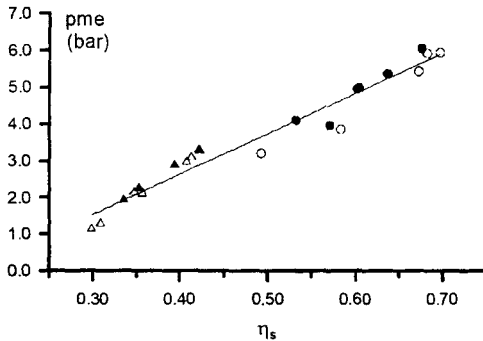


Figura 10.14 Correlación de la pme con el coeficiente de carga en dos motores de 2T (negro y blanco) a plena carga (círculos) y a carga parcial (triángulos).

Dado que, la masa retenida está relacionada con la masa suministrada, a través de la expresión del rendimiento de la retención, los resultados anteriores permiten establecer una correlación entre la masa suministrada y la pme del motor, según la expresión:

$$\frac{m_{sum}}{V_T pme} = \frac{\int_0^{\alpha_1} \rho_\alpha A_\alpha c_\alpha dt}{V_T pme} = cte \quad (10.25)$$

Bajo la hipótesis de despreciar las variaciones temporales de densidad y velocidad del fluido con el objetivo de establecer comparaciones entre diferentes motores, y teniendo en cuenta que el régimen de giro, n , relaciona el tiempo con el ángulo girado por el cigüeñal, se tiene:

$$\frac{\int_0^{\alpha_1} A_\alpha d\alpha}{nV_T} \propto pme \quad (10.26)$$

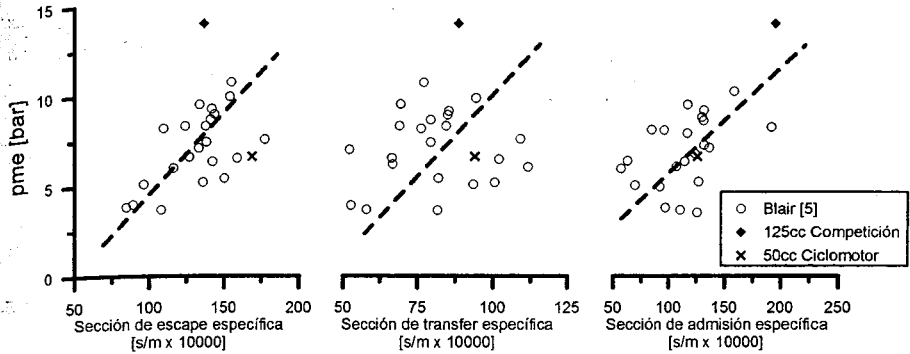


Figura 10.15 Secciones temporales específicas de motores de 2T.

Al término de la izquierda de la expresión anterior se le denomina integral temporal de la sección por unidad de cilindrada o, coloquialmente, sección temporal específica cuyas unidades son s/m . Blair [5] presenta gráficas para muchos motores de 2T donde se muestra la relación entre la presión media efectiva y las secciones temporales específicas de las lumbreras de escape, de transferencia y de admisión. Estas gráficas, que se reproducen en la Figura 10.15, corroboran el desarrollo teórico sencillo abordado en párrafos anteriores y sirven para orientar el diseño u optimización de un motor de 2T que deba cumplir con unas prestaciones deseadas.

10.6 Diseño de lumbreras

El diseño de una lumbrera consiste en prever un área suficiente en el instante necesario, es decir, determinar la función área-tiempo requerida.

La secuencia del ciclo requiere primero evacuar en parte los gases quemados durante el proceso de escape espontáneo, para que la presión disminuya lo suficiente como para posibilitar el barrido. Posteriormente hay que llenar el cilindro con carga fresca, que a su vez empuja a los productos quemados que todavía quedan en el cilindro, por lo que es necesaria una sección suficiente en la lumbrera de admisión.

Conviene plantear un par de limitaciones importantes a tener en cuenta en el diseño. Las lumbreras no pueden ser desmesuradamente altas, dado que al crecer la altura disminuye la carrera de expansión del motor. Como dato aproximado, cabe indicar que una altura de lumbrera de escape que ocupe el 20% de la carrera, disminuye un 8% el trabajo utilizable por cortar la expansión. A partir de este valor, la disminución de trabajo crece más rápidamente. La otra limitación viene dada por la anchura, que también debe controlarse para evitar problemas en la segmentadura o estructurales.

10.6.1 Cálculo de la lumbrera de escape

El período de escape consta de dos etapas, como ya se ha indicado. La primera desde que abre la lumbrera de escape hasta que abre la lumbrera de admisión, período de escape espontáneo. La segunda, ya con la lumbrera de admisión abierta, durante el período de barrido.

La lumbrera de escape debe tener una función área-tiempo suficiente durante el escape espontáneo, para que los gases quemados se expandan por lo menos hasta la presión de barrido,

de modo que no penetren por las lumbreras de admisión a la apertura de éstas. La parte más importante del diseño de las lumbreras de escape consiste en determinar el avance al escape, es decir, la diferencia angular entre la apertura de escape y la apertura de la admisión. Si esta área es suficiente, el área restante es más que suficiente para evacuar el resto de los gases quemados durante el barrido.

La primera consideración importante es que la apertura del escape debe ser rápida. Esto lleva consigo dos ventajas: la primera es la mejor evacuación de los gases al aumentar la función área-tiempo; la segunda, es que en el cilindro podría inducirse una depresión que favorece al proceso de barrido. Para conseguir aperturas rápidas la mejor solución es la lumbrera rectangular y, por simplificar la exposición, es a la que nos vamos a referir.

Para calcular el avance al escape en un motor dado, partimos de la ecuación que gobierna la masa que circula por un conducto en forma diferencial, es decir:

$$dm = a_c \rho_c C_D \varphi \left(\frac{p_e}{p_c} \right) \frac{A d\alpha}{2\pi n} \quad (10.27)$$

donde se ha usado el concepto de coeficiente de descarga descrito en la sección 8.3.1.

La función φ depende de las presiones a un lado y otro de la lumbrera. La ecuación está particularizada para el caso que estamos estudiando, es decir, la presión aguas abajo será la presión de escape, p_e , y las condiciones aguas arriba serán las condiciones en el interior del cilindro, que varían durante el proceso. Mientras el salto sea supercrítico, en la lumbrera se establecen condiciones críticas, siendo en este caso p_c igual a la presión crítica.

Puesto que se puede suponer que el volumen del cilindro permanece prácticamente constante durante el período de escape espontáneo, la variación de masa en el interior del cilindro será:

$$dm = -d(V\rho_c) = -Vd\rho_c \quad (10.28)$$

En la ecuación anterior, V es el volumen ocupado por la carga del cilindro en el instante de la apertura del escape. Este valor es desconocido, en consecuencia tenemos que estimarlo y comprobar, una vez resuelto el problema, que la estimación era correcta. En caso contrario, hay que modificar el valor de V comenzando de nuevo el proceso de cálculo, requiriéndose en consecuencia un procedimiento iterativo.

A partir de las dos ecuaciones anteriores, se obtiene:

$$-Vd\rho_c = a_c \rho_c C_D \varphi \left(\frac{p_e}{p_c} \right) \frac{A d\alpha}{2\pi n} \quad (10.29)$$

Si suponemos que el fluido en el interior del cilindro se expande adiabáticamente, la densidad del fluido aparece ligada con las condiciones en el mismo cilindro al inicio del proceso de escape, denotadas por el subíndice E , según la ecuación:

$$\rho_c = \rho_E \left(\frac{p_c}{p_E} \right)^{1/\gamma} \quad (10.30)$$

Y teniendo en cuenta la definición de la velocidad local del sonido, se obtiene:

$$\alpha_c = a_E \left(\frac{p_c}{p_E} \right)^{\frac{\gamma-1}{2\gamma}} \quad (10.31)$$

Sustituyendo las ecuaciones (10.29) y (10.30) en la anterior, resulta:

$$-V \frac{1}{\gamma} \left(\frac{p_c}{p_E} \right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} d \left(\frac{p_c}{p_E} \right) = a_E \left(\frac{p_c}{p_E} \right)^{\frac{\gamma-1}{2\gamma}} \left(\frac{p_c}{p_E} \right)^{\frac{1}{\gamma}} C_D \varphi \left(\frac{p_c}{p_E} \right) \frac{Ad\alpha}{2\pi n} \quad (10.32)$$

Ordenando y simplificando la ecuación anterior para dejar de forma explícita la función área-tiempo, se llega a:

$$Ad\alpha = -\frac{2\pi n V}{\gamma a_E C_D \varphi} \frac{1}{\left(\frac{p_c}{p_E} \right)^{\frac{1-3\gamma}{2\gamma}}} d \left(\frac{p_c}{p_E} \right) \quad (10.33)$$

Si se integra esta ecuación entre α_1 , ángulo correspondiente a la apertura de la lumbrera de escape, y α_2 , correspondiente a la apertura de las lumbreras de admisión, teniendo presente que la velocidad local del sonido en las condiciones de escape es independiente de la presión en el cilindro y que está determinada por la temperatura de escape, obtenemos:

$$A_m (\alpha_2 - \alpha_1) = -\frac{2\pi n V}{\gamma a_E} \int_{\alpha_1}^{p_b/p_E} \frac{1}{C_D \varphi \left(\frac{p_c}{p_E} \right)^{\frac{1-3\gamma}{2\gamma}}} d \left(\frac{p_c}{p_E} \right) \quad (10.34)$$

siendo p_b la presión de barrido, presión máxima admisible en el cilindro al efectuarse la apertura de la admisión y p_E la presión en el cilindro al iniciarse el proceso de escape espontáneo.

La presión de barrido es dato del problema conociendo el tipo de bomba a emplear, mientras que la presión al iniciarse el proceso de escape espontáneo hay que estimarla en función del tipo de motor. Existen expresiones que relacionan el valor de p_E con la presión media efectiva que espera obtenerse del motor. Así, por ejemplo, List [6] propone para motores lentos una ecuación semiempírica de la forma:

$$p_E = 0,41 p_{me} + 1 \quad (10.35)$$

Donde la presión media efectiva viene expresada en bar. Ensayos efectuados por los autores permiten afirmar que la ecuación anterior es extrapolable al caso de motores pequeños rápidos.

La expresión que permitiría obtener el área media es resoluble si conocemos la dependencia del coeficiente de descarga con el salto de presiones, acerca de lo cual existe información experimental. Sin embargo, podemos simplificar considerablemente el problema si consideramos la Figura 10.16, donde aparece el valor del producto $C_D \varphi (p_c/p_E)$ en función del salto de presiones entre cilindro y escape, obtenido por Nusselt. Se observa que para valores del salto de presiones mayores de 1,5, caso general del escape espontáneo, el valor es prácticamente constante, pudiendo asignarse un valor medio del orden de 0,42. Con esta hipótesis la integral es inmediata, obteniéndose:

$$A_m(\alpha_2 - \alpha_1) = -\frac{2\pi n V}{0,42 a_E} \frac{2}{\gamma - 1} \left[\left(\frac{p_E}{p_b} \right)^{\frac{\gamma-1}{2\gamma}} - 1 \right] \quad (10.36)$$

Para una lumbrera rectangular, la sección media A_m se calcula como el producto de la anchura L_m por la altura b , y por tanto:

$$L_m(\alpha_2 - \alpha_1) = -\frac{4\pi n}{\gamma - 1} \frac{1}{0,42 a_E} \frac{V}{b} \left[\left(\frac{p_E}{p_b} \right)^{\frac{\gamma-1}{2\gamma}} - 1 \right] \quad (10.37)$$

Puesto que la altura, L_m , está relacionada con α_1 y α_2 por medio de las ecuaciones que rigen la cinemática del movimiento biela-manivela, se puede escribir que:

$$L_m(\alpha_2 - \alpha_1) = \Phi(\Delta\alpha) \quad (10.38)$$

Por consiguiente, si se conociera el ángulo de apertura de la lumbrera de admisión, α_2 , que se determinará más adelante, se podría conocer α_1 y L_m , con lo que quedaría perfectamente definida la geometría de la lumbrera de escape.

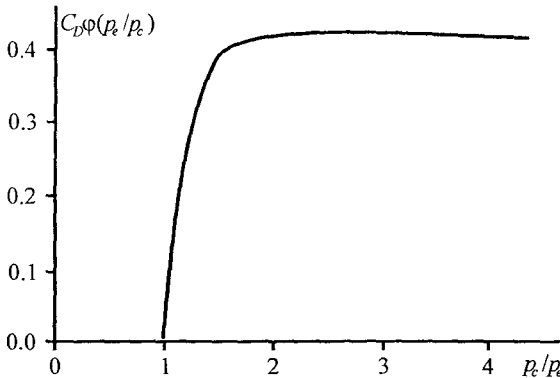


Figura 10.16 Coeficiente de flujo a través de una lumbrera de escape en función de la relación de presiones.

10.6.2 Cálculo de la lumbrera de admisión

Usando la expresión del gasto que atraviesa una determinada sección y particularizando para la lumbrera de admisión al cilindro se tiene:

$$\dot{m}_{sum} = a_c \rho_a C_{DAP} \phi \left(\frac{p_c}{p_a} \right) A_p \quad (10.39)$$

donde A_p es la sección del pistón, C_{DAP} es el coeficiente de descarga referido al área del pistón, a y c son los subíndices relativos a las condiciones de admisión y cilindro.

En esta última ecuación se ha supuesto que tanto las condiciones de admisión como las de escape son constantes a lo largo de todo el proceso de barrido. Esta situación se da en los motores de barrido por bomba independiente con una aproximación suficiente, alejándose esta hipótesis más de la realidad cuando el barrido es por el cárter del motor. En cualquier caso, el esquema de cálculo es correcto para ambas disposiciones sin más que utilizar los valores medios de los parámetros.

Por otra parte, el nuevo coeficiente de descarga que aparece en la expresión anterior referido a la sección del pistón está definido como:

$$C_{DAP} = \bar{C}_D \frac{A_m (a_2 - a_1)}{A_p 2\pi} \quad (10.40)$$

Sustituyendo estas dos expresiones en la ecuación del coeficiente de admisión se obtiene una nueva expresión de este coeficiente en la forma:

$$R_s = \frac{a_a \rho_a C_{DAP} \varphi \left(\frac{p_c}{p_a} \right) A_p}{n A_p S \frac{r}{r-1} \rho_{ref}} \quad (10.41)$$

donde ha aparecido la carrera del pistón S .

Puesto que las densidades de la expresión anterior están referidas a la misma temperatura, el cociente entre ellas es proporcional al cociente entre presiones. Teniendo además en cuenta la definición de velocidad lineal media del pistón, la expresión anterior se convierte en:

$$R_s = 2C_{DAP} \frac{r-1}{r} \frac{a_a}{c_m} \frac{p_a}{p_c} \varphi \left(\frac{p_c}{p_a} \right) \quad (10.42)$$

Se observa que el coeficiente de admisión:

- Crece con la relación de compresión, aunque porcentualmente no tiene demasiada influencia dentro de los márgenes de relaciones de compresión habituales.
- Crece con el producto $p_a/p_c \varphi(p_c/p_a)$, es decir, con la presión de barrido suministrada por la bomba.
- Crece con el coeficiente de descarga C_{DAP} , que a su vez aumenta con la sección de las lumbreras y con el coeficiente característico de las mismas.
- Disminuye cuando aumenta la velocidad lineal media del pistón, por lo que, cuando esta crece, es necesario aumentar mucho el valor de C_{DAP} , puesto que el resto de los parámetros vienen fijados por otros motivos, para mantener R_s dentro de límites aceptables. Esto explica las secciones de lumbreras tan grandes, comparadas con las dimensiones del motor, de los pequeños motores de 2T que giran a elevada velocidad. Por cuantificar, la sección efectiva máxima de las lumbreras (de admisión o de escape) de un motor de 2T de pequeña cilindrada es cercana al 50% del área del cilindro, mientras que la sección efectiva máxima de las válvulas en culata (de admisión o de escape) de un motor de 4T ronda el 12%.

10.6.3 Características constructivas

La geometría de las lumbreras, tanto de admisión como de escape, puede ser muy variada. La lumbrera circular es la que tiene menor relación perímetro-área, por lo que las pérdidas por fricción serán mínimas, sin embargo, es de apertura lenta. Con la lumbrera elíptica, la relación perímetro-área también se mantiene pequeña, siendo la apertura más rápida, pero su mecanizado es complicado. Las lumbreras rectangulares son las más utilizadas, por ser de apertura muy rápida, sin embargo pueden presentar problemas de segmentos cuando la anchura es muy grande. Este problema es menos acentuado en la lumbrera trapezoidal.

Para evitar la rotura de segmentos y mantener la lumbrera rectangular, que es la más utilizada, se procede a dar a la lumbrera una ligera curvatura en su arista superior, que comprime gradualmente la parte saliente del segmento durante la carrera ascendente del pistón.

También hay que tener en cuenta que las lumbreras deben tener ángulos de inclinación axial y radial, con el fin de dirigir el flujo adecuadamente para efectuar un buen barrido y evitar el cortocircuito, tal y como se muestra en la Figura 10.17.

Para conseguir un guiado efectivo del aire no se deben dimensionar las lumbreras de admisión excesivamente anchas en relación con su profundidad. Se ha comprobado que las lumbreras estrechas admiten una mayor cantidad de fluido por unidad de sección que las lumbreras anchas, y al mismo tiempo dirigen el fluido mucho más efectivamente; sin embargo, son más económicas las lumbreras anchas que las estrechas.

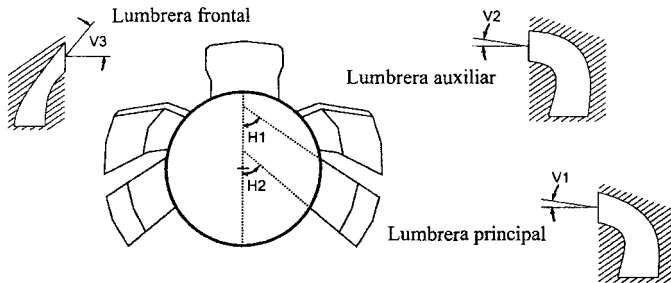


Figura 10.17 Ángulos de inclinación axial y radial en lumbreras de transferencia de un motor de 2T (Fuente: Pastor [4]).

Las lumbreras tienen en la sección de entrada del flujo los bordes redondeados para proporcionar una mejor canalización y evitar pérdidas por desprendimientos de vena. Sin embargo, los bordes de salida suelen ser cantos vivos para dar un mayor guiado a la vena fluida.

De las consideraciones anteriores, puede afirmarse que el diseño de las lumbreras de un motor de 2T está condicionado por factores muy diversos que originarán mayor o menor servidumbre en función del tipo de motor y del tipo de aplicación.

10.7 Diseño del sistema de escape en MEP

En un motor donde el diagrama de distribución es simétrico, es decir, con las aperturas y cierres de lumbreras controladas por el propio movimiento del pistón y cuya aplicación principal aparece en pequeños motores de encendido provocado de barrido por cárter, el diseño del sistema de escape tiene una gran influencia sobre las prestaciones que alcanzará dicho motor.

En la sección 8.4 se analizó el comportamiento de las ondas de presión en conductos. Estos conceptos deben tenerse en mente en el caso que nos ocupa, que es el diseño del sistema de escape en un motor de 2T de pequeña cilindrada. En primer lugar y teniendo en cuenta las consideraciones realizadas anteriormente sobre el proceso de barrido y el fenómeno de cortocircuito, se va a establecer cómo sería deseable que fuese la evolución de la presión en la lumbrera de escape en función del ángulo girado por el cigüeñal.

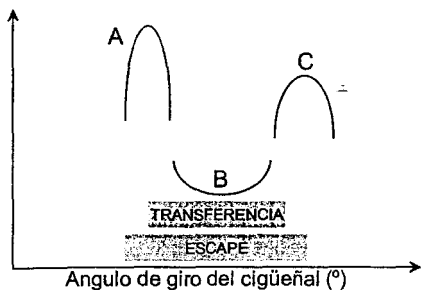


Figura 10.18 Evolución de la presión requerida en la lumbrera de escape.

Tras el escape espontáneo, interesa la llegada de una onda de rarefacción (B) a la lumbrera de escape para ayudar a vaciar el cilindro de gases quemados originados en el proceso de combustión. Por último, una vez ha cerrado la lumbrera de transferencia (CT) pero la de escape todavía está abierta, el proceso de barrido está muy avanzado y en el interior del cilindro existe una alta composición de mezcla fresca y pocos gases quemados. Interesaría, por tanto, la aparición de un pulso de sobrepresión (C) que evitase la salida de dicha mezcla fresca e incluso introdujese en el cilindro aquella que pudiese haberse escapado del cilindro, reduciendo así el fenómeno de cortocircuito.

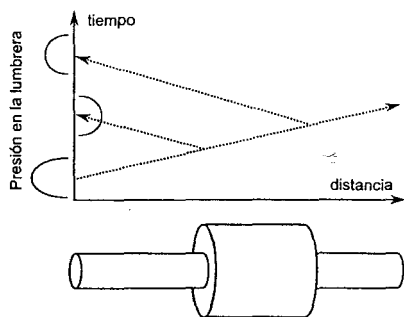


Figura 10.19 Configuración de escape con ensanchamiento, tramo de sección recta y estrechamiento brusco.

En primer lugar se desea transformar un pulso de sobrepresión (A) en uno de rarefacción (B), por tanto el sistema de escape consistirá primero en algo parecido a un extremo abierto, tal y como se describió en el capítulo 8. No debe ser exactamente un extremo abierto, puesto que este tipo de extremo sería incapaz de generar posteriormente el pulso de sobrepresión (C). Podría valer un ensanchamiento brusco, en el que parte del pulso incidente (A) volvería como una onda de rarefacción (B) y parte se seguiría transmitiendo como onda de sobrepresión por el sistema de escape. A continuación, esta onda de sobrepresión debería encontrarse con un estrechamiento brusco

En la Figura 10.18 se han representado los tres trazos que, de forma básica, formarían dicha presión. El primer trazo es un pulso de sobrepresión (A) que aparece irremediablemente cuando se produce la apertura de la lumbrera de escape (AE) por la descarga del cilindro, ya que éste se encuentra a una presión elevada provocada por el proceso de combustión. Este pulso de sobrepresión aparecerá siempre y se usará como pulso de excitación para originar los otros dos con ayuda del diseño del sistema de escape.

A continuación se deducirá cómo a partir del pulso de sobrepresión (A) y un correcto diseño del sistema de escape se pueden generar los pulsos deseados (B) y (C) que configurarían la evolución de la presión deseada en la lumbrera de escape. En primer lugar se desea transformar un pulso de sobrepresión (A) en uno de rarefacción (B), por tanto el sistema de escape consistirá primero en algo parecido a un extremo abierto, tal y como se describió en el capítulo 8. No debe ser exactamente un extremo abierto, puesto que este tipo de extremo sería incapaz de generar posteriormente el pulso de sobrepresión (C). Podría valer un ensanchamiento brusco, en el que parte del pulso incidente (A) volvería como una onda de rarefacción (B) y parte se seguiría transmitiendo como onda de sobrepresión por el sistema de escape. A continuación, esta onda de sobrepresión debería encontrarse con un estrechamiento brusco

para que parte de ella volviese como onda de sobrepresión (C) y parte siguiese viajando hacia el extremo abierto a la atmósfera. De esta forma, en la Figura 10.19 se muestran el sistema de escape y la presión en la lumbrera de escape teniendo en cuenta las consideraciones previas.

Se observa que empleando cambios bruscos de sección no se modifica la duración de los pulsos. En el caso de la onda de rarefacción, es preferible que sea de mayor duración, aunque su amplitud se reduzca, y por tanto en lugar de un ensanchamiento brusco se recurre a un cono divergente, que puede asemejarse a una sucesión de ensanchamientos consecutivos. Así, su efecto es el de aumentar la duración del pulso de rarefacción, puesto que éste empieza a la entrada del cono y termina al final del mismo. Por razones similares, se sustituye el estrechamiento brusco mencionado anteriormente para la generación del pulso de sobrepresión por un cono convergente (contracono). La configuración definitiva del sistema de escape y de la presión conseguida en la lumbrera de escape se muestra en la Figura 10.20.

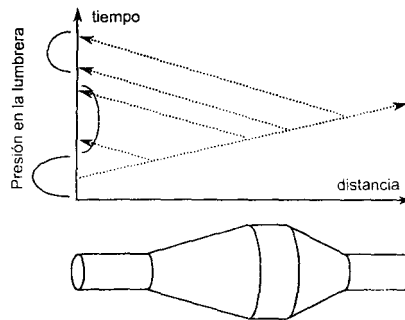


Figura 10.20 Configuración de escape con cono, tramo de sección recta y contracono.

La curva de presión en la lumbrera de escape que se acaba de obtener depende de la geometría del sistema de escape y de la velocidad con la que viajan los pulsos de presión en el interior del mismo, que es precisamente la velocidad del sonido y que es función de la temperatura y la composición de los gases de escape. Bajo la hipótesis de que ambas no sufren variaciones importantes con las condiciones operativas del motor, se concluye que el campo de presiones en el interior de un sistema de escape determinado depende del tiempo. Por tanto, para relacionar la evolución de las presiones instantáneas con el ángulo de giro del cigüeñal se tendrá que tener en cuenta el régimen de giro. Así pues, existirá un régimen de giro para el cual los pulsos de presión llegan en los momentos deseados de cierre de la lumbrera de transferencia y de escape (y se dice que el sistema de escape está sintonizado para dicho régimen de giro), mientras que para otros regímenes de giro estos pulsos no llegan cuando es debido, con el consiguiente detrimento en el proceso de barrido.

En la Figura 10.21 se ha representado la presión en la lumbrera de escape en función del ángulo de girado por el cigüeñal para un determinado sistema de escape a dos diferentes regímenes de giro en un motor de 50 cc. Se observa que para 9000 rpm los pulsos de rarefacción y sobrepresión llegan en los momentos angulares deseados para ayudar al barrido de los gases de escape y para reducir el fenómeno de cortocircuito. Por otro lado, a 5500 rpm la rarefacción tiene una duración angular insuficiente y el pulso de sobrepresión llega demasiado pronto, perjudicando el proceso de barrido en lugar de evitar el cortocircuito. Experimentalmente, se constata una pérdida de pme del 20% al pasar de 9000 a 5500 rpm.

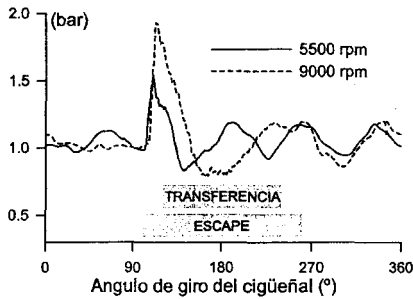


Figura 10.21 Presión instantánea medida en la lumbrera de escape a diferentes regímenes de giro de un motor de 2T.

El comportamiento no estacionario del flujo en el interior de estos motores impide el análisis de los fenómenos ondulatorios en los sistemas de admisión y escape sin la ayuda de los llamados modelos de acción de ondas, implementados en programas de ordenador [7], y que se describen en el capítulo 24. En éstos, se plantean y resuelven las ecuaciones del flujo compresible y no estacionario en una dimensión, hipótesis que no se aleja demasiado de la realidad en el interior de los conductos.

10.8 Aspectos tecnológicos

Para finalizar el capítulo, se considera importante describir los aspectos más relevantes específicos de los diferentes campos de aplicación de los motores de 2T. En el apartado anterior, se trató la influencia que tiene el diseño del sistema de escape en pequeños motores MEP de 2T. A continuación, se describirán brevemente las particularidades de los sistemas que integran los grandes motores MEC de 2T. Por último, se discutirá la incidencia del motor de 2T en el campo de la automoción.

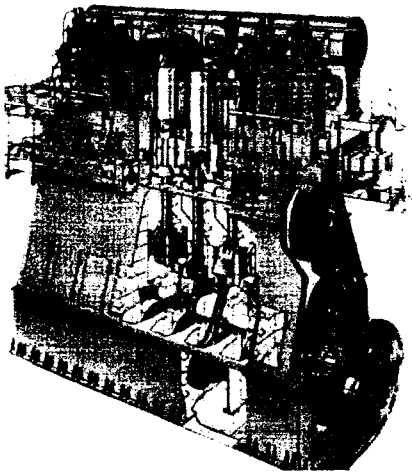
10.8.1 Particularidades de los grandes MEC de 2T

El motor Diesel grande de 2T es el motor de combustión interna alternativo que alcanza mayor rendimiento, con consumos específicos en torno a 160-180 g/kWh. Dejando al margen aspectos relacionados con la combustión, esta característica se consigue gracias a que el proceso de renovación de la carga es difícilmente mejorable, lo cual parece una incompatibilidad con el empleo de un ciclo de 2T por lo que ya se ha comentado acerca del barrido y cortocircuito en apartados anteriores.

No obstante, se puede conseguir ausencia de cortocircuito si se opta por un motor Diesel, por la forma en la que se introduce el combustible. Además, el proceso de barrido se aproximará mucho al ideal si se opta por un barrido uniflujo y se dispone de tiempo suficiente para que los procesos no lleven asociados distintas pérdidas. Por ello, el régimen de giro de estos motores es muy bajo. Alcanzan elevadísimas potencias gracias a su tamaño, que sólo permite su uso en aplicaciones estacionarias para producción de electricidad o cogeneración, o como sistema de propulsión en el sector marino o ferroviario. En la Tabla 10.2 se muestran rangos de funcionamiento de este tipo de motores.

Tabla 10.2 Características típicas en motores MEC grandes de 2T.

Característica	Rango
Número de cilindros (-)	5 - 20
Potencia (kW)	5000 - 80000
Régimen de giro (rpm)	75 - 200
Diámetro (mm)	480 - 960
Carrera (mm)	2000 - 2700
Presión media efectiva (bar)	18 - 20
Peso (T)	200 - 2300
Largo x ancho x alto (m x m x m)	26 x 8 x 14 (valores máximos)

**Figura 10.22** Esquema de un motor grande MEC de 2T con cruceta y vástago.

y cruceta, cuya representación esquemática aparece en la Figura 10.22. Esta disposición, pese a que ocasiona motores con alturas considerables, es preferible por dos razones. Por un lado, en motores con carreras tan largas, si no se desea conectar la admisión con el cárter, la falda del pistón resultaría muy alta lo que ocasionaría elevada fricción. La comunicación entre admisión y cárter no es conveniente pues en estos motores la admisión está presurizada y además podría liberarse aceite del cárter a la admisión. Se necesita, por tanto, de un sistema que permita independizar el cárter de la admisión y esto se consigue con un diafragma. En la parte superior del diafragma se encuentra el pistón con su movimiento lineal conectado a un vástago. Dicho vástago atraviesa el diafragma y en la parte baja del mismo se encuentra la cruceta donde ya aparece el mecanismo biela-manivela. Otra razón es que esta configuración permite minimizar el desgaste del pistón, al desaparecer la componente de la fuerza lateral del pistón

Con revoluciones máximas en torno a las 75-200 rpm, son motores especialmente diseñados para la propulsión naval pues pueden ser acoplados directamente a la hélice, sin engranajes reductores o que ésta sea de paso variable. Además, pueden funcionar en ambos sentidos, lo cual es muy ventajoso pues aumenta la simplicidad del conjunto. Otra ventaja es que permiten trabajar con combustibles baratos de elevada viscosidad o con alto contenido en azufre, pues el cárter puede utilizar su propio aceite ya que no se encuentra conectado con el circuito de admisión, como se verá posteriormente.

Todos los motores lentos de 2T Diesel fabricados actualmente emplean un turbo-compresor como bomba de barrido. Este está accionado bien por una turbina bien por el cigüeñal cuando la energía disponible de los gases de escape no es suficiente. Adoptan la disposición de cilindros en línea, con vástago

sobre las paredes del cilindro, absorbiendo esta fuerza la cruceta, que se desliza por unas guías con ayuda de unos patines.

10.8.2 El motor de 2T en automoción

Entre los dos campos de aplicación comentados anteriormente y que son totalmente antagónicos podrían encontrarse los llamados motores de 2T para automoción. Numerosos fabricantes han experimentado en algún momento con este tipo de motores si bien, hasta la fecha, ninguno se ha puesto en producción en masa consiguiendo sustituir a sus homólogos, los motores de 4T, sobre los que presenta las siguientes ventajas: mayor par y potencia, menores vibraciones y variaciones del par, y más compactos y ligeros. No obstante, nos encontramos ante propuestas que tratan de evitar las elevadas emisiones contaminantes de los pequeños MEP pero sin llegar a la complejidad de los grandes motores MEC.

A lo largo del presente capítulo se ha constatado la gran variedad de soluciones constructivas a la hora de materializar un ciclo de 2T. Centrémonos en tres de ellas en función del tipo de barrido: (a) por lazo usando el cárter (véase diagrama *c.1* de la Figura 10.6), (b) uniflujo con compresor mecánico (véase diagrama *b.2* de la Figura 10.6), y (c) con válvulas en la culata (tanto de admisión como de escape) con compresor mecánico (véase diagrama *c.4* de la Figura 10.6); y veamos ventajas e inconvenientes de cada una de ellas con el fin de elegir la mejor opción para un motor de automoción.

Sistema de lubricación

Los motores con barrido por cárter o barrido uniflujo tienen problemas originados en el sistema de lubricación, por ejemplo: humo blanco, consumo de aceite excesivo o gripado del pistón. Las lumbreras no son sólo la causa del elevado consumo de aceite sino que también afectan a la duración de los segmentos del pistón. Un motor con válvulas en cabeza evita la aparición de estos problemas.

Refrigeración de pistón y cilindro

La refrigeración en un motor con lumbreras es crítica pues el circuito de refrigeración líquida no rodea al cilindro en su totalidad. Esto puede provocar un calentamiento asimétrico a lo largo de la altura del cilindro. Si se emplea el cárter como bomba de barrido no es posible utilizar chorros de aceite que refrigieren el pistón por la parte baja.

Diagrama de distribución

El diagrama de distribución que proporciona un motor con lumbreras es simétrico y fijo, salvo que se instalen otros dispositivos adicionales. En el caso de tener válvulas en la culata (bien de escape, bien de admisión y escape) se pueden obtener diagramas asimétricos que optimicen el barrido. El grado de libertad que añaden los sistemas de distribución variable haría todavía más interesante esta configuración.

Proceso de barrido

El barrido uniflujo es muy eficiente. El barrido con lazo combinado transversal y Schnürle también consigue buenos rendimientos si las lumbreras están convenientemente diseñadas. El barrido en forma de gancho (con válvulas de admisión y escape en cabeza) entraña gran dificultad por no estar opuestos entre sí los orificios de salida y entrada. El diseño de la culata es entonces crítico, sobre todo en lo referente a la orientación de las pipas de admisión.

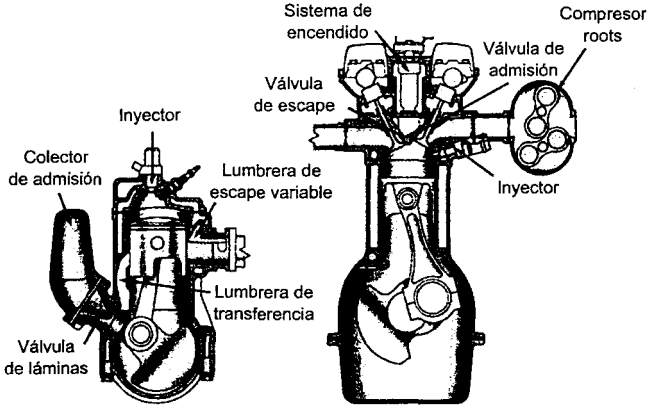


Figura 10.23 Esquemas del motor Orbital OCP (izquierda) y Toyota S-2 (derecha) (Fuente: Adaptada de Popular Science, Julio 1990).

Régimen de giro máximo

Este es uno de los puntos débiles de los motores con válvulas en lugar de lumbreras. A igualdad de régimen de giro, el sistema de accionamiento de válvulas tendría que trabajar al doble de velocidad que en un motor de 4T. Además, la sección efectiva que deja la válvula al abrir no es tan grande como la que se consigue con lumbreras. A título de ejemplo, para un motor de 2T prototipo de Toyota, denominado S-2 y que se muestra en la Figura 10.23, el régimen de giro máximo alcanzado era de 3600 rpm. Por otro lado, si se usan lumbreras, como el motor OCP de Orbital (mostrado a la izquierda en la misma figura), se puede alcanzar 5500 rpm. De hecho, si calculamos la sección temporal específica, término definido en secciones anteriores, para una válvula en culata que se abriera y cerrara de forma compatible según un ciclo de 2T, se obtienen valores del orden de 20 s/m (para dos válvulas en un motor de 2000 cc girando a 5000 rpm); muy alejados de los 100 s/m de media que se mostraban en la Figura 10.15.

Pérdidas mecánicas

Las pérdidas mecánicas a bajos grados de carga son superiores en los motores con válvulas en cabeza tanto por la fricción adicional del sistema de distribución como por la bomba de barrido.

Facilidad de producción

La adaptación del proceso de fabricación a un motor de 2T con válvulas en cabeza no sería demasiado traumática por el hecho de compartir muchos componentes con su homólogo de 4T. Sin embargo, la conversión para producir motores con lumbreras podría suponer un esfuerzo importante.

Coste del motor

Como ya se apuntó al comienzo del capítulo, el motor con lumbreras es económico por la eliminación del sistema de distribución y la bomba de barrido.

10.9 Resumen

El motor de dos tiempos realiza un ciclo de trabajo por cada vuelta del cigüeñal a costa de solapar los procesos de escape y admisión cuando el pistón se encuentra en las proximidades del PMI. Este proceso, llamado barrido, puede tener imperfecciones como la incompleta evacuación de gases quemados o el cortocircuito de mezcla fresca. Existen numerosas soluciones constructivas para la materialización del ciclo que conducen a diferentes formas de realizar el lazo de barrido. El motor de dos tiempos aparece, descontando soluciones muy particulares, en cilindradas pequeñas en versión MEP, por su sencillez constructiva, o en grandes MEC, por su elevado rendimiento.

El motor de dos tiempos debe disponer de un elemento que precomprima la mezcla fresca antes de entrar en el cilindro: el propio cárter en MEP o un compresor auxiliar en MEC. Existen representaciones ideales del proceso de barrido (desplazamiento perfecto y mezcla perfecta) que sirven como base de comparación para motores reales. Además, se definen coeficientes para evaluar el proceso de barrido, que influyen fuertemente en las prestaciones del motor.

El diseño de las lumbreras es crítico para el funcionamiento del motor. Su altura define el diagrama de distribución y su sección debe ser apropiada para la cilindrada del motor y el régimen de giro máximo que podrá alcanzar. Además, en pequeños motores MEP, el diseño del sistema de escape juega un papel fundamental en el desarrollo del barrido. Modificando la sección transversal del tubo de escape de forma conveniente se puede mejorar la evacuación de gases quemados del cilindro y la reducción del fenómeno de cortocircuito; aunque esto sólo seamos capaces de conseguirlo en un estrecho rango de regímenes de giro.

Cabe destacar que el motor de dos tiempos que se usa en grandes motores MEC es el que mejor rendimiento presenta de todos los MCIA. Por último, la aparición del motor de dos tiempos en el campo de la automoción es anecdótica pues, hasta la fecha, no se ha podido compaginar de forma adecuada su simplicidad constructiva con sus mayores emisiones contaminantes, al usar lumbreras, o las limitaciones de su lazo de barrido, al usar válvulas.

Referencias y bibliografía

Referencias

1. Taylor, C.F., *The internal combustion engine in theory and practice: vol. 1. Thermodynamics, fluid flow, performance*. MIT Press, 1985.
2. Heywood, J. B. y Sher, E., *The two-stroke engine cycle: Its development, operation and design*. SAE International, 1999.
3. Nuti, M. B., *Emissions from two-stroke engines*. SAE International, 1998.
4. Pastor, J.M., *Análisis del proceso de barrido en motores de dos tiempos de pequeña cilindrada*. Reverté, 2009.
5. Blair, G. P., *Design and simulation of two-stroke engines*. SAE International, 1996.
6. List, H., *Der Ladungswechsel der Verbrennungskraftmaschine. Der Zweitakt*. Springer, 1950.
7. Climent, H., *Modelado unidimensional de los motores de dos tiempos de pequeña cilindrada*. Reverté, 2004.

Capítulo 11

Sobrealimentación

F. Payri

J. R. Serrano

11.1	Introducción.....	272
11.2	Justificación de la sobrealimentación.....	272
11.2.1	Enfriamiento del aire de admisión.....	273
11.3	Consecuencias sobre el comportamiento del motor.....	274
11.3.1	Influencia en las tensiones térmicas y mecánicas.....	275
11.3.2	Influencia en la combustión, el rendimiento y las emisiones.....	277
11.4	Clasificación de los sistemas de sobrealimentación.....	278
11.4.1	Método de accionamiento del compresor.....	278
11.4.2	Tipo de compresor.....	279
11.4.3	Transferencia de potencia entre motor y sistema de sobrealimentación.....	282
11.4.4	Tipología de motor que se sobrealimenta.....	283
11.5	Turbosobrealimentación.....	283
11.5.1	Curvas características de turbogrupos.....	285
11.5.2	Ecuaciones fundamentales de acoplamiento.....	288
11.5.3	Energía de los gases de escape: flujo continuo o flujo pulsante.....	298
11.6	Dificultades en la implementación de la turbosobrealimentación.....	301
11.6.1	Límites de funcionamiento del compresor.....	301
11.6.2	Carencias o excesos de energía o caudal en los gases de escape.....	307
11.6.3	Retraso del turbogrupo. Respuesta rápida ante demandas de par.....	310
11.6.4	Recirculación de gases de escape (EGR).....	314
11.7	Síntesis y perspectivas futuras.....	315
11.7.1	Sobrealimentación mecánica frente a turbosobrealimentación.....	315
11.7.2	Turbosobrealimentación: flujo pulsante frente a flujo continuo.....	317
11.7.3	Sobrealimentación en 2T.....	318
11.7.4	Sobrealimentación en 4T: MEC y MEP.....	319
11.8	Resumen.....	321
	Referencias y bibliografía.....	322

11.1 Introducción

En este capítulo se aborda el estudio de la sobrealimentación de los MCIA, el propósito del mismo es que el lector entienda las ventajas de la sobrealimentación y su efecto sobre otros sistemas del motor, asimismo conozca y sepa clasificar los distintos tipos de sistemas de sobrealimentación existentes y al mismo tiempo comprenda y asimile las dificultades para implementar la turbosobrealimentación de forma eficiente. Este capítulo también contiene un análisis de las curvas características de las máquinas de flujo continuo (volumétricas y/o turbomáquinas) que conforman los grupos de sobrealimentación y presenta un método gráfico para acoplar los turbogrupos a los MCIA. El capítulo está referido a los motores 4T, aunque la exposición es generalizable, con algunos matices, a los motores de 2T. En cualquier caso, las particularidades que presentan los motores 2T se comentan en los apartados correspondientes.

11.2 Justificación de la sobrealimentación

La sobrealimentación de motores de combustión interna alternativos consiste en el aumento de la densidad del aire de admisión por medio de un aumento de la presión. El aumento de la presión en el colector de admisión se consigue mediante un compresor como se representa en el esquema la Figura 11.1 a). El aumento de densidad a la entrada del motor permite aumentar el gasto másico de aire, o de mezcla, para una cilindrada y un rendimiento volumétricos determinados, según muestra la expresión (11.1).

$$\dot{m}_a = \eta_v V_T \rho_a n / 2 \quad (11.1)$$

Con el aumento del gasto de aire, se incrementa en la misma proporción el gasto de combustible, si se mantiene el dosado. Formulando la hipótesis adicional de que el rendimiento no se ve afectado, lo que es cierto en primera aproximación, podemos concluir, tal como se expresa en la ecuación 11.2, que la potencia del motor crecerá linealmente con el gasto del aire. El gráfico $p-V$ de la Figura 11.1 b) ejemplifica el efecto de la sobrealimentación sobre la potencia, a través del diagrama indicado de un ciclo ideal a presión constante.

$$N_e = PCI \eta_e \dot{m}_f = PCI \eta_e F \dot{m}_a \quad (11.2)$$

La sobrealimentación es casi tan antigua como los MCIA. Gottlieb Daimler en 1885 depositó una patente en la que advierte del beneficio de la compresión previa de la carga, mediante una bomba similar a la bomba de barrido de los motores de dos tiempos. También Rudolf Diesel consideró ya en 1896 los beneficios de la sobrealimentación en los motores que llevan su nombre y para ello instaló un compresor alternativo. A pesar de que el motor sobrealimentado consiguió aumentar la potencia con respecto al motor atmosférico, se redujo el rendimiento térmico del motor, probablemente por estar directamente acoplado al compresor. El impulsor de la sobrealimentación con turbina de escape fue el ingeniero de la empresa suiza Sulzer Brothers, Alfred Büchi. En 1905 propuso una patente de un motor sobrealimentado con un turbocompresor axial accionado con una turbina movida por los gases de escape. El motor, el compresor y la turbina estaban montados sobre el mismo eje. Más tarde, el propio Büchi patentó el sistema de sobrealimentación con turbocompresor y turbina montados en un eje diferente al del motor.

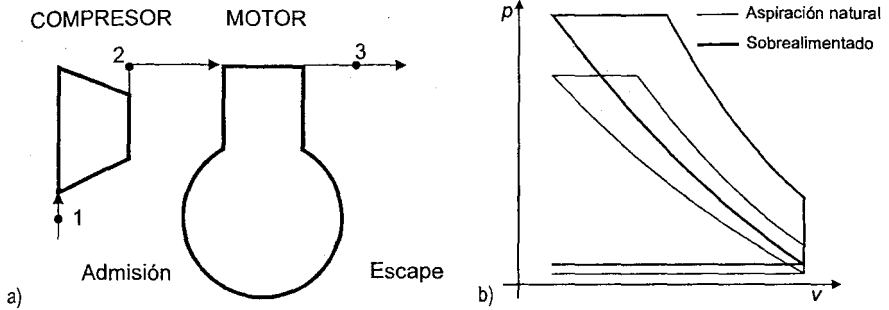


Figura 11.1 a) Esquema de un motor sobrealimentado. b) Comparación entre el ciclo ideal a presión constante de un motor de aspiración natural y sobrealimentado.

La aplicación de la sobrealimentación fue especialmente importante en el campo aeronáutico. Efectivamente, los motores de avión, que a principios de siglo eran alternativos, sufrían una pérdida de potencia por la disminución de la densidad del aire en altura, ya que a 5 km la densidad se reduce un 40 %, y a 10 km un 67%. En un principio esto fue compensado aumentando fuertemente la cilindrada, pero más tarde la sobrealimentación se extendió en este campo durante los años treinta del siglo pasado.

11.2.1 Enfriamiento del aire de admisión

La compresión del aire de admisión conduce a un aumento de temperatura, ya que el proceso está alejado del isoterma. Esto se traduce en temperaturas de entrada al motor que pueden oscilar entre 100 y 200 °C en función de la temperatura ambiente y de la relación de compresión del compresor. Este aumento de temperatura produce una disminución de la densidad con respecto al proceso isoterma.

Para minimizar este problema, en algunos motores sobrealimentados, se emplea un refrigerador del aire de sobrealimentación, que enfría el aire después del compresor y antes de entrar al motor, según el esquema de la Figura 11.2 a). El enfriador utilizado generalmente es un intercambiador de calor aire-aire del tipo carcasa-tubos, llamado comúnmente *intercooler*, porque su precedente es el refrigerador intermedio en compresores de doble etapa.

El comportamiento del *intercooler* viene dado por su eficiencia, definida como la relación entre el enfriamiento que se produce en el aire de sobrealimentación y el máximo que se podría conseguir habida cuenta de la temperatura ambiente. La ecuación (11.3) recoge la expresión de la eficiencia de un *intercooler* aire-aire.

$$\varepsilon = \frac{T_2 - T_2'}{T_2 - T_{amb}} \quad (11.3)$$

Se debe resaltar que el *intercooler* tendrá mayor eficiencia cuanto mayor sea la temperatura del aire a la salida del compresor, o lo que es lo mismo, cuanto mayor sea la relación de compresión. En la Figura 11.2 b) se muestra el efecto del enfriamiento posterior a la compresión en función de la relación de compresión del compresor y de la eficiencia del *intercooler*. Se aprecia que al aumentar el grado de sobrealimentación se hace más adecuado el enfriamiento, ya que puede, incluso, multiplicarse por dos la densidad.

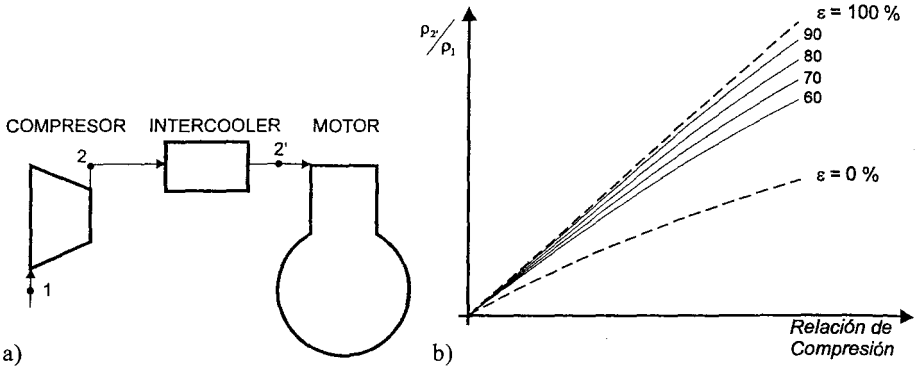


Figura 11.2 a) Motor sobrealimentado con refrigeración del aire admitido. b) Efecto del enfriamiento sobre la densidad del aire tras su compresión.

Esta circunstancia, entre otras, ha conducido a que el *intercooler* se use de forma generalizada en los MEC altamente sobrealimentados. En el caso de los MEP, la relación de compresión, también llamada grado de sobrealimentación, está limitada para evitar el riesgo de detonación, por lo tanto la eficiencia del *intercooler* será baja y se hace necesario elevar la superficie de intercambio térmico y el volumen ocupado por éste. No obstante, las ventajas que proporciona el *intercooler* a la hora de evitar la detonación hacen que su empleo se aconseje cuando se sobrealimenta un MEP.

En la Tabla 11.1 (página 277) se comparan distintos parámetros de un MEC sobrealimentado con y sin *intercooler*, donde puede apreciarse que, aparte de la reducción de temperatura, también se produce una ligera pérdida de presión en el aire. No obstante el efecto neto sobre la densidad del flujo es generalmente positivo.

El uso del enfriamiento del aire de sobrealimentación, además de incrementar la densidad del aire entrante al motor, reduce la carga térmica del motor y las emisiones de óxidos de nitrógeno (NO_x). Veremos más adelante que el enfriamiento del aire de sobrealimentación es también beneficioso en motores sobrealimentados por turbina de escape porque aleja el peligro del fenómeno conocido como bombeo del compresor.

11.3 Consecuencias sobre el comportamiento del motor

La principal ventaja que se obtiene de la compresión del aire de entrada al motor consiste, como ya se ha comentado en el apartado anterior, en el aumento de potencia para una determinada cilindrada y por tanto, en el incremento de la potencia específica y de la presión media efectiva, ecuación (11.4).

$$p_{me} = \frac{N_e}{V_T n/2} = PCI \rho_a \eta_v F \eta_e \quad (11.4)$$

En la Figura 11.1 b) ya se presentó el aumento del área de un ciclo ideal a presión constante en el diagrama p - V , y por lo tanto el trabajo del ciclo, al subir la presión de la admisión. En la Figura 25.4 del capítulo 25 sobre semejanza se muestra la p_{me} frente a la c_m de máxima

potencia, para una muestra de cerca de 22.000 coches, sobrealimentados y de aspiración natural, comercializados en España.

Es importante destacar cómo la sobrealimentación puede producir no sólo un considerable aumento de la potencia de un MCLA sin cambiar la cilindrada, sino que este aumento se puede conseguir sin cambiar las características constructivas, ni las líneas de fabricación del motor, reduciendo los costes del motor por kW de potencia.

11.3.1 Influencia en las tensiones térmicas y mecánicas

La sobrealimentación de los motores presenta algunos inconvenientes, entre los que destacan el aumento de las tensiones térmicas y mecánicas del motor.

Aumento de las tensiones térmicas

El aumento de la potencia que produce la sobrealimentación está relacionado con el aumento del gasto de combustible quemado, es decir, de la potencia calorífica que se va a liberar en la cámara de combustión.

Como es de esperar, la carga térmica sobre el motor va a ser mayor, estando esta carga térmica definida como la relación entre la potencia del motor y la superficie del pistón. Por lo tanto, al sobrealimentar un motor las tensiones térmicas crecen de forma importante, siendo en general más críticas que las tensiones mecánicas. En el gráfico de la Figura 11.3, para la misma muestra de vehículos que se analiza en la Figura 25.4, se observa el aumento de la carga térmica de los motores sobrealimentados.

Por otro lado, los MEC son especialmente sensibles a un aumento de la temperatura de admisión, ya que tienen altas relaciones de compresión. En efecto, un aumento de la temperatura de admisión de 10 °C provoca un aumento de la temperatura final de compresión sin combustión del orden de 10 a 30 °C, en función de la relación de compresión. Además, el coeficiente de película gas-pared crece al aumentar el gasto y por ello, teniendo en cuenta la ley de variación de las pérdidas de calor relativas (capítulo 5), tiene que suceder que la temperatura de pared en el lado del gas aumente, con el consiguiente aumento de las sobrecargas de origen térmico.

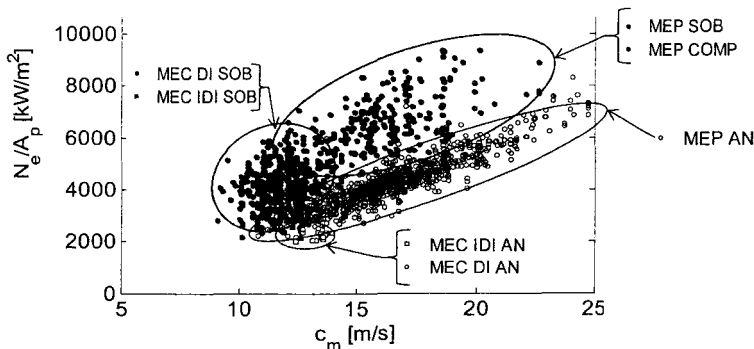


Figura 11.3 Carga térmica frente a c_m . MCLA sobrealimentados (SOB/COMP) y de aspiración natural (AN) comercializados en España de 2001 y 2009.

Por las razones apuntadas, no es de extrañar que se refrigeren internamente los pistones de motores sobrealimentados. Además, las temperaturas de la camisa y portasegmentos aumentan, razón por la que hay que emplear aceites con elevada tolerancia a la temperatura para evitar la formación de depósitos. Teniendo en cuenta, además, que las tensiones térmicas aumentan con el tamaño del motor (tal y como se demuestra en el capítulo 25 sobre semejanza), en los grandes motores sobrealimentados la refrigeración se hace especialmente crítica.

Como soluciones para limitar las cargas térmicas también están: refrigerar el fluido en la admisión, reducir la relación de compresión volumétrica y reducir el dosado. Esta última medida es aplicable sólo para los MEC, y, en el caso de MEC en los que la diferencia de presiones entre escape y admisión sea favorable, se puede aumentar el cruce de válvulas para barrer los residuales con el aire fresco y refrigerar la cámara de combustión.

Una implicación positiva en relación a la transmisión de calor es que cuando se sobrealimenta un motor, manteniendo el dosado constante, se observa que el calor transmitido al refrigerante no aumenta en la misma medida que la potencia efectiva y podríamos decir que el motor se hace más adiabático. Efectivamente, de acuerdo con las ecuaciones desarrolladas en el capítulo 5, las pérdidas de calor en relación al combustible introducido disminuyen conforme aumenta el gasto másico por unidad de superficie de embolo ($c_m \rho$), siguiendo la proporción mostrada en la ecuación (11.5). Un ejemplo numérico puede verse en la Tabla 11.1.

$$\frac{\dot{Q}_{\text{refrigerante}}}{\dot{Q}_{\text{combustible}}} \propto \frac{1}{(c_m \rho)^{0.25}} (T_{\text{gas}} - T_{\text{refrigerante}}) \quad (11.5)$$

Por lo tanto, otra consecuencia positiva es que el radiador empleado para refrigerar el motor puede ser de menor tamaño para la misma potencia efectiva. Esto presenta ventajas en automoción a la hora de ubicar el radiador, pues condiciona menos el diseño de la sección frontal del vehículo.

Aumento de las tensiones mecánicas

Como se aprecia en la Figura 11.1 b), al aumentar la presión de admisión se produce un aumento en la presión máxima del ciclo, lo que va a suponer un aumento de los esfuerzos en la biela, cigüeñal y sus apoyos. En el caso de que se quiera aumentar mucho la presión del aire de admisión será necesario reforzar el motor y el sistema de lubricación para que pueda soportar esfuerzos mayores. El estado actual del arte permite alcanzar presiones máximas de combustión en MEC alrededor de 180 bar para turismos y 230 bar en transporte pesado.

En el caso de que al sobrealimentar se superen estos límites, una posible solución consiste en reducir la relación de compresión volumétrica del motor e intensificar la refrigeración en el *intercooler*. Aplicando estas técnicas se ha llegado a sobrealimentar motores hasta alcanzar valores de pme cercanos a 30 bar. Como límite, hay que tener en cuenta que, si la sobrealimentación se realiza aprovechando la energía de los gases de escape, en el momento de arranque esta energía será nula, por lo que la relación de compresión volumétrica mínima admisible será aquella para la que el motor puede arrancar.

Por otra parte, en los MEC, la presión máxima de combustión (p_{max}) aumenta más lentamente que la pme al aumentar el grado de sobrealimentación. Esto es debido a la disminución del tiempo de retraso, como consecuencia de la mayor presión y temperatura en el instante de la inyección, lo que representa una ventaja añadida en el caso de la sobrealimentación de este tipo de motores.

Tabla 11.1 Comparación de parámetros referentes a tensiones térmicas y mecánicas entre motores atmosféricos y sobrealimentados.

	MEC AN	MEC SOB sin intercooler	MEC SOB con intercooler	MEP SOB con intercooler
p_2 (bar)	1	2	1,95	1,91
T_2 (°C)	20	120	60	35
$\dot{Q}_{refrig} / \dot{Q}_{comb}$	0,30	0,27	0,26	0,23
p_{max} (bar)	90	140	140	73
p_{max}/p_{me}	11	10	9	3,2

La Tabla 11.1 muestra claramente como disminuye el ratio p_{max}/p_{me} en los motores sobrealimentados. Además, en el caso de los MEP, para evitar la detonación se recurre a reducir la relación de compresión volumétrica del motor, con lo que el ratio p_{max}/p_{me} resulta muy reducido en la práctica.

11.3.2 Influencia en la combustión, el rendimiento y las emisiones

El aumento de la densidad en la cámara de combustión debido a la sobrealimentación afecta de forma importante al proceso de combustión y, por ende, a las emisiones contaminantes y al rendimiento indicado del motor.

El aumento de la densidad en los MEC favorece la mezcla aire-combustible, lo que posibilita mejoras en el proceso de combustión y por lo tanto en el rendimiento indicado. Como además sucede que la temperatura y la presión en el cilindro crecen, se reduce el tiempo de retraso que también puede ser una forma de mejorar el rendimiento. El aumento de presión y temperatura en los MEP de inyección indirecta incrementa el peligro de detonación, con lo que hay que actuar sobre el punto de encendido y utilizar relaciones de compresión volumétrica más reducidas. En el caso de MEP de inyección directa, la densidad elevada favorece el proceso de mezcla cuando el motor trabaja con carga estratificada. Cabe recordar aquí que la reducción de las pérdidas de calor relativas debida a la sobrealimentación (ecuación 11.5) ya supone, de forma general, una mejora en el rendimiento indicado.

Por otra parte, debido a que la presión media de pérdidas de fricción se mantiene prácticamente constante mientras que se produce un incremento de la p_{mi} , suele haber un incremento del rendimiento mecánico, a igualdad del resto de componentes de las pérdidas mecánicas (capítulo 7). Las pérdidas mecánicas se mantienen constantes sobre todo si el compresor de sobrealimentación se acciona por una turbina movida por los gases de escape del motor (turbosobrealimentación). En caso de que lo mueva el cigüeñal del motor (sobrealimentación mecánica) existe un grave deterioro del rendimiento mecánico debido al aumento de la presión media de accionamiento de los auxiliares.

Como ya se adelantó en los capítulos 7 y 9, cabe señalarse aquí que las pérdidas de bombeo en los motores turbosobrealimentados pueden disminuir o aumentar dependiendo del acoplamiento realizado entre compresor, motor alternativo y turbina. En los apartados siguientes se tratarán más ampliamente las pérdidas de bombeo, tanto en la turbosobrealimentación como en la sobrealimentación mecánica.

En cuanto a los contaminantes, hay que resaltar que en el caso de los MEC el aumento de la temperatura en el cilindro incrementa las emisiones de NO_x . Por el contrario, una mejor formación de la mezcla reduce las partículas mientras que la reducción del tiempo de retraso contribuye a reducir el ruido de combustión.

11.4 Clasificación de los sistemas de sobrealimentación

La clasificación de los sistemas de sobrealimentación se puede hacer según varios criterios, entre los que cabe destacar:

1. Método de accionamiento del compresor.
2. Tipo de compresor.
3. Transferencia de potencia entre el motor y el sistema de sobrealimentación.
4. Tipo de motor que se sobrealimenta.

11.4.1 Método de accionamiento del compresor

Desde este primer punto de vista, se pueden dar varias posibilidades en función de la máquina que suministra potencia al compresor:

- Sobrealimentación mecánica, cuando el compresor es movido por el motor alternativo mediante un acoplamiento al cigüeñal, (Figura 11.4 a).
- Cuando el compresor es movido por un motor distinto al alternativo se le llama sobrealimentación externa, (Figura 11.4 b).
- Por último, la modalidad más extendida en automoción se llama turbosobrealimentación, que se da cuando el compresor es accionado por una turbina que extrae energía de los gases de escape del motor alternativo, (Figura 11.4 c). Al conjunto turbina más compresor se le conoce como turbogruppo.

La ventaja más relevante de la turbosobrealimentación con respecto a las otras opciones es que recupera parte de la energía de los gases de escape. Esta recuperación de energía hace de la turbosobrealimentación la mejor opción para lograr reducir, con respecto a un motor de aspiración natural, el consumo específico del conjunto del sistema. Cabe destacar también que su desventaja más relevante es el desacople entre compresor y motor alternativo durante las aceleraciones de este último. Efectivamente, mientras la sobrealimentación mecánica permite que compresor y motor aceleren al unísono, garantizándose un suministro a tiempo de aire al motor, la turbosobrealimentación sufre un retraso, conocido como *turbocharger lag*.

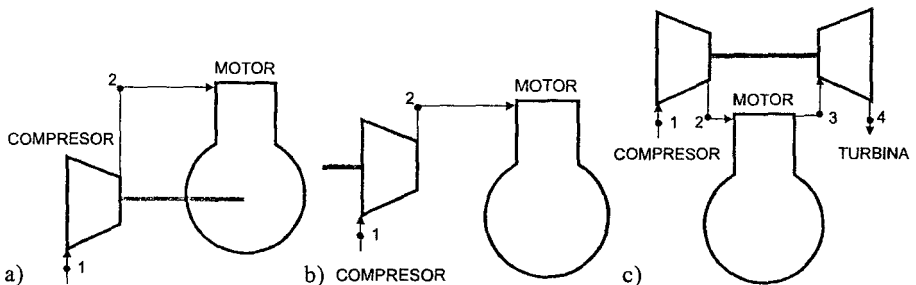


Figura 11.4 a) Motor con sobrealimentación mecánica. b) Motor con sobrealimentación externa. c) Motor turbosobrealimentado.

El retraso de la turbosobrealimentación es debido principalmente a la inercia del turbogrupo, que retrasa el suministro de aire con respecto a la demanda instantánea de potencia y limita la capacidad de aceleración del motor.

Este retraso ha llevado a que la sobrealimentación mecánica se asocie en automoción a vehículos de alta gama o deportivos donde se requieren buenas prestaciones dinámicas y el consumo no es un estricto condicionante de diseño.

11.4.2 Tipo de compresor

Atendiendo al tipo de compresor, una primera posibilidad son los compresores de desplazamiento positivo o volumétricos que se suelen emplear en la sobrealimentación mecánica, ya que el régimen de giro óptimo del compresor es del mismo orden que el del motor. La segunda posibilidad son los turbocompresores, que se suelen emplear en la turbosobrealimentación, ya que tanto la turbina como el compresor suelen girar a regímenes de giro óptimos similares y mucho mayores que los del motor alternativo.

Debido al rango de caudales y presiones demandados en la sobrealimentación de motores de automoción, los compresores volumétricos utilizados son sobre todo rotativos.

En la Figura 11.5 pueden observarse el compresor de tornillo (Figura 11.5 a) y el *scroll* o de tipo G (Figura 11.5 c). Éstos son dos de los más usados en sistemas de sobrealimentación para automoción, tanto por el bajo nivel de ruido y vibraciones que introducen como por los relativamente elevados caudales y relaciones de compresión que son capaces de proporcionar.

La Figura 11.5 b) representa un mapa de curvas características genérico que podría corresponder a cualquiera de ellos. Estos mapas se representan en diagramas cartesianos en los que, en general, la relación de compresión aparece en ordenadas y el caudal trasegado en abscisas, pues son éstas las variables principales que definen las prestaciones del compresor. El resto de variables importantes (rendimiento isoterma, régimen de giro y rendimiento volumétrico) aparecen dibujadas como curvas de nivel, dando lugar a los llamados mapas de curvas características.

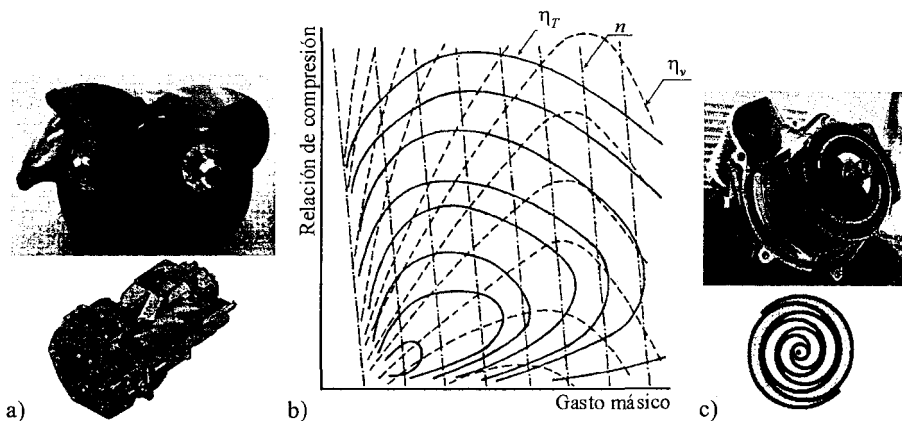


Figura 11.5 a) Compresor volumétrico de tornillo. b) Curvas características de un compresor volumétrico rotativo. c) Compresor volumétrico tipo G o de scroll.

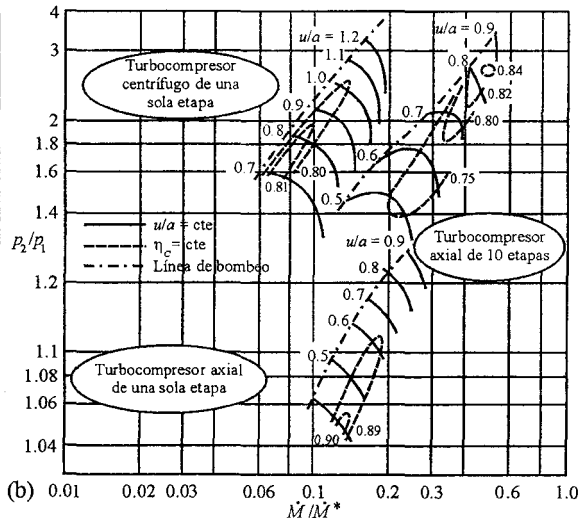
Con respecto a los turbocompresores, éstos se dividen a su vez en axiales, radiales y de flujo mixto según la dirección de circulación del flujo con respecto a su eje de giro. Al ser máquinas de flujo, la compresión la realizan frenando de forma continua el aire en un difusor y transformando su energía cinética en entalpía. Esta energía cinética ha sido previamente aportada al fluido en un intercambio de cantidad de movimiento con el rotor del turbocompresor, sintetizado en la ecuación de Euler de las turbomáquinas.

La Figura 11.6 a) muestra un turbocompresor centrífugo de una etapa de los usados en los grupos de turbosobrealimentación y la Figura 11.6 b) muestra, en un diagrama similar al descrito para los compresores volumétricos, las curvas características de varios tipos de turbocompresores. En éstas, el gasto másico, representado en el eje de abscisas, ha sido adimensionalizado con un gasto límite que se define con las condiciones termodinámicas y geométricas de la admisión del compresor y con una velocidad del flujo igual a la velocidad del sonido en dichas condiciones. Las curvas características de la Figura 11.6 b) son un reflejo del principio de funcionamiento antes mencionado.

Lo primero que se observa es que para los mapas de los distintos turbocompresores mostrados en la Figura 11.6 b) siempre aparece una zona no operativa limitada por la llamada línea de bombeo. Esta zona se encuentra en el rango de bajos caudales del mapa y es tanto mayor cuanto mayor es la relación de compresión a la que trabaja el compresor. La razón de no ser operativa la zona de bombeo es que se produce un desprendimiento del flujo en los álabes del compresor cuando la relación de compresión es demasiado elevada. Es decir, cuando el gradiente de presiones adverso que el flujo debe de vencer para pasar de la zona de baja presión a la de alta es grande (alta relación de compresión) y la inercia o cantidad de movimiento que tiene el flujo para vencerlo es baja (bajo caudal). En ese momento el flujo se invierte, volviendo a salir por la admisión del compresor y se dice que éste entra en bombeo.



(a)



(b)

Figura 11.6 a) Turbocompresor radial centrífugo de una sola etapa. b) Curvas características de distintos turbocompresores.

Por lo tanto, y a diferencia de los compresores volumétricos, no toda el área del mapa característico de los turbocompresores puede ser utilizada. Este hecho impone importantes restricciones a la hora de seleccionar un determinado turbocompresor para sobrealimentar un motor y será estudiado con detalle en el apartado 11.6.1.

Las curvas características de la Figura 11.6 b) también muestran en forma de curvas de nivel la velocidad lineal en los extremos de los álabes del rotor, adimensionalizada con la velocidad del sonido definida en condiciones de admisión, lo que es otra forma de representar el régimen de giro del turbocompresor. La velocidad periférica llega a ser incluso 1,2 veces la velocidad del sonido, lo cual indica el elevado régimen de giro de estas máquinas teniendo en cuenta los pocos centímetros que mide el rotor. También puede observarse cómo, a diferencia de los compresores volumétricos, la relación de compresión que pueden proporcionar los turbocompresores depende fuertemente del régimen de giro del rotor, pues la compresión dinámica necesita de energía cinética en el flujo y ésta es obtenida de la velocidad del rotor.

La velocidad del rotor supone otro límite importante en el rango de operación de los turbocompresores, pues la integridad mecánica de los mismos se ve comprometida a elevados regímenes de giro debido a las fuerzas centrífugas sobre las partes rotativas. Esto, que es intrínseco a cualquier máquina rotativa no es un problema en los sistemas de sobrealimentación mecánica pues el régimen del compresor está biunívocamente ligado al del motor alternativo. Sin embargo, en los turbocompresores usados en turbosobrealimentación, la falta de acoplamiento mecánico puede hacer que en determinadas condiciones operativas del motor se den situaciones de sobrerégimen o embalamiento del turbogrupo.

En la Figura 11.6 b) también se aprecia como las líneas de isorrégimen tienden a caer al aumentar el gasto trasegado, llegando a ser verticales. Este estancamiento del gasto a un cierto isorrégimen se produce cuando el flujo alcanza condiciones sónicas en algún punto del turbocompresor, generalmente a la salida del rotor y entrada del estátor. En ese momento se dice que el turbocompresor está funcionando en la zona de choque y se ha alcanzado otro de sus límites operativos. La implicación de estas limitaciones en la sobrealimentación será también explicada en el apartado 11.6.1.

Las otras curvas de nivel que muestran los mapas de la Figura 11.6 b) se corresponden con el rendimiento isentrópico de los turbocompresores. Este rendimiento se define como el cociente entre el trabajo de compresión si el proceso hubiera sido adiabático y reversible, y el trabajo de compresión del proceso suponiendo que es adiabático pero irreversible, ecuación (11.6).

$$\eta_{i,t} = \frac{w_{\text{isentrópico}}}{w_{\text{irreversible}}} = \frac{\Delta h_{0_isentrópico}}{\Delta h_{0_irreversible}} \quad (11.6)$$

El empleo de esta definición se debe a que la alta velocidad de circulación del fluido por el interior de las turbomáquinas hace que los tiempos de residencia sean mínimos y por lo tanto al no haber tiempo para intercambiar calor con el fluido los procesos serán, por desgracia, esencialmente adiabáticos; por otra parte, las altas velocidades acentúan los rozamientos viscosos en el seno del fluido y con la pared, aumentando las irreversibilidades internas del proceso. De esta forma, el trabajo de compresión será mayor que el del proceso adiabático y reversible, que corresponde a una evolución isentrópica. Además, el rendimiento se define como total a total pues la energía cinética de la salida del compresor es susceptible de ser recuperada posteriormente.

En los mapas de la Figura 11.6 b) se aprecia que las curvas de nivel de rendimiento presentan máximos que vendrán condicionados por las condiciones operativas que, para una geometría dada, minimizan las irreversibilidades internas. Es en los puntos del mapa cercanos a la zona de choque, con flujo sónico o transónico en alguna de las partes de la máquina, donde las irreversibilidades internas se hacen máximas y el rendimiento isentrópico mínimo.

Finalmente, si se compara el mapa del turbocompresor radial con el del axial, mostrados ambos en la Figura 11.6 b), puede justificarse la principal razón por la que la máquina radial centrífuga es la más usada en sobrealimentación, que no es otra que su mayor relación de compresión con una sola etapa, lo que permite satisfacer con una máquina compacta la necesidad de presión del motor sobrealimentado. La elevada relación de compresión es debida al efecto centrífugo que el diseño del compresor radial proporciona al aire trasegado, ya que las fuerzas centrífugas ayudan a vencer el gradiente adverso de presiones y, por lo tanto, a aumentar la resistencia al bombeo de los compresores radiales centrífugos. En contrapartida, el compresor radial proporciona caudales más bajos para igualdad de sección frontal y un menor valor en el pico de rendimiento isentrópico. No obstante, por un lado, los caudales son suficientes para seguir siendo una máquina compacta, con los requerimientos de potencia que se les solicitan a los motores sobrealimentados. Por otro, en cuanto al rendimiento, si bien el pico es menor que en los turbocompresores axiales, también es menor su variación con las condiciones de funcionamiento del compresor y, por lo tanto, más interesante a la hora de funcionar fuera de las condiciones de diseño, como de hecho ocurre en la mayoría de los casos.

11.4.3 Transferencia de potencia entre motor y sistema de sobrealimentación

Desde el punto de vista del acoplamiento y de la transmisión de la potencia entre el MCIA y el sistema empleado para su sobrealimentación se distinguen:

- Compresor de sobrealimentación acoplado al cigüeñal del motor y que consume potencia mecánica de éste, es decir, sobrealimentación mecánica (Figura 11.4 a).
- Compresor de sobrealimentación acoplado a una turbina en eje libre y la turbina accionada con los gases de escape del motor alternativo. Es lo que habitualmente se entiende como turbosobrealimentación (Figura 11.4 c) donde sólo existe acoplamiento fluidodinámico entre las turbomáquinas y el motor alternativo.
- Compresor, turbina de escape y motor alternativo acoplados mecánicamente, en lo que ha llamado motores compuestos (*compound engines*), donde los excesos o defectos de potencia mecánica entre la turbina y el compresor son transferidos o captados a través del acoplamiento mecánico con el motor alternativo (Figura 11.7 a).
- Compresor y motor acoplados mecánicamente y la turbina acoplada con el motor sólo fluidodinámicamente. En este caso la turbina está acoplada mecánicamente con un eje externo y es la que suministra la potencia efectiva del conjunto (Figura 11.7 b) siendo el motor únicamente un generador de gas.

Una forma reciente y alternativa al sistema *compound* son los turbogrupos con asistencia eléctrica. En éstos, la falta de potencia es suplida por un motor eléctrico acoplado al mismo eje y que consume energía de las baterías del motor, y los eventuales excesos de energía del turbogrupo se recuperan a través del motor eléctrico actuando como generador. Es decir, el acoplamiento mecánico se sustituye por un acoplamiento indirecto a través del sistema de producción y almacenamiento de energía eléctrica. El sistema es más indirecto pero también da más flexibilidad a la hora de optimizar los flujos de energía entre el eje del motor y el del turbogrupo.

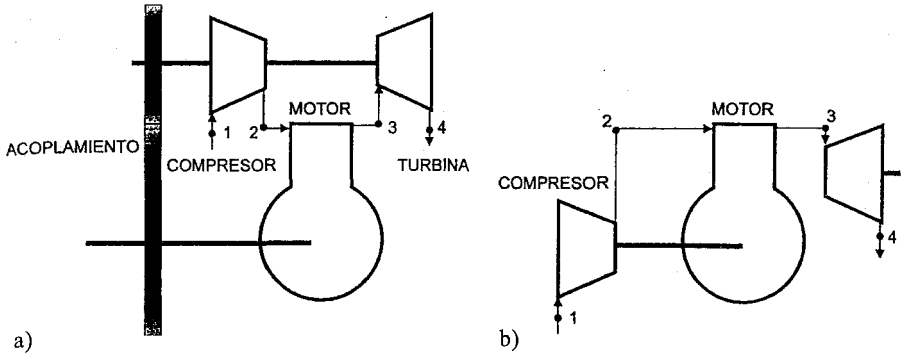


Figura 11.7 a) Esquema de un motor híbrido. b) Sistema de sobrealimentación en que la potencia la produce la turbina.

11.4.4 Tipología de motor que se sobrealimenta

Por último, los sistemas de sobrealimentación también se pueden clasificar en función del tipo de motor que se va a sobrealimentar:

- Motor de dos tiempos (2T) o motor de cuatro tiempos (4T). La característica que distingue la sobrealimentación de los motores 2T, frente a los 4T, es el periodo de barrido, especialmente la necesidad de que la presión de admisión sea mayor que la de escape para garantizar un barrido de los gases quemados durante este periodo. En un motor 4T también podrá existir un periodo de barrido durante el cruce de válvulas (capítulo 9), pero no será tan crítico como en los motores 2T, que no disponen de una vuelta de motor para realizar el proceso de renovación de la carga. Se sintetizarán las características de la sobrealimentación de los motores 2T en la sección 11.7.3.
- MEP de inyección indirecta o MEP y MEC de inyección directa. La forma de sobrealimentar es diferente dependiendo del tipo de motor. Mientras que para los MEC la sobrealimentación mejora las condiciones del proceso de combustión, en el caso de los MEP de inyección indirecta la sobrealimentación puede aumentar el riesgo de combustión detonante. En los MEP de inyección directa a cargas parciales, es decir, inyectando al final de la compresión y funcionando con carga estratificada, la sobrealimentación mejora el proceso de mezcla. No sucede lo mismo cuando estos motores funcionan a plena carga y la inyección se realiza durante el proceso de admisión ya que entonces el riesgo de detonación es el factor preponderante. Se resumirán las diferencias entre la sobrealimentación de MEC y de MEP en la sección 11.7.4

11.5 Turbosobrealimentación

En este apartado se van a analizar las particularidades del acoplamiento (*matching*) entre los motores alternativos y los sistemas de sobrealimentación movidos por una turbina centrífuga o axial.

Al conjunto turbina, compresor y sistema de acople mecánico (eje, cojinetes radiales, cojinetes axiales, alojamiento de cojinetes, canales y sellos de lubricación y refrigeración, etc.) se le ha llamado turbogrupo. La Figura 11.8 muestra dos secciones de sendos turbogrupos.

El retraso de la turbosobrealimentación es debido principalmente a la inercia del turbogrupo, que retrasa el suministro de aire con respecto a la demanda instantánea de potencia y limita la capacidad de aceleración del motor.

Este retraso ha llevado a que la sobrealimentación mecánica se asocie en automoción a vehículos de alta gama o deportivos donde se requieren buenas prestaciones dinámicas y el consumo no es un estricto condicionante de diseño.

11.4.2 Tipo de compresor

Atendiendo al tipo de compresor, una primera posibilidad son los compresores de desplazamiento positivo o volumétricos que se suelen emplear en la sobrealimentación mecánica, ya que el régimen de giro óptimo del compresor es del mismo orden que el del motor. La segunda posibilidad son los turbocompresores, que se suelen emplear en la turbosobrealimentación, ya que tanto la turbina como el compresor suelen girar a regímenes de giro óptimos similares y mucho mayores que los del motor alternativo.

Debido al rango de caudales y presiones demandados en la sobrealimentación de motores de automoción, los compresores volumétricos utilizados son sobre todo rotativos.

En la Figura 11.5 pueden observarse el compresor de tornillo (Figura 11.5 a) y el *scroll* o de tipo G (Figura 11.5 c). Éstos son dos de los más usados en sistemas de sobrealimentación para automoción, tanto por el bajo nivel de ruido y vibraciones que introducen como por los relativamente elevados caudales y relaciones de compresión que son capaces de proporcionar.

La Figura 11.5 b) representa un mapa de curvas características genérico que podría corresponder a cualquiera de ellos. Estos mapas se representan en diagramas cartesianos en los que, en general, la relación de compresión aparece en ordenadas y el caudal trasegado en abscisas, pues son éstas las variables principales que definen las prestaciones del compresor. El resto de variables importantes (rendimiento isotermo, régimen de giro y rendimiento volumétrico) aparecen dibujadas como curvas de nivel, dando lugar a los llamados mapas de curvas características.

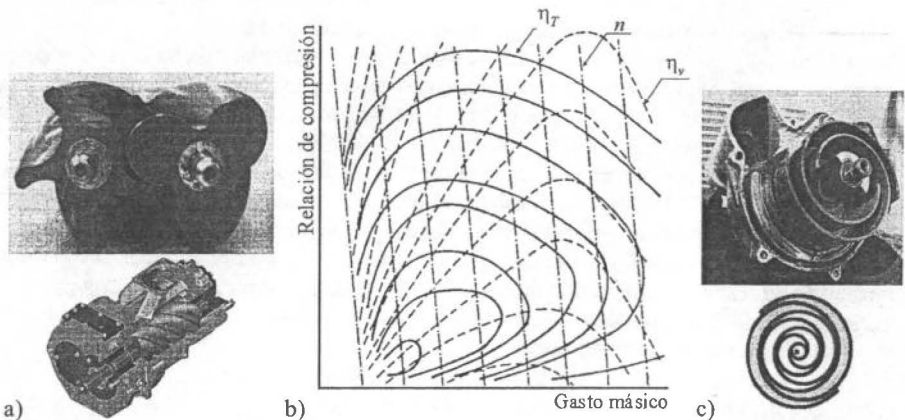


Figura 11.5 a) Compresor volumétrico de tornillo. b) Curvas características de un compresor volumétrico rotativo. c) Compresor volumétrico tipo G o de scroll.

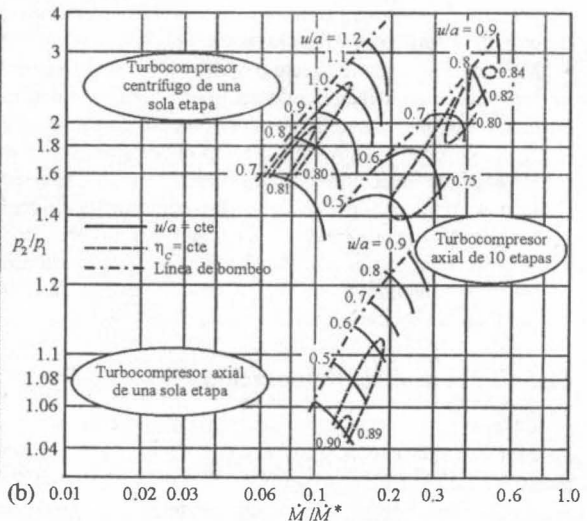
Con respecto a los turbocompresores, éstos se dividen a su vez en axiales, radiales y de flujo mixto según la dirección de circulación del flujo con respecto a su eje de giro. Al ser máquinas de flujo, la compresión la realizan frenando de forma continua el aire en un difusor y transformando su energía cinética en entalpía. Esta energía cinética ha sido previamente aportada al fluido en un intercambio de cantidad de movimiento con el rotor del turbocompresor, sintetizado en la ecuación de Euler de las turbomáquinas.

La Figura 11.6 a) muestra un turbocompresor centrífugo de una etapa de los usados en los grupos de turbosobrealimentación y la Figura 11.6 b) muestra, en un diagrama similar al descrito para los compresores volumétricos, las curvas características de varios tipos de turbocompresores. En éstas, el gasto másico, representado en el eje de abscisas, ha sido adimensionalizado con un gasto límite que se define con las condiciones termodinámicas y geométricas de la admisión del compresor y con una velocidad del flujo igual a la velocidad del sonido en dichas condiciones. Las curvas características de la Figura 11.6 b) son un reflejo del principio de funcionamiento antes mencionado.

Lo primero que se observa es que para los mapas de los distintos turbocompresores mostrados en la Figura 11.6 b) siempre aparece una zona no operativa limitada por la llamada línea de bombeo. Esta zona se encuentra en el rango de bajos caudales del mapa y es tanto mayor cuanto mayor es la relación de compresión a la que trabaja el compresor. La razón de no ser operativa la zona de bombeo es que se produce un desprendimiento del flujo en los álabes del compresor cuando la relación de compresión es demasiado elevada. Es decir, cuando el gradiente de presiones adverso que el flujo debe de vencer para pasar de la zona de baja presión a la de alta es grande (alta relación de compresión) y la inercia o cantidad de movimiento que tiene el flujo para vencerlo es baja (bajo caudal). En ese momento el flujo se invierte, volviendo a salir por la admisión del compresor y se dice que éste entra en bombeo.



(a)



(b)

Figura 11.6 a) Turbocompresor radial centrífugo de una sola etapa. b) Curvas características de distintos turbocompresores.

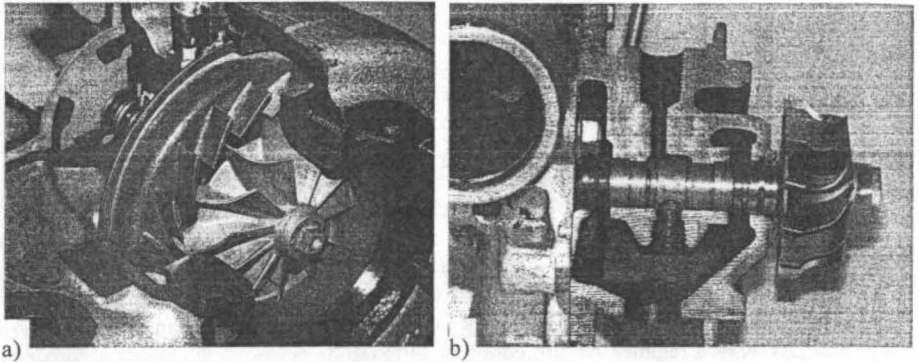


Figura 11.8 a) Sección de la carcasa de una turbina. b) Sección del alojamiento de cojinetes. Las ruedas que se aprecian corresponden al rotor de la turbina centrípeta.

Aunque este sistema fue introducido por Büchi a principios del siglo XX, su popularización tuvo que esperar a la década de los 50 del pasado siglo, beneficiándose de las mejoras en el diseño de las turbinas de gas. Hoy en día está casi universalmente extendido en los MEC y está aplicándose cada vez más en los MEP, debido principalmente a las mejoras en la eficiencia de los motores turbosobrealimentados, según lo ya indicado en la sección 11.3.2.

Si se estudian los procesos que tienen lugar en un turbocompresor, se puede encontrar un gran parecido con el ciclo Brayton simple, tal como se representa en la Figura 11.9, figura que a su vez proporciona el código de numeración para identificar, de aquí en adelante, las condiciones termodinámicas en los puntos característicos del MCIA turbosobrealimentado. La Figura 11.9 a) muestra que los procesos en compresor y turbina no son isentrópicos, aunque sí que pueden considerarse adiabáticos, al menos en una primera aproximación. Sin embargo, a la hora de evaluar las prestaciones de estas máquinas resulta muy útil la definición del proceso isentrópico, caracterizándose el proceso real irreversible con respecto a éste a través del llamado rendimiento isentrópico, ya definido en la ecuación (11.6) para un turbocompresor.

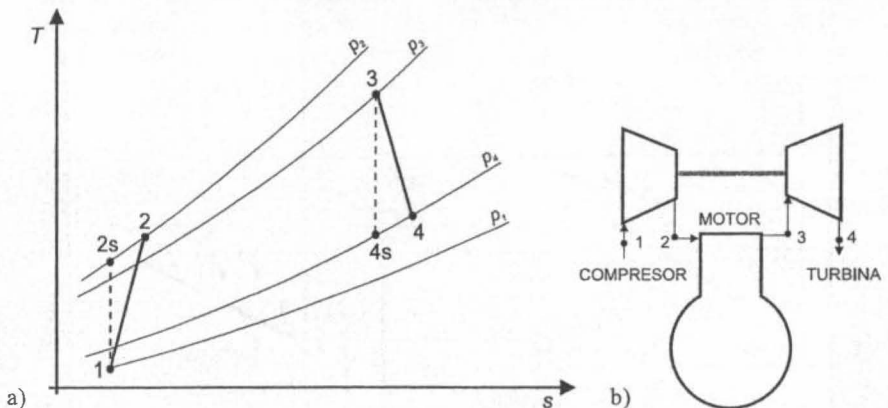


Figura 11.9 a) Procesos termodinámicos en compresor y turbina. b) Esquema y numeración de puntos característicos en el motor turbosobrealimentado.

Sin embargo, el proceso de turbosobrealimentación presenta varias diferencias con respecto al ciclo Brayton:

- En primer lugar, el turbogruppo no produce potencia mecánica neta. Si el compresor consume menos trabajo que el producido por la turbina, el grupo invierte esa diferencia en aumentar su régimen de giro.
- En segundo lugar, la diferencia de presiones entre salida de compresor y entrada de turbina puede ser positiva o negativa, en función de las condiciones de funcionamiento del conjunto motor y grupo de sobrealimentación.

Una dificultad específica de la turbosobrealimentación es la selección e integración de los componentes del sistema, por lo que es recomendable hacer primero una introducción a las curvas características de este tipo de máquinas.

11.5.1 Curvas características de turbogrupos

Las curvas características de los compresores y turbinas en régimen estacionario están resumidas en mapas, que son similares para ambas máquinas y generalmente proporcionan los fabricantes del turbogruppo.

Los mapas de curvas características tienen como información principal la variación de la relación de presiones en función del gasto másico que trasiega la máquina para diferentes regímenes de giro del turbogruppo, debido a que las tres variables mencionadas son básicas para calcular la potencia trasegada por las turbomáquinas. Los mapas también suelen indicar el rendimiento isentrópico para cada punto de funcionamiento.

Ya se hizo un análisis suficientemente detallado de las curvas características de los turbocompresores (Figura 11.6 b) cuando fueron contrapuestas a los de los compresores volumétricos (sección 11.4.2). Sin embargo, en la Figura 11.6 b), por razones de comparación entre turbocompresores axiales y radiales, se mostraron unos mapas expresados con variables que son poco usadas en la práctica dentro del campo de los turbogruppos.

En la Figura 11.10 se exponen las formas más habituales de representar dichos mapas, donde se aprecia que tanto el régimen de giro como el gasto másico se presentan afectados por factores que son función de las condiciones termodinámicas del gas a la entrada de la máquina, bien sea la temperatura total (o de parada), bien sea la presión total. Se explicará a continuación el motivo de estos factores.

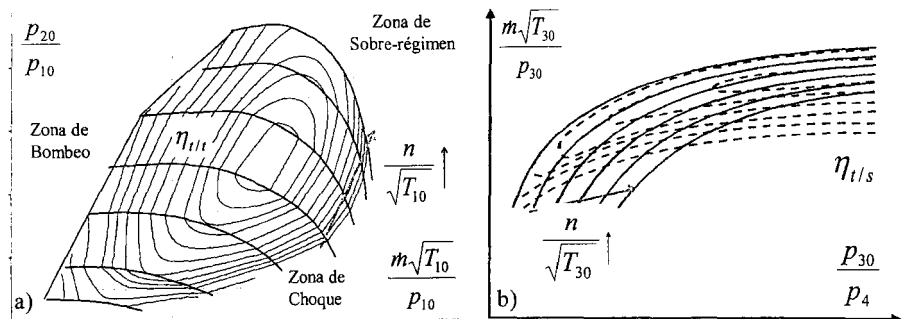


Figura 11.10 a) Mapa de curvas características de turbocompresor. b) Mapa de curvas características de una turbina radial centripeta.

Al cociente entre el régimen de giro de la máquina y la raíz de la temperatura total del gas a la entrada de la turbina se le llama régimen de giro corregido o parámetro de velocidad. Como muestra la ecuación (11.7), para el caso de la turbina centrípeta, este cociente es directamente proporcional al número de Mach de la punta del álabe, definido en las condiciones de entrada del fluido a la máquina. Esto es cierto para una máquina dada ($D_3=cte$) que trabaje con un fluido dado ($\gamma R=cte$), en efecto:

$$\frac{u_3}{a_{30}} = \frac{\omega D_3}{2\sqrt{\gamma RT_{30}}} \propto \frac{n}{\sqrt{T_{30}}} = n^* \quad (11.7)$$

Por otra parte, al producto del gasto másico trasegado por la máquina por la raíz cuadrada de la temperatura total de entrada del gas y dividido por la presión total de entrada se le llama gasto corregido o parámetro de flujo. Como muestra la ecuación (11.8), para el caso de la turbina centrípeta, este cociente es directamente proporcional al número de Mach del flujo a la entrada de la máquina. Esto es cierto, nuevamente, siempre que el mapa represente sólo a una máquina dada que trabaje con un fluido dado. El motivo de usar el número de Mach es separar las líneas de régimen de giro constante y comparar el caudal másico con el máximo posible, que es el que se da cuando se alcanza la velocidad sónica en alguna garganta.

$$\frac{c_3}{a_{30}} = \frac{\rho_{30} A_3 c_3}{\rho_{30} A_3 \sqrt{\gamma RT_{30}}} = \frac{RT_{30}}{P_{30}} \frac{\rho_{30} A_3 c_3}{A_3 \sqrt{\gamma RT_{30}}} \approx \frac{\sqrt{R}}{A_3 \sqrt{\gamma}} \frac{\dot{m}_3 \sqrt{T_{30}}}{P_{30}} \propto \frac{\dot{m}_3 \sqrt{T_{30}}}{P_{30}} = \dot{m}^* \quad (11.8)$$

Efectivamente, el gasto corregido definido por la ecuación (11.8) es únicamente función del área efectiva de paso del flujo y de la relación de expansión total a estática a través de dicha garganta. Esto se demuestra fácilmente si partiendo de la ecuación de flujo compresible e isentrópico a través de un orificio (ecuación 8.3) se agrupan los términos como se ha hecho en la ecuación (11.9). Es este hecho, junto con la pérdida de la energía cinética a la salida de la turbina, lo que conduce a definir la relación de expansión y el rendimiento isentrópico en los mapas de las turbinas como totales a estáticos, mientras que en los mapas de los compresores se definen como totales a totales.

$$\dot{m}^* = \frac{\dot{m} \sqrt{T_{30}}}{P_{30}} = A_{\text{efectiva}} \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(\frac{P_4}{P_{30}} \right)^{1/\gamma}} \sqrt{\frac{2}{\gamma-1} \left[1 - \left(\frac{P_4}{P_{30}} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \right]} \quad (11.9)$$

En las prestaciones de las turbomáquinas hay tres parámetros globales que caracterizan su funcionamiento, la potencia, el rendimiento y el régimen de giro y que involucran ocho parámetros físicos independientes. Los ocho parámetros físicos (m) son: gasto másico, presión de entrada, presión de salida, temperatura de entrada, temperatura de salida, constante R de los gases (que representa las propiedades del fluido), régimen de giro y diámetro del rodete. Estos ocho parámetros físicos contienen cuatro magnitudes fundamentales (r), que son: masa, longitud, tiempo y temperatura. Por lo tanto, según el teorema Pi de Buckingham ($n=m-r$), bastaría con cuatro grupos adimensionales (n) para representar su comportamiento.

En resumen: gasto corregido, relación de expansión, régimen de giro corregido y rendimiento isentrópico son simplificaciones de los cuatro grupos adimensionales necesarios para definir el comportamiento de las turbinas. Como se puede apreciar, son simplificaciones porque son dimensionales e ignoran la escala de la turbina, pues no pretenden servir para comparar turbinas de distinto tamaño entre sí (semejanza). Su propósito es simplemente operativo y

sirven para comparar las prestaciones de una turbina dada ante distintas condiciones del flujo a la entrada de la misma, lo que será muy útil cuando se encuentre bajo las variables condiciones de funcionamiento a las que la someterá el motor de combustión interna alternativo. Lo mismo podría decirse del turbocompresor, aunque éste por el hecho de aspirar el aire desde condiciones atmosféricas, tendrá una variación de la presión y la temperatura mucho menor, (excepto en el caso de variación con la altura).

Es necesario indicar que, desafortunadamente, los fabricantes de turbogrupos no suelen proporcionar mapas en todo el rango posible de utilización de las turbinas, por la sencilla razón de que pocas veces se ensayan las turbinas acopladas a un freno específico, siendo lo usual obtener las características de las turbinas utilizando el compresor como freno, lo que limita la zona de funcionamiento ya que el turbocompresor es un freno con un rango operativo muy limitado, pues a régimen de giro constante el rango de potencias que puede absorber es demasiado pequeño. La potencia mínima viene generalmente limitada por el gasto mínimo a régimen de giro constante y este límite no es otro que la línea de bombeo. La potencia máxima viene limitada por el gasto máximo a régimen de giro constante y este límite es la condición de choque en el compresor. Ambos límites proporcionan mapas de turbina muy 'estrechos', que, sin embargo, cubren perfectamente los puntos estacionarios de funcionamiento estable del turbocompresor, de ahí la razón de este tipo de ensayos.

La Figura 11.11 muestra estos mapas, que comparándolos con los de la Figura 11.10 b), muestran claramente la diferencia entre la información proporcionada por cada uno. Los distintos símbolos de la Figura 11.11 representan curvas de régimen de giro corregido constante. Éstas muestran claramente el estrecho rango disponible entre bombeo y choque del turbocompresor con el que fueron obtenidas. En cada curva del mapa de la turbina, el límite de bombeo en el compresor corresponde al extremo izquierdo y el de choque al extremo derecho. Por la forma en que se diseña el acoplamiento entre turbina y compresor, los valores de rendimiento isentrópico frente a relación de expansión, mostrados en la Figura 11.11, cubren únicamente la zona de máximo rendimiento de la turbina, para cada isorrégimen.

También es de destacar que, por las razones apuntadas, las líneas de régimen de giro constante apenas se superponen entre sí en el mapa de gasto frente a relación de expansión de la Figura 11.11. Quizá sea esta la razón por la que tradicionalmente se ha representado una turbina como un único orificio, con una única sección efectiva, aunque esta aproximación puede ser muy imprecisa, como se observa en la Figura 11.10 b).

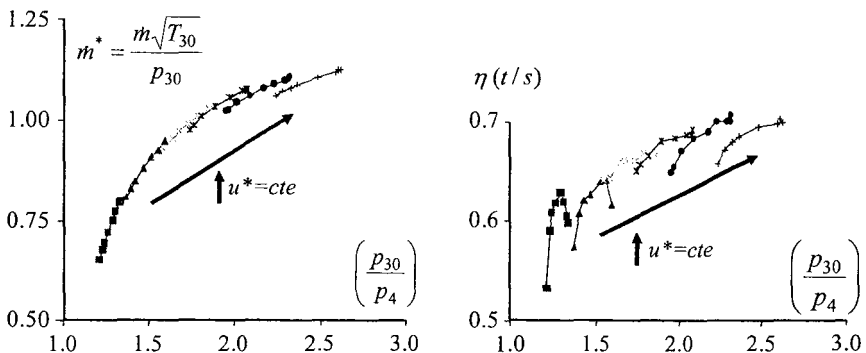


Figura 11.11 Mapa de una turbina radial centrífuga ensayada acoplada a un compresor.

Si bien tanto turbinas axiales como radiales son susceptibles de usarse en los grupos de sobrealimentación, el análisis se ha centrado en las turbinas radiales pues son éstas las más extendidas, debido principalmente a que sufren una menor caída de rendimiento en condiciones de funcionamiento distintas a las de diseño. Esta propiedad es muy importante en motores de automoción y menos en grandes motores estacionarios, campo de aplicación donde es más probable encontrarse turbogrupos con turbinas axiales.

11.5.2 Ecuaciones fundamentales de acoplamiento

En la Figura 11.9 se presentó el esquema de un motor turbosobrealimentado de una sola etapa y la nomenclatura que se empleará en esta sección. La interconexión de un motor alternativo y una turbomáquina nos dará un motor mixto, en el que resolviendo los problemas que se presenten, por tener ambas máquinas características tan diferentes, se podrán conseguir buenos resultados de funcionamiento, si somos capaces de fijar la zona de trabajo de las máquinas en el punto más idóneo de cada una de ellas.

Hoy en día, esta interconexión, o *matching*, puede realizarse con sofisticados modelos para calcular el flujo 3D en el motor, con más rápidos, pero aún complejos y predictivos modelos para calcular el flujo en 1D ó con más simples, pero en este caso, todavía válidos modelos de llenado y vaciado ó 0D. La elección depende del grado de detalle deseado y de la información experimental disponible, como se verá en el capítulo 24 sobre modelado de motores, pero todos estos modelos necesitan de un prediseño o de unas condiciones iniciales del sistema para llegar en un tiempo razonable a una solución válida.

Por eso, aún siguen siendo útiles los simples modelos semiempíricos que nos proporcionen un orden de magnitud inicial acerca de las dimensiones y requerimientos de los sistemas involucrados. Necesariamente, con un método semiempírico todos los procesos son considerados cuasiestacionarios, por lo que la solución será más precisa cuanto más se acerque el proceso que queremos calcular a la turbosobrealimentación a presión constante (con flujo continuo) y menos precisa cuanto más se parezca a la turbosobrealimentación con pulsos de presión (flujo no estacionario o pulsante). No obstante, los métodos de cálculo semiempírico cuentan con la ventaja de no enmascarar el sentido físico de las soluciones y de subrayar los fenómenos que tienen un grado de influencia mayor, separándolos de los factores secundarios cuya consideración es necesaria sólo en las soluciones de detalle.

Por último, y antes de comenzar con las ecuaciones de acoplamiento, es ilustrativo el relacionar las características de las máquinas que intervienen con espíritu comparativo, lo cual nos da una idea de la problemática que se presenta en la interconexión de dos máquinas tan diferentes.

Para un MCIA éstas son:

- Bajo régimen de giro.
- Bajo rendimiento máximo como motor.
- Pequeñas pérdidas de rendimiento a carga parcial con respecto a plena carga.
- Temperaturas instantáneas elevadas.
- Pequeña potencia específica.
- Flujo altamente no estacionario (discontinuo).

Con respecto a las turbomáquinas que forman el turbogrupo estas características son totalmente opuestas y, normalmente, las características se han enunciado con espíritu comparativo. Por poner un ejemplo, con respecto a la primera de ellas se puede decir que un MCIA suele

tener regímenes inferiores a 6.000 rpm y sin embargo un grupo de sobrealimentación alcanza, en determinados casos, más de 200.000 rpm.

Por tanto, debido a las grandes diferencias entre las dos máquinas es conveniente estudiar por separado las ecuaciones que resuelven el problema. Es decir, se estudiarán por un lado las ecuaciones de acoplamiento compresor-turbina y por otro las de acoplamiento grupo de sobrealimentación-motor.

Ecuación de equilibrio de potencia entre compresor y turbina (primera ecuación básica de la turbosobrealimentación)

Como consecuencia del propio principio de funcionamiento, tiene que suceder, en condiciones estacionarias, que la potencia consumida por el compresor sea igual a la suministrada por la turbina multiplicada por el rendimiento mecánico del turbogruppo (11.10).

$$\dot{W}_C = \dot{W}_T \eta_m \quad (11.10)$$

Siguiendo los esquemas de la Figura 11.9 a) podemos desarrollar la potencia absorbida por el compresor como una función de la relación de compresión y del rendimiento isentrópico, ambos total a total, y la potencia suministrada por la turbina como una función de la relación de expansión y el rendimiento isentrópico, ambos total a estático. Si se introducen ambas expresiones en la ecuación (11.10) se obtiene la expresión (11.11). En la expresión (11.11) se ha asumido que la masa de gas trasegada por la turbina es igual a la masa de aire que mueve el compresor más el combustible introducido en el MCIA y esto se implementa a través del concepto de dosado (F).

$$\frac{\dot{m}_a c_{p_c} T_{10}}{\eta_{c_{t,t}}} \left[\left(\frac{p_{20}}{p_{10}} \right)^{\frac{\gamma_c - 1}{\gamma_c}} - 1 \right] = \dot{m}_a (1 + F) c_{p_T} T_{30} \eta_{T_{t,t}} \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_{30}} \right)^{\frac{\gamma_T - 1}{\gamma_T}} \right] \eta_m \quad (11.11)$$

Si de (11.11) se despeja la relación de compresión, se obtiene (11.12):

$$r_C = \left\{ 1 + (1 + F) \frac{c_{p_T} \xi}{c_{p_C}} \left[1 - \left(\frac{1}{r_T} \right)^{\frac{\gamma_T - 1}{\gamma_T}} \right] \right\}^{\frac{\gamma_C}{\gamma_C - 1}} \quad (11.12)$$

donde:

$$r_C = \frac{p_{20}}{p_{10}} \quad ; \quad \xi = \frac{T_{30}}{T_{10}} \eta_{T_{t,t}} \eta_{c_{t,t}} \eta_m \quad ; \quad r_T = \frac{p_{30}}{p_4} \quad (11.13)$$

La ecuación (11.12) se conoce como primera ecuación básica de la turbosobrealimentación y es muy importante para garantizar el éxito en el aprovechamiento de la energía de los gases de escape, pues, siempre que r_C sea mayor que r_T tendremos un efecto favorable sobre el trabajo de bombeo del motor. Con el fin de simplificar la ecuación (11.12), se puede asumir que no hay diferencias apreciables entre los calores específicos ($c_{p_T} \cong c_{p_C}$) y que F es despreciable frente a la unidad. Ambas hipótesis son bastante ciertas en los MEC con relaciones aire combustible del orden de 24:1, pero pueden conducir a inexactitudes apreciables en los MEP, sobre todo en condiciones de plena potencia, donde esta relación puede bajar de 14:1.

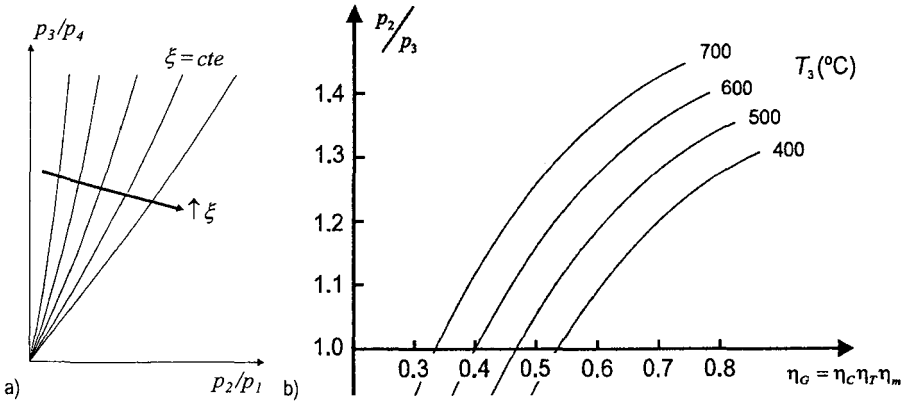


Figura 11.12 Influencia en la mejora de la pmb de: a) El índice de sobrealimentación (ξ) b) La temperatura a la entrada de la turbina y el rendimiento global del turbogrupo.

El término ξ (ecuación 11.13 y Figura 11.12.a) es conocido como índice de la turbosobrealimentación y dando valores razonables a las variables que lo forman se concluye que su valor se encuentra acotado entre 0,7 y 2,3. Según muestra la Figura 11.12.a), valores elevados de ξ son deseables pues influyen sobre los ratios de presiones.

Analicemos con mayor detenimiento las variables que componen el índice de la turbosobrealimentación. El valor del cociente T_{30}/T_{10} nos da información, por una parte, de la carga térmica a la que está sometida la turbina. Téngase en cuenta que valores excesivamente elevados podrían conducir a daños en los álabes de la turbina o a un diseño más costoso de los sistemas de lubricación y refrigeración del turbogrupo. Por otra parte, si se busca un buen aprovechamiento de la energía disponible en el escape del motor, cuanto más elevado sea el valor de cociente T_{30}/T_{10} , mejor rendimiento y mayor potencia específica se podrá obtener del grupo de sobrealimentación (Figura 11.12.b).

En cuanto al producto de los rendimientos, conocido como rendimiento del turbogrupo, nos indica el éxito obtenido en el diseño tanto del compresor, como de la turbina, como del sistema de transmisión y lubricación. Es obvio que cuanto mayor sea este producto mejor será el aprovechamiento de la energía de los gases de escape (Figura 11.12.b).

Relación entre gastos máscicos de compresor y turbina (segunda ecuación básica de la turbosobrealimentación)

La segunda ecuación básica de la sobrealimentación, que ya ha sido introducida en realidad, enuncia que el gasto que circula por el compresor más el gasto de combustible es igual al gasto que circula por la turbina, es decir:

$$\dot{m}_t = \dot{m}_c + \dot{m}_f = \dot{m}_c(1 + F) = \dot{m}_a(1 + F) \tag{11.14}$$

Para determinar el gasto que circula por la turbina se hará referencia a una sección equivalente característica, A_7 . Esta sección no será un valor constante sino función de las condiciones de funcionamiento de la turbina y, para ser más exactos, deberían considerarse dos secciones equivalentes en serie, una correspondiente al estátor y otra al rotor de de turbina [1]. Para no restarle operatividad y simplicidad al método aquí presentado, se obviará esta precisión.

Combinando la ecuación (11.14) y la ecuación (11.9) se puede escribir que:

$$\begin{aligned} \dot{m}_T &= \dot{m}_a(1+F) = A_T \rho_{30} \sqrt{2RT_{30}} \psi \\ \psi &= \sqrt{\frac{\gamma}{\gamma-1} \left[\left(\frac{P_4}{P_{30}} \right)^{2/\gamma} - \left(\frac{P_4}{P_{30}} \right)^{(\gamma+1)/\gamma} \right]} \end{aligned} \quad (11.15)$$

Dividiendo la ecuación (11.15) por el área del pistón, el número de cilindros del motor a sobrealimentar y la velocidad del sonido a la entrada del compresor, ésta se puede expresar como:

$$\frac{\dot{m}_T}{A_p z a_{10}} = \frac{\dot{V}_1 \rho_{10} (1+F)}{A_p z a_{10}} = \frac{A_T}{A_p z} \frac{1}{a_{10}} \rho_{30} \sqrt{2RT_{30}} \psi$$

Operando y reordenando convenientemente se obtiene:

$$\frac{\dot{V}_1}{A_p z a_{10}} \sqrt{\frac{T_{30}}{T_{20}}} = \frac{1}{1+F} \frac{A_T}{A_p z} \sqrt{\frac{T_{10}}{T_{20}}} \frac{P_{30}}{P_{10}} \psi \sqrt{\frac{2}{\gamma}} \quad (11.16)$$

Se va a definir un caudal adimensional V^* y un parámetro K_{AT} , denominado constante característica de la turbina, según las dos primeras expresiones consignadas en (11.17). Si además se suponen despreciables las pérdidas de carga en la aspiración del compresor y en la descarga de la turbina ($p_1 \approx p_4$), es posible agrupar todos los términos que son función de la relación de expansión en la función $\varphi(r_T)$, definida también en (11.17):

$$V^* = \frac{\dot{V}_1}{A_p z a_{10}} \quad ; \quad K_{AT} = \frac{A_T}{A_p z} \sqrt{\frac{T_{10}}{T_{20}}} \quad ; \quad \varphi(r_T) = \frac{P_{30}}{P_{10}} \psi \sqrt{\frac{2}{\gamma}} \approx \frac{P_{30}}{P_4} \psi \sqrt{\frac{2}{\gamma}} \quad (11.17)$$

Sustituyendo las definiciones de (11.17) en (11.16) se obtiene:

$$V^* \sqrt{\frac{T_{30}}{T_{20}}} = \frac{1}{1+F} K_{AT} \varphi(r_T) \quad (11.18)$$

La ecuación (11.18) puede además simplificarse si despreciamos el dosado frente a la unidad, con las salvedades ya hechas.

En relación al valor de K_{AT} , dando valores numéricos al cociente T_{10}/T_{20} se observa que su variación es mucho menor que la de A_T . Este cociente depende del rendimiento y de la relación de compresión del compresor, y además, si existe el *intercooler* se minimizaría todavía más, por lo que se puede afirmar que K_{AT} fundamentalmente proporciona información sobre el tamaño de la turbina, el cual en la práctica es proporcional a la sección equivalente (A_T) de la turbina. Finalmente, con K_{AT} la sección del distribuidor siempre estará referida al tamaño del motor, es decir, a la sección del pistón. Así pues, elegir K_{AT} es elegir la sección de la turbina, que es el sistema convencional utilizado para definir el tamaño de la turbina de escape.

La importancia de la relación entre temperaturas T_{30}/T_{20} se pondrá de manifiesto al estudiar el incremento de la temperatura del fluido a su paso por el motor y la importancia de V^* se verá también más adelante cuando estudiemos el caudal de aire que admite el motor.

Así pues, de la ecuación (11.14) que plantea el balance másico en el motor, se deriva la ecuación (11.18) que define el caudal adimensional que circula por el motor (corregido por el incremento de la temperatura que sufre el fluido en el mismo) como una función de la relación de expansión en la turbina, tomando como parámetro la sección característica de la turbina. A esta ecuación se la conoce como segunda ecuación básica de la turbosobrealimentación. Se puede intuir que esta segunda ecuación básica fundamentalmente se usará para seleccionar el tamaño de la turbina a través de su sección característica.

Régimen de giro de compresor y turbina iguales

Como última condición para el acoplamiento compresor-turbina está que el régimen de giro de ambos sea el mismo, lo que es de utilidad para dimensionar geoméricamente los rodets de ambas máquinas.

En efecto, como los turbogrupos se diseñan para operar en puntos de funcionamiento estables del compresor, una vez definido el compresor, la condición básica es ajustar el tamaño de ambos rodets para que girando a un régimen de giro común la turbina opere en el rango de relaciones cinemáticas de máximo rendimiento. Por lo tanto, si ambas máquinas se encuentran acopladas existe una única relación entre el diámetro máximo de la rueda del compresor y el de la turbina que pueda cumplir esta condición. Para encontrar esta relación se combinarán entre sí las siguientes ecuaciones:

- La ecuación (11.19), obtenida a partir de la ecuación de Euler de las turbomáquinas para el caso de flujo de entrada al rodete axial, que nos proporciona la potencia consumida por el compresor en función de la velocidad periférica de la rueda de éste (u_2). En ella ν se define como el factor de deslizamiento, que vale 1 en los compresores radiales cuando la velocidad tangencial del aire a la salida del rodete ($c_{\theta 2}$) es exactamente igual a la velocidad periférica (u_2), es decir, cuando la velocidad relativa de salida del rodete es radial, y ν tendrá valores ligeramente menores a la unidad en caso contrario.

$$\dot{W}_C = \dot{m}_C (u_2)^2 \frac{c_{\theta 2}}{u_2} = \dot{m}_C (u_2)^2 \nu \quad (11.19)$$

- La ecuación (11.11) que iguala la potencia del compresor a la proporcionada por la turbina multiplicada por el rendimiento mecánico.
- La ecuación (11.20) que define la relación cinemática (σ).

$$\sigma = \frac{u_3}{c_s} = \frac{u_3}{\sqrt{2c_p T_{30} [1 - (p_4/p_{30})^{(\gamma-1)/\gamma}]}} \quad (11.20)$$

Finalmente, igualando las ecuaciones (11.19) y (11.11), sustituyendo el resultado en la definición de relación cinemática (11.20) y expresando las velocidades periféricas en función de las velocidades angulares, se obtiene la expresión (11.21) que relaciona los diámetros de ambas máquinas:

$$\frac{D_2}{D_3} = \frac{1}{\sigma} \sqrt{\frac{\eta_m (1+F) \eta_{T_{t,1}}}{2\nu}} \quad (11.21)$$

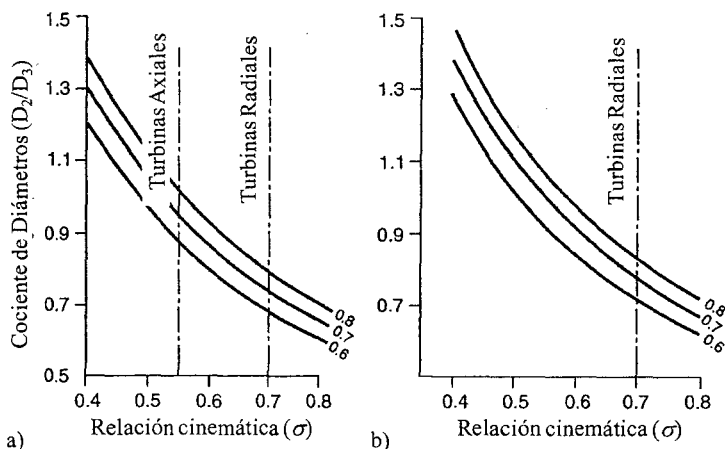


Figura 11.13 Relación entre el diámetro máximo de las ruedas del compresor de la turbina a η_T constante y para dos factores de deslizamiento (ν): a) $\nu=0.8$. b) $\nu=0.9$.

En condiciones de plena carga del motor es cuando se espera el máximo rendimiento de la turbina y en estas condiciones el rendimiento mecánico del turbogrupo es cercano a la unidad. Si además despreciamos el dosado frente a la unidad (especialmente en el caso de los MEC) o suponemos que puede considerarse constante, obtenemos los resultados que se muestran en la Figura 11.13, a partir de representar la ecuación (11.21). En la Figura 11.13 las distintas curvas representan valores de rendimiento máximo de turbina constante.

La Figura 11.13 o la ecuación (11.21) nos proporcionan la relación de diámetros que se debe usar cuando se pretende conseguir que la turbina (axial o radial) con un determinado rendimiento máximo trabaje a la relación cinemática con la que consigue dicho máximo, cuando el compresor presenta un cierto factor de deslizamiento.

Se observa en la Figura 11.13 que cuanto menor es el rendimiento máximo de la turbina, menor debe ser la relación de diámetros para un valor de σ dado. En la Figura 11.13 también se han indicado los valores de σ esperados para condiciones de máximo rendimiento tanto en el caso de turbinas axiales como radiales. De lo que puede deducirse que, en primera aproximación, la relación de diámetros compresor a turbina para turbinas radiales oscilará entre 0.8 y 0.7 dependiendo del rendimiento máximo de ésta.

Las ecuaciones vistas hasta ahora, en esta sección, son suficientes para fijar el punto de funcionamiento del turbogrupo, independientemente del motor, si bien hay que tener en cuenta que muchos de los parámetros usados son condiciones de contorno que están impuestas por éste. Van a explicarse a continuación las ecuaciones que pueden plantearse de acoplamiento entre el grupo de sobrealimentación y el motor a fin de cerrar el problema y plantear un ilustrativo método gráfico de resolución.

Ecuación que iguala el gasto que circula por el motor y el que proporciona el compresor

El gasto que circula por el motor está relacionado con el rendimiento volumétrico, ecuación (11.1). Esto es así en ausencia de EGR (véase apartado 9.9.3), que es la hipótesis seguida en todo el análisis hecho a continuación.

Es usual en los motores sobrealimentados referir el rendimiento volumétrico a las condiciones del fluido a la salida del compresor o del *intercooler* si lo hubiese, con lo cual es en principio inferior a la unidad. Hay que hacer notar que en los motores sobrealimentados hay además ciertas particularidades que afectan al rendimiento volumétrico. Si no hay *intercooler* el aire se calienta debido a la compresión y por lo tanto el flujo de calor desde el cilindro durante la carrera de admisión disminuye; segundo, si hay un barrido positivo de admisión a escape, el volumen trasegado puede ser superior a la cilindrada. Por tanto, a igualdad de geometría en válvulas y conductos, un motor mejore su rendimiento si es sobrealimentado.

Hechas estas consideraciones se calculará el caudal que admite un motor en función de la presión en el colector de admisión. Si se expresa el gasto de aire como el caudal volumétrico por la densidad en condiciones de admisión y se refleja en la ecuación (11.1) se obtiene:

$$\dot{m}_a = \dot{V}_1 \rho_{10} = \eta_v V_T \rho_{20} n/2$$

Escribiendo esta ecuación en función del caudal adimensional V^* resulta:

$$V^* = \frac{\dot{V}_1}{z A_p a_{10}} = \left[\frac{1}{4} \eta_v \frac{c_m}{a_{10}} \frac{T_{10}}{T_{20}} \right] \frac{p_{20}}{p_{10}} = K_{cm} r_c \quad (11.22)$$

Analizando los parámetros que componen K_{cm} existen dos grupos diferentes:

- El primero, compuesto por rendimiento volumétrico y velocidad lineal media del pistón adimensionalizada con la velocidad del sonido, depende únicamente del motor, y además sólo depende de forma importante de c_m , ya que el propio rendimiento volumétrico es función de ésta, como se ha visto en el capítulo 9 apartado 9.4.
- El segundo, que es el cociente T_{10}/T_{20} , es función únicamente del compresor y su variación es mucho menor. Sin embargo, se podría sustituir en función de la relación de compresión del compresor y del rendimiento, para así eliminarlo de K_{cm} .

Por último analicemos con un detalle algo mayor el caudal adimensional. Si para ello definimos V^* sin fijar el punto de referencia, se puede escribir:

$$V^* = \frac{\dot{V}}{z A_p a} = \frac{\dot{m}_a}{z A_p a \rho} = \frac{V_T \rho \eta_v (n/2)}{z A_p a \rho} = \frac{1}{4} \eta_v \frac{c_m}{a} \quad (11.23)$$

Puesto que el rendimiento volumétrico es a su vez función de c_m , podemos decir que:

$$V^* = \phi(c_m) \quad ;$$

Por lo tanto, en motores semejantes V^* se mantiene constante. De ahí el interés de utilizar este parámetro.

Ecuación que determina el incremento de temperatura del fluido en el motor

Haciendo un análisis de los parámetros de los que depende la temperatura de los gases a la salida del motor, se puede afirmar que T_{30} depende fundamentalmente de:

- Dosado con el que está funcionando el motor.
- Presión y temperatura en la admisión del motor.
- Pérdidas de calor.
- Potencia que suministra el motor.
- Cortocircuito durante el cruce.

Evidentemente, el planteamiento correcto es realizar un balance energético en el motor para determinar el incremento de temperatura. Aplicando el primer principio entre la entrada y salida del motor de manera simplificada, el aumento de energía del fluido, al pasar a través de motor, se puede expresar como la energía introducida al sistema proveniente del combustible menos la energía que se transforma en trabajo y menos la energía perdida por transmisión de calor al refrigerante:

$$(T_{30} - T_{20})(\dot{m}_a + \dot{m}_f) c_p = \dot{m}_f PCI \left(1 - \eta_i - \frac{\dot{Q}_R}{\dot{m}_f PCI} \right) = \dot{m}_f PCI (1 - \eta_i - \mathcal{G}_R)$$

o lo que es lo mismo:

$$T_{30} - T_{20} = \frac{PCI}{c_p} (1 - \eta_i - \mathcal{G}_R) \frac{F}{1 + F} \quad (11.24)$$

Obsérvese que, como η_i y \mathcal{G}_R son esencialmente dependientes del dosado, el salto de temperaturas es fundamentalmente dependiente de F , con lo que la ecuación (11.24) confirma los resultados reflejados por otros autores, como Heywood, Watson y Zinner, que afirman que la ley de variación de la temperatura entre la entrada y salida del motor es lineal con el dosado, quedando ligeramente modificada al variar el régimen.

Dividiendo (11.24) por T_{20} y sustituyendo c_p en función de R y γ , se obtiene:

$$\frac{T_{30}}{T_{20}} = 1 + \frac{PCI}{R} \frac{\gamma - 1}{\gamma} (1 - \eta_i - \mathcal{G}_R) \frac{F}{1 + F} \frac{1}{T_{20}} \quad (11.25)$$

De los parámetros que aparecen en (11.25) se puede afirmar que:

- PCI es una constante para cada tipo de combustible
- η_i depende fundamentalmente de F en MEC y del grado de carga en MEP, grado de carga que supondremos fijo
- el valor de \mathcal{G}_R presenta la misma tendencia que η_i
- R y γ son constantes del gas.

Finalmente, si se analiza la variación de T_{30}/T_{20} para F fijo, tomando T_{20} como parámetro, y dando valores reales al resto de los términos, se puede comprobar que la variación máxima con respecto a la media es del 8%.

Por lo que se puede concluir que T_{30}/T_{20} depende casi exclusivamente de F , y en consecuencia se puede escribir para un dosado dado:

$$\frac{T_{30}}{T_{20}} = K'_F \quad (11.26)$$

Esta ley sólo es válida mientras el dosado relativo es inferior a la unidad, por lo cual es aplicable a los MEC, y a los MEP funcionando con mezclas pobres.

Resolución del sistema de ecuaciones. Método gráfico

El problema que se plantea es el de acoplar un grupo de sobrealimentación a un motor concreto. Para alcanzar este objetivo es necesario resolver el sistema de cuatro ecuaciones compuesto por la 1ª y 2ª ecuación básica de la turbosobrealimentación (11.12 y 11.18), la ecuación derivada de la igualdad de gastos de compresor y motor (11.22), y la ecuación que

calcula la temperatura a la salida del motor (11.26). Con lo que el sistema de ecuaciones (simplificando F frente a 1 e igualando γ_C a γ_T) será:

$$r_C = \left[1 + \xi \left(1 - \left(\frac{1}{r_T} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \right) \right]^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (11.12)$$

$$V^* \sqrt{\frac{T_{30}}{T_{20}}} = K_{AT} \varphi(r_T) \quad (11.18)$$

$$V^* = K_{cm} r_C \quad (11.22)$$

$$V^* \sqrt{\frac{T_{30}}{T_{20}}} = K_F V^* \quad (11.26)$$

Donde la ecuación (11.26) se ha modificado convenientemente siendo K_F la raíz cuadrada de K'_F . Si analizamos el sistema propuesto tenemos que las variables independientes son:

$$r_C, r_T, V^* \sqrt{\frac{T_{30}}{T_{20}}}, V^*$$

Apareciendo en el sistema los parámetros:

$$\xi = \frac{T_{30}}{T_{10}} \eta_{T_i}, \eta_{C_i}, \eta_m$$

$$K_{AT} = \frac{A_T}{A_p z} \sqrt{\frac{T_{10}}{T_{20}}}$$

$$K_{cm} = \frac{1}{4} \eta_v \frac{c_m}{a_{10}} \frac{T_{10}}{T_{20}}$$

$$K_F = \sqrt{1 + \frac{H_c}{c_p} (1 - \eta_i - \mathcal{R}_R) \frac{F}{1 + F} \frac{1}{T_{20}}}$$

Las ecuaciones planteadas tendrán una solución única, una vez fijados los cuatro parámetros. La resolución matemática del problema tiene el inconveniente de enmascarar el sentido físico de la solución, y es por lo que se va a plantear una resolución gráfica, siempre posible, ya que existe solución matemática del problema.

En la Figura 11.14 se han dibujado las cuatro ecuaciones que constituyen el sistema relacionadas entre sí. Hay que resaltar que los parámetros elegidos son los fundamentales para resolver el problema del acoplamiento del motor y el grupo de sobrealimentación.

Varios pueden ser los planteamientos que conduzcan a la obtención del punto de funcionamiento correcto, sin embargo, al sobrealimentar un motor, lo que se busca es un aumento de la potencia, por lo que vamos a partir precisamente fijando la potencia que se desea alcanzar.

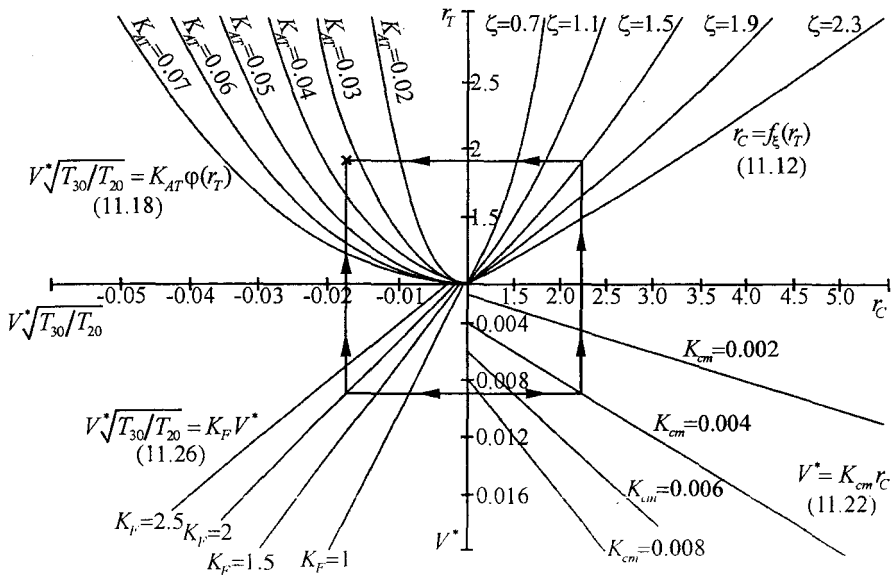


Figura 11.14 Resolución gráfica del acoplamiento turbogrupomotor.

Tal y como hemos dicho, z y A_p son conocidos y constantes para un motor dado, PCI es fijo una vez elegido el combustible, a_1 y ρ_1 serán constantes para unas determinadas condiciones atmosféricas, η_e puede ser estimado en función del estado del arte, y, por último, el dosado se elige teniendo en cuenta que se está buscando potencia máxima del motor. Por lo tanto, el caudal adimensional en función de la potencia objetivo se puede expresar a partir de la ecuación (11.2) como:

$$N_e = z A_p P C I \rho_1 a_1 \eta_e F V^*$$

Una vez definido V^* se fijarán los valores de los parámetros, con los siguientes criterios:

- K_{cm} será función prácticamente exclusiva del régimen de giro al que se desea obtener la potencia.
- Para fijar el índice de la turbosobrealimentación (ξ) se deberá tener en cuenta por una parte el estado del arte en el diseño del compresor y turbina, y por otra, el valor de T_{30} que se espera alcanzar. En general es deseable un valor elevado del índice de la turbosobrealimentación para garantizar que r_c sea mayor que r_t , siendo en muchos casos este criterio el que obligue a la elección de ξ .
- La elección de K_F se realizará teniendo en cuenta que se está buscando potencia máxima del motor.

Conocida una variable y tres parámetros resulta inmediata la determinación del cuarto parámetro, es decir K_{AT} y se podría, de forma inmediata, comprobar la existencia o no de una turbina que reúna las condiciones exigidas. El procedimiento descrito se ha reflejado con flechas en la Figura 11.14, comenzando por V^* y terminando con la obtención de K_{AT} .

11.5.3 Energía de los gases de escape: flujo continuo o flujo pulsante

Finalmente, y aunque no forma parte de las ecuaciones de acoplamiento entre el turbogruppo y el motor, es interesante hacer un análisis sobre cuál es la máxima energía disponible en los gases para ser aprovechada por la turbina de escape. Esta energía condicionará en gran medida el valor final de T_{30} y su determinación nos servirá para estimar las prestaciones máximas que podemos obtener con el turbogruppo.

En el capítulo 8 sobre flujo en los conductos de admisión y escape se hizo un análisis (sección 8.5.3) sobre el flujo de energía en la línea de escape, las irreversibilidades y la destrucción de energía que se produce desde que se abre la válvula hasta que los gases abandonan el motor. Precisamente, se utilizó para su cuantificación la cantidad de energía que podría recuperar una turbina isentrópica operando en cada punto de análisis, definiéndose la potencia isentrópica de la turbina (NIT) como variable a analizar.

Este procedimiento, si bien riguroso en la definición de los procesos y en la enumeración de los mecanismos de pérdidas (figura 8.11), se basa únicamente en uno de los dos sistemas usados para la turbosobrealimentación, es decir, en recuperar la energía de los gases de escape por medio de una turbina de impulsos o turbina trabajando con flujo pulsante.

Las turbinas con flujo pulsante se sitúan muy próximas al cilindro y tienen dos características contrapuestas: la positiva es que usan un gran salto de presión, pues en ellas los gases se expanden desde una presión muy cercana a la de salida de la válvula hasta la presión atmosférica; la negativa es que la presión a la entrada de la turbina varía siguiendo a la presión en el interior de los cilindros y consecuentemente, lo mismo le sucede a la relación de expansión, que disminuirá en algunos momentos hasta valores cercanos a la unidad.

El segundo de los sistemas usados se conoce como turbosobrealimentación con turbinas a presión constante o de flujo continuo. Si bien estas turbinas pueden ser constructivamente idénticas a las anteriores, la principal diferencia es que entre la turbina y el cilindro se coloca un depósito (o un colector de escape) con el suficiente volumen como para que la presión en él sea aproximadamente constante y la turbina trabaje con un flujo continuo entre esta presión y el ambiente. La principal característica de este sistema es que la presión del depósito, que marca la relación de expansión constante en la turbina, es necesariamente mucho menor que la disponible en el cilindro durante el proceso de escape.

La diferencia entre ambos sistemas no es baladí, pues la máxima energía que se puede recuperar de los gases de escape depende de cuál se use. A continuación, se va a cuantificar este máximo energético, donde combinaremos el análisis de ecuaciones termodinámicas con el análisis gráfico en diagramas $p-V$. En lo que sigue de este apartado se utilizará la nomenclatura de la Figura 11.15.

Sin perder generalidad, se plantearán las siguientes hipótesis a fin de poder abordar el cálculo:

- Se supone en ambos casos la turbina isentrópica
- La válvula de escape abre en el PMI
- La salida de los gases del cilindro es suficientemente rápida para que se pueda suponer que el volumen del cilindro se mantiene constante durante la misma.

Turbosobrealimentación a presión constante

La expansión irreversible que se produce desde el interior del cilindro hasta el depósito intermedio origina que la temperatura de éste (T_e) sea mayor que la correspondiente a la expansión reversible (T_e), véase la Figura 11.15).

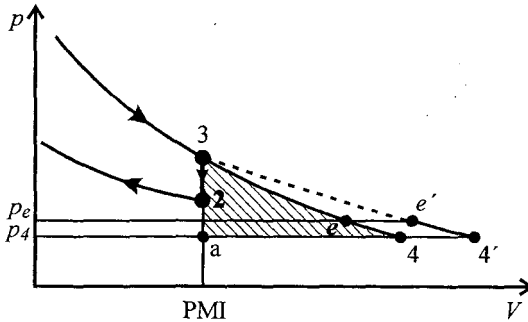


Figura 11.15 Aprovechamiento de los gases de escape. Diagrama p - V , para turbina de presión constante y para una turbina de flujo pulsante.

Para calcular el valor de $T_{e'}$ basta considerar que, como la expansión es adiabática, la energía interna del fluido en el punto 3 se transforma íntegramente en trabajo de expansión contra la presión constante p_e , del depósito intermedio. Con ello, se puede escribir el primer principio de la termodinámica para un sistema adiabático, y operando, resulta una expresión para calcular $T_{e'}$, a saber:

$$u_{e'} = u_3 + p_e(v_3 - v_{e'})$$

$$c_v(T_3 - T_{e'}) = -p_e(v_3 - v_{e'})$$

$$T_{e'} = \frac{T_3}{\gamma} \left[1 + (\gamma - 1) \frac{p_e}{p_3} \right]$$

Conociendo el valor de la presión y la temperatura en el depósito intermedio, y suponiendo que se mantienen aproximadamente constantes, se puede calcular el trabajo obtenido aplicando el primer principio a un sistema abierto con una relación de expansión constante, con lo que resulta la ecuación (11.27). Es fácil deducir que este trabajo corresponde al área a la izquierda del proceso que va desde e' hasta $4'$ en la Figura 11.15.

$$w_{e'}^{4'} = - \int_{e'}^{4'} v dp = h_{e'} - h_{4'} = c_p T_{e'} \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_e} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \right] \quad (11.27)$$

Turbosobrealimentación a impulsos

En este caso, la turbina trabaja en condiciones fuertemente variables a su entrada, ya que en el momento inicial la presión a la entrada de la turbina es p_3 y la temperatura T_3 , mientras que al ir descargándose el fluido, las condiciones termodinámicas a la entrada de la turbina van evolucionando hasta p_4 y T_4 . Esta circunstancia dificulta el cálculo por integración directa del diferencial de trabajo correspondiente a cada diferencial de masa saliente y no nos permite usar una expresión como (11.27).

Más sencillo resulta aplicar el primer principio considerando el sistema como un sistema cerrado que evoluciona desde un estado inicial 3 hasta un estado final 4, realizando un trabajo equivalente a la diferencia de energías internas ($u_3 - u_4$). De este trabajo total hay que descontar el realizado por la presión exterior p_4 debido al aumento de volumen $v_4 - v_3$ y de esta forma se

obtiene el trabajo neto por unidad de masa (ecuación 11.28). Es también fácil comprobar que la ecuación (11.28) corresponde con el área rayada 3-a-4 de la Figura 11.15.

$$w_3^4 = \int_3^4 p dv - p_4(v_4 - v_3) = (u_3 - u_4) - p_4(v_4 - v_3) = h_3 - h_4 - v_3(p_3 - p_4)$$

$$w_3^4 = c_p T_3 \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \right] - RT_3 \left(1 - \frac{p_4}{p_3} \right) \quad (11.28)$$

Del análisis anterior se deduce que cuanto mayores sean las irreversibilidades generadas al descargar el fluido al depósito a presión constante (e') y por lo tanto, más se desplace el punto e' hacia el punto 4' (siguiendo el proceso irreversible 3-4') menor será el trabajo máximo disponible en el caso de la sobrealimentación a presión constante y más conveniente será optar por la sobrealimentación a impulsos.

Las principales fuentes de irreversibilidades en la turbosobrealimentación a presión constante son: la pérdida de energía cinética del flujo cuando este descarga al depósito y, además, cuando el salto de presiones entre el cilindro y el depósito es supersónico, las irreversibilidades asociadas a las ondas de choque que estancan el flujo hasta que desaparecen las condiciones sónicas. La segunda de ellas es la más importante y la que constituye el principal inconveniente de este tipo de sobrealimentación.

Por otra parte, como se pudo apreciar en la evolución instantánea de la *NIT*, mostrada en la figura 8.12 a) para el caso de un proceso de turbosobrealimentación a impulsos, la destrucción de energía debido a las condiciones sónicas en la válvula de escape no es exclusiva de la turbosobrealimentación a presión constante. Sin embargo, la turbosobrealimentación a impulsos reduce el tiempo en el que se dan dichas condiciones sónicas en las válvulas, gracias a la rápida subida de la presión a la entrada de la turbina; lo que contribuye a acercar rápidamente las presiones aguas arriba y aguas abajo de la válvula hasta valores inferiores al salto crítico.

Si bien hasta ahora se ha concluido que la máxima energía disponible la lograremos con el sistema pulsante, eso no quiere decir que seamos capaces de convertir toda esa energía del flujo en energía mecánica en el eje de la turbina. Es decir, no es sólo importante la potencia isentrópica media de la que se disponga, sino también el rendimiento isentrópico medio con el que ésta se transformará en potencia mecánica. Así, el rendimiento isentrópico medio lo definiremos como el sumatorio de los productos entre potencia isentrópica instantánea y rendimiento instantáneo dividido por el sumatorio de las potencias isentrópicas instantáneas:

$$\bar{\eta}_{\text{isentrópico}} = \frac{\sum_0^{720} \eta_s^i NIT^i}{\sum_0^{720} NIT^i} \quad (11.29)$$

La ecuación (11.29) nos dará un buen rendimiento promedio siempre y cuando los instantes en los que el motor proporciona los picos de *NIT* coincidan con los instantes en los que la turbina está trabajando con su relación cinemática de máximo rendimiento.

Si bien la velocidad periférica de la turbina se diseña para optimizar el rendimiento definido en (11.29), no va a ser posible hacer trabajar siempre a la turbina en las condiciones de diseño, por lo tanto, el sistema de turbosobrealimentación pulsante necesita de turbinas con buen rendimiento fuera de los puntos de diseño para poder ser realmente beneficioso.

11.6 Dificultades en la implementación de la turbosobrealimentación

Una vez definido el funcionamiento en el punto de diseño y a partir de las curvas características del compresor y de la turbina, hay que comprobar que el turbogrupo funciona correctamente en todo el campo de utilización del motor.

En este caso K_F y K_{cm} son conocidas para cada punto de funcionamiento del motor, K_{AT} es fija en función de la turbina elegida y el valor de ξ se obtiene de forma inmediata a través de los rendimientos de las turbomáquinas y del valor de T_{30} . Hay que confirmar que la solución es compatible en dos casos: en primer lugar, manteniendo K_{cm} constante y variando K_F y en segundo lugar manteniendo K_F y variando K_{cm} .

De esta forma se podrá comprobar si el turbogrupo es capaz de hacer frente a todas las condiciones operativas del MCIA, lo cual no suele suceder en motores con amplio margen de variación de sus condiciones de funcionamiento, léase MCIA para automoción, por lo que hay que recurrir a dispositivos especiales.

Entre estos dispositivos se encuentran principalmente las válvulas de *waste gate* (WG), los sistemas de distribución variable (descritos en la sección 9.5.5), los compresores y turbinas de geometría variable (CGV y TGV respectivamente), los turbogrupos asistidos eléctricamente y los sistemas biturbo serie y paralelo. A todos ellos nos iremos refiriendo a lo largo de esta sección.

11.6.1 Límites de funcionamiento del compresor

Cuando imponemos al compresor el gasto que circula por el motor, estamos imponiendo al primero el rendimiento volumétrico del segundo, según la ecuación (11.22). Por lo tanto, si dibujamos los puntos de funcionamiento del compresor correspondientes a las condiciones de régimen de giro de motor constante, éstas aparecerán como líneas rectas, y si de estas líneas unimos los puntos de grado de carga de motor constante, obtendremos algo similar a la rejilla representada en la Figura 11.16 a), donde las flechas indican respectivamente el sentido creciente de las líneas de régimen de giro y de carga constantes.

En la Figura 11.16 a) el tamaño del turbocompresor es adecuado para el MCIA a sobrealimentar, pues todos los puntos de funcionamiento a los que va a trabajar el compresor acoplado con ese motor quedan centrados en la zona de funcionamiento aceptable del compresor.

Por el contrario la Figura 11.16 b) muestra un turbocompresor mal elegido para el motor, dónde sólo el segundo de los cuatro regímenes de motor dibujados (b_2) está bien posicionado dentro del mapa, mostrándose las siguientes limitaciones para el resto de líneas de régimen de giro constante:

- A alto régimen de giro del motor (zona de máxima potencia, b_4) el compresor está trabajando todo el tiempo en choque. En estas condiciones, el rendimiento del compresor será deficiente, existirá un bajo índice de sobrealimentación que generará pérdidas de bombeo y, además, aparecerá un elevado riesgo de fugas de aceite por la rueda del compresor.
- Al mínimo régimen de giro (b_1) mostrado en la Figura 11.16 b) y par máximo (zona de uso del MCIA para tracción y aceleración), el compresor está en zona de bombeo. En esa zona, el acoplamiento con el motor es altamente inestable, se generan oscilaciones en p_2 que provocan importantes esfuerzos axiales en el eje del turbogrupo y que pueden conducir a la rotura del mismo, bien por deterioro de los cojinetes axiales o bien por contacto entre la rueda del compresor y la carcasa. Es, por tanto, una zona inviable para operar el turbocompresor.

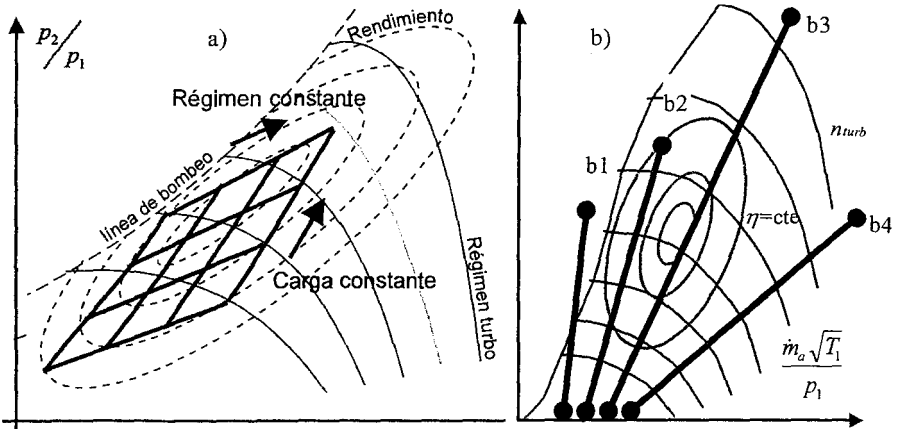


Figura 11.16 a) Líneas de régimen y de grado de carga constante en un mapa de compresor.
 b) Los regímenes b_1 , b_2 y b_4 vulneran límites operativos del compresor.

- A régimen de giro medio y grado de carga máxima (zona de máximo par, b_3), el compresor entra en zona de sobrerégimen. Esta condición de operación es altamente peligrosa, pues las fuerzas de inercia de las partes móviles del turbogrupo pueden ser demasiado elevadas y destruirlo. Si el turbogrupo pudiera operar en dichas condiciones, todavía existe un elevado riesgo de embalamiento cuando el motor trabaje en altura, pues el descenso de la presión atmosférica haría que el compresor necesitara proporcionar más relación de compresión, que cuando está a nivel del mar, para satisfacer las necesidades de aire del motor. Por lo tanto, superaría el régimen de giro máximo al que opera el turbogrupo. Este riesgo es especialmente evidente cuando se sobrealimentan motores para aviación.

Soluciones para el acoplamiento del motor y el turbocompresor

Las zonas de funcionamiento del motor que se han señalado entre paréntesis en los tres puntos anteriormente comentados, son a su vez las zonas más susceptibles de alcanzar los límites de funcionamiento del compresor. La solución para la zona de tracción y el problema de bombeo es reducir el tamaño del compresor. Por el contrario, la solución para el embalamiento y evitar las condiciones de choque en las zonas de máxima potencia es aumentar el tamaño del compresor.

Si no existe una máquina que cumpla todas las condiciones de funcionamiento, una solución es recurrir a los compresores de geometría variable (CGV). Un CGV se basa en variar la sección efectiva del difusor a la salida de la rueda, de tal forma que éste se cierra para poder funcionar de manera estable con bajos caudales y solucionar el problema de bombeo, o se abre para poder funcionar con altos caudales y solucionar el problema de choque (Figura 11.17). Cabe añadir que cuanto más se cierra el difusor del CGV se alcanza el choque a menores caudales, como también se muestra en la Figura 11.17.

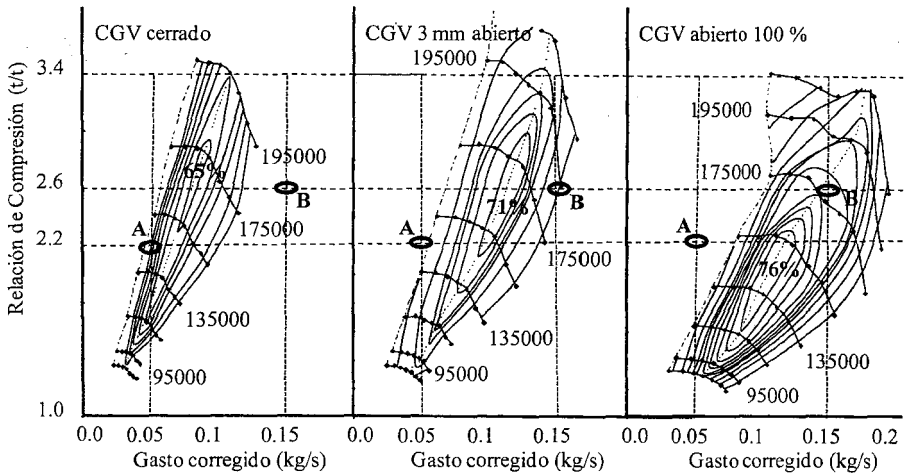


Figura 11.17 Ejemplo de adaptación de un compresor de geometría variable (CGV) a dos condiciones extremas de funcionamiento del motor.

En esta figura se representa esta situación para un punto de tracción, mínimo régimen y plena carga (A), y para un punto de máxima potencia, plena carga y máximo régimen (B). Cuando el CGV está cerrado, el compresor proporcionaría al motor una presión más elevada a un menor régimen de giro, lo que le otorgaría un mayor par en baja. Con el CGV abierto, se podría proporcionar presión a regímenes de giro más elevados, lo que le proporcionaría al motor un mayor valor de potencia máxima. Como vemos, un CGV puede cubrir todas estas necesidades con una sola máquina.

Otra alternativa para solucionar los problemas de acoplamiento del compresor la constituyen los sistemas biturbo. Distinguiremos entre los sistemas biturbo serie y biturbo paralelo.

Los sistemas biturbo serie, también conocidos como sistemas de sobrealimentación en doble etapa, tienen su razón de ser principalmente cuando las presiones de sobrealimentación en condiciones de plena carga son muy elevadas, del orden de 4 a 5 bar. Relaciones de compresión del orden de 4 están en el límite de lo que proporcionan los compresores centrífugos de una etapa y en cualquier caso, el rendimiento del turbocompresor en estos puntos es muy bajo y en su operación tiene un elevado riesgo de embalamiento.

Un sistema de sobrealimentación en doble etapa permite subdividir el salto de presiones entre dos compresores, adaptando el punto de funcionamiento en cada uno de ellos a la zona con mejor rendimiento isentrópico. Adicionalmente permite la introducción de una etapa de refrigeración entre las dos compresiones, lo que aproxima la compresión total al proceso isotermo y reduce la potencia requerida para comprimir el aire alrededor de un 15%. Ambos factores mejoran de manera sustancial el índice de la sobrealimentación (ξ).

Efectivamente, en la Figura 11.18 se muestran los mapas de los compresores y un esquema de un sistema de doble etapa con refrigeración intermedia para un MCIA de camión y se puede observar cómo cada compresor trabaja muy cerca de su punto de funcionamiento óptimo.

En la Figura 11.18 los compresores trabajan con relaciones de compresión máximas de aproximadamente 2,5:1. No obstante, el producto de las dos proporciona, para los puntos de plena carga representados, presiones de admisión al motor de hasta 5 bar (teniendo en cuenta

pérdidas de carga de las líneas). En el esquema y en los mapas se aprecia cómo el compresor de la etapa de alta presión tiene un tamaño más reducido que el de la etapa de baja presión, debido a que la mayor densidad del aire suministrado por la etapa de baja presión posibilita traerase un caudal volumétrico sensiblemente menor en la etapa de alta.

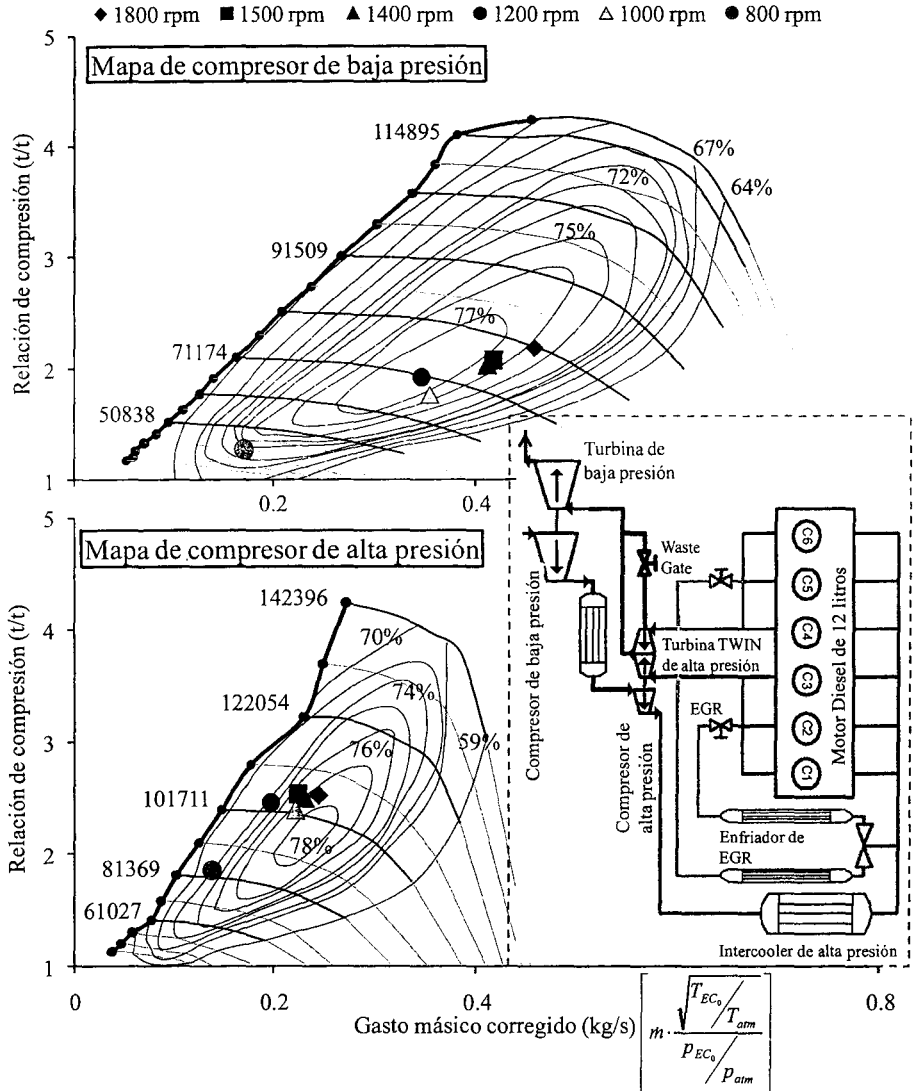


Figura 11.18 Acoplamiento de los puntos de plena carga en los mapas de compresor de un sistema de turbosobrealimentación en doble etapa y esquema correspondiente.

Los sistemas biturbo paralelo, pese a poseer también dos turbogrupos independientes, son más o menos de igual tamaño. Los sistemas biturbo paralelo son secuenciales y son parecidos en su concepción de funcionamiento a un compresor de geometría variable. Es decir, a bajo régimen de giro del motor los dos turbocompresores no sobrealimentan a la vez, sino que uno de ellos se encuentra en *standby* y el otro abastece al motor. Cuando el régimen de giro del motor supera un cierto punto de funcionamiento, ambos compresores entran en funcionamiento. De esta forma, el rango de gastos que cubren es la suma de los rangos de ambos mapas, sin embargo, la relación de compresión máxima es la máxima de cada compresor.

La dificultad en el diseño de estos sistemas estriba en la gestión de la transición entre ambas condiciones de funcionamiento, de ahí que el biturbo paralelo secuencial cuente con una numerosa y sofisticada valvulería. La ventaja del sistema biturbo paralelo con respecto a un CGV es su menor precio y con respecto a un sistema serie es el reducido tamaño del conjunto, que lo hace más fácil de ubicar en el habitáculo del motor.

No obstante, tanto la sobrealimentación en doble etapa como los sistemas biturbo paralelo cobran todo su sentido si además de los aspectos señalados tenemos en cuenta la necesidad de reducir el retraso del turbogrupos para mejorar la capacidad de respuesta del motor turbosobrealimentado a los transitorios de carga. Con este nuevo factor a tener en cuenta, las ventajas de ambos sistemas son innegables, como se verá en la sección 11.6.3.

El lazo de bombeo en los turbocompresores

Para concluir esta sección, es importante explicar en qué consiste el lazo de bombeo de un turbocompresor. En este apartado, se van a explicar las oscilaciones de p_2 que se han calificado de muy peligrosas para el turbogrupos y son originadas precisamente por lo que se conoce como lazo de bombeo del turbocompresor.

En los esquemas de la Figura 11.19 se muestra el mapa de un turbocompresor en el cual se ha extendido hacia la izquierda una de sus líneas de régimen de giro constante más allá de la línea de bombeo y hasta la zona de gastos negativos. Si bien no es frecuente proporcionar esta extensión de las líneas características en los mapas, es posible obtenerlas con ensayos especiales como los realizados por Galindo *et al* [2].

Galindo *et al* [2] midieron de forma extendida las líneas de régimen de giro constante de un turbocompresor; en la Figura 11.19 sólo se presenta una de ellas a modo de ejemplo. Se observa cómo la línea de bombeo corta a la línea característica de régimen constante en la zona en que ésta pasa de pendiente negativa a positiva. Esta es una tónica bastante general en los mapas de turbocompresor, siendo este cambio de pendiente el que marca la zona en la que se empiezan a producir desprendimientos del flujo en los álabes del compresor.

Por lo tanto, cuando la curva de pérdida de carga del circuito contra el que trabaja el compresor (el MCIA en nuestro caso) corta a la curva característica del compresor más allá de este punto de inflexión, se puede desencadenar el fenómeno conocido como lazo de bombeo.

En el mapa de la Figura 11.19 se han dibujado en trazo grueso las líneas resistentes del circuito y sobre el mapa, en la Figura 11.19, se muestra también un esquema de circuito resistente contra el que trabaja el compresor. Por simplicidad el motor está representado como una válvula de contrapresión, que restringe el flujo, y el colector de admisión como un tanque de remanso entre la válvula de contrapresión y el compresor.

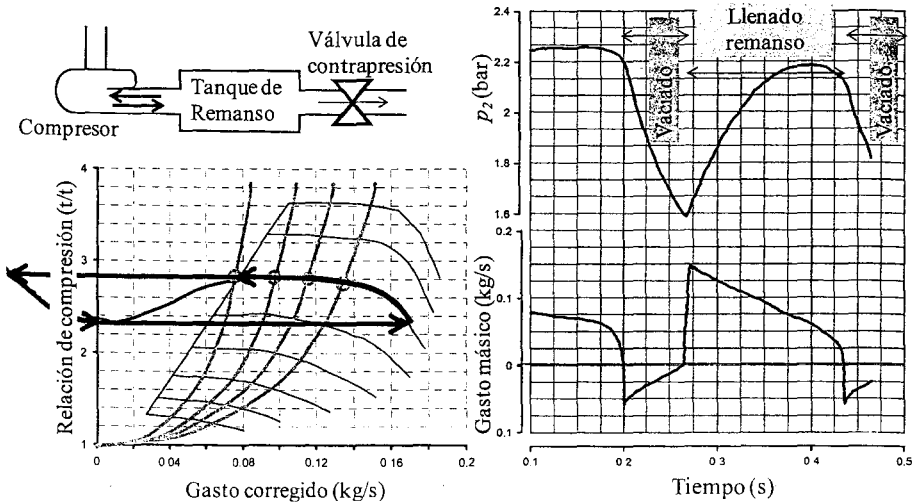


Figura 11.19 Esquematación del lazo de bombeo en un turbocompresor.

El volumen del tanque de remanso es muy importante, pues cuando comienza el lazo de bombeo y el compresor no puede mantener la presión aguas abajo, este volumen se vacía y descarga el flujo caliente hacia la entrada del compresor. Este flujo inverso saliendo a alta temperatura por la entrada del compresor es el primer síntoma del bombeo. Como se aprecia en las variables termodinámicas representadas frente al tiempo en la Figura 11.19, el cambio de sentido de flujo es muy rápido y el gasto pasa casi instantáneamente de positivo al máximo valor negativo. Este cambio de sentido del gasto, de entrante a saliente, se realiza aproximadamente a p_2 constante y alcanza el valor máximo de gasto cuando el punto de operación corta de nuevo la línea característica de régimen de giro constante, pero ahora en la zona de gastos negativos del compresor; téngase en cuenta que la potencia que entrega la turbina al compresor será constante durante todo el lazo de bombeo.

Comienza ahora un proceso de vaciado del depósito, proceso que va a ir reduciendo tanto p_2 como el gasto saliente, ambos de manera proporcional y según la línea característica (Figura 11.19). El tiempo que dure el vaciado del depósito depende de su volumen (para un compresor dado) y por eso se ha dicho que es tan importante el volumen, pues va a controlar la frecuencia con la que ocurrirá este lazo de bombeo.

Cuando la presión en el depósito se reduce, también lo hace el gasto saliente, hasta alcanzar un gasto nulo, con lo que el compresor tiene que trabajar contra una relación de compresión mucho más pequeña y perfectamente compatible con su régimen de giro. En este momento se produce un nuevo y rápido cambio del sentido del flujo, también a relación de compresión prácticamente constante, pasando el flujo bruscamente de ser saliente del compresor a ser entrante (Figura 11.19).

El flujo entrante al compresor alcanza el valor máximo cuando corta de nuevo la línea característica de régimen constante en unas condiciones de gasto positivo mucho mayores que las de bombeo. A medida que continúa llenándose el depósito la relación de compresión vuelve a aumentar y el valor del gasto va disminuyendo, siguiendo la línea característica, nueva-

mente (para un compresor dado) es el volumen del depósito el que controlará la duración de este proceso. Cuando el depósito se llena alcanza una presión que el compresor no puede mantener, se cierra el lazo de bombeo y éste comienza de nuevo.

Del razonamiento anterior se aprecian tres conclusiones claras:

- Las amplitudes de p_2 que dañarán el compresor dependen, por una parte, del volumen aguas abajo, y por otra, de la forma que tienen las líneas características extendidas. Estas amplitudes muestran valores mayores cuanto más elevado es el régimen de giro del turbocompresor [2].
- Las condiciones operativas en las que comienza el lazo de bombeo dependen por una parte del compresor y por otra de la pérdida de carga impuesta por el circuito resistente contra el que trabaja (el motor alternativo en este caso), luego depende de los dos sistemas y de cómo son los conductos que los acoplan entre sí.
- La frecuencia con la que se produce el lazo de bombeo para un compresor dado depende de la geometría de los conductos entre el turbocompresor y el motor, pues este lazo es básicamente un fenómeno de llenado y vaciado del volumen. Una frecuencia típica de este fenómeno está en el entorno de los 10 Hz.

Finalmente, se deja a la deducción del lector imaginar cómo afecta a las condiciones de funcionamiento del MCIA (par y régimen de giro) cuando se acoplan las variaciones a baja frecuencia de p_2 y gasto de aire, originadas por el lazo de bombeo, con los bucles de control que regulan el suministro de combustible al motor en función de estas variables. Este conjunto de inestabilidades acopladas es lo que se aprecia en un banco de pruebas de MCIA cuando se dice que un motor turbosobrealimentado ha entrado en bombeo.

11.6.2 Carencias o excesos de energía o caudal en los gases de escape

Análisis de los sumideros de energía en la línea de escape y alternativas de actuación

Para la turbosobrealimentación, es importante maximizar la energía disponible en los gases a la entrada de la turbina. En el tema 8 se hizo un análisis de cómo ésta se pierde conforme va fluyendo por los conductos de la línea de escape desde el momento en que se abre la válvula hasta que llega a la turbina.

Un mecanismo eficaz para limitar su pérdida es aislar térmicamente la cámara de combustión, las pipas y el colector de escape. Entre todos ellos, el más fácil de aislar es el colector de escape, que además puede conducir a una reducción no despreciable de las pérdidas de energía debido a la elevada superficie de intercambio que posee y al elevado tiempo de residencia de los gases de escape [3].

Otro mecanismo consiste en reducir las pérdidas por fricción con un diseño adecuado de la aerodinámica del flujo en el interior de los conductos y un control adecuado de la velocidad del flujo en los mismos, a través de la elección de los diámetros. Aunque, en ese caso, hay que procurar no perder la energía cinética del flujo creando volúmenes demasiado grandes, sobre todo si se va a optar por un sistema de sobrealimentación con flujo pulsante. No obstante, las pérdidas originadas en las válvulas de escape, debido a las condiciones sónicas del flujo en su descarga, son a priori la mayor fuente de destrucción de energía de los gases de escape por fricción y la más difícil de recuperar. En la actualidad, los sistemas de distribución variable, que proporcionan aperturas de las válvulas casi instantáneas, son una buena opción para limitar este sumidero de energía.

La sobrealimentación en doble etapa es también un sistema para gestionar eficientemente una cantidad de energía escasa en los gases de escape. Por una parte, aumenta la eficiencia de la compresión, como ya se ha apuntado, y por otra parte permite que la turbina de alta presión trabaje según el principio de sobrealimentación a impulsos y la turbina de baja presión trabaje a presión prácticamente constante, con lo que el aprovechamiento que se puede hacer de la energía es mayor. Si aun así existe una falta de energía para conseguir la presión de sobrealimentación deseada, se puede pensar en turbogrupos con sistemas mixtos de asistencia, como por ejemplo sobrealimentación en doble etapa mixta en la que se sitúan en serie con el turbocompresor un compresor volumétrico, con asistencia eléctrica o mecánica (Figura 11.20 a). También se han desarrollado sistemas de sobrealimentación en una etapa con turbogrupos asistidos mecánicamente (Figura 11.20 b).

Análisis de los excesos de caudal de los gases de escape y soluciones

Cuando, siguiendo los procedimientos del apartado 11.5.2, se determina el tamaño de turbina adecuado para unas ciertas condiciones de diseño, es más que probable que en un motor moderno de automoción no pueda cumplir a la vez las siguientes dos funciones:

- Dar suficiente potencia con el bajo caudal de gases de escape que el motor proporciona a bajo régimen de giro y cargas parciales, para lo que haría falta una turbina de reducido tamaño, es decir, K_{AT} pequeño en la ecuación (11.18).
- Trasegar, con una contrapresión de escape aceptable, el caudal que proporciona el motor en condiciones de alto régimen de giro y máxima carga, para lo que haría falta una turbina con una sección equivalente grande, es decir, K_{AT} grande en la ecuación (11.18).

La opción más habitual es optar por un K_{AT} pequeño que permita proporcionar la potencia suficiente para sobrealimentar el motor en condiciones de bajo régimen de giro, lo que proporcionará un elevado par en baja, característica importante para la tracción.

No obstante, esta alternativa está reñida con un buen consumo específico del motor, pues en condiciones de alto régimen de giro y alto grado de carga el caudal será demasiado elevado para la sección efectiva de la turbina, con lo que aumentará la relación de expansión de la misma y por lo tanto la contrapresión del motor, lo que incide directamente en una disminución del rendimiento mecánico por el aumento de las pérdidas de bombeo.

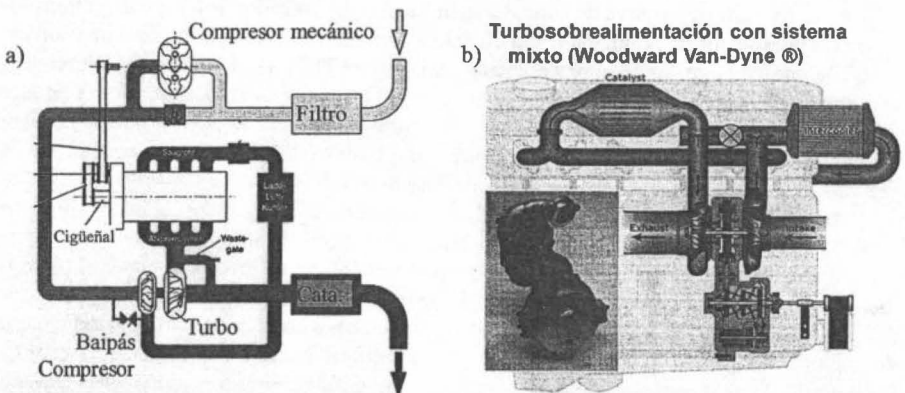


Figura 11.20 Sistemas mecánicos de asistencia a la sobrealimentación. a) Doble etapa serie mecánico-volumétrico + turbogrupos. b) Woodward Van-Dyne ©.

Un sistema para solucionar este problema son las turbinas de geometría variable (TGV), que permiten adaptar el factor K_{AT} a las distintas condiciones de operación del motor, regulando la posición de la TGV en función de variables como el caudal del motor o el valor de p_2 . Otro sistema que tiene una función similar es lo que se conoce como válvula de *waste gate* (WG), que no es más que un baipás para que los gases de escape sean evacuados al exterior sin tener que atravesar la sección efectiva de una turbina de geometría fija (TGF).

En la Figura 11.21 a) aparece un esquema del funcionamiento de las TGV y fotografías del estator de una TGV en las posiciones de 100% cerrada y 100% abierta. En la Figura 11.21 b) puede verse un esquema de la regulación del WG y una fotografía de una válvula de WG desde la salida del rotor de la turbina. El control del WG reflejado en la Figura 11.21 b) es un pulmón neumático con un muelle que abre el WG cuando p_2 vence la pretensión del muelle, con lo que el WG regula manteniendo constante la presión en el colector de admisión.

Existe una diferencia conceptual en la forma de regular de cada uno de estos sistemas. El WG desecha el caudal de gases de escape que no es necesario para conseguir una cierta p_2 mientras que la TGV intenta aprovechar el conjunto de la energía de los gases de escape, lo que permite trabajar con mayores relaciones de compresión para una misma contrapresión de escape. En definitiva, el valor de ξ en los sistemas de TGV suele ser mayor que en los sistemas de WG.

Análisis de los excesos de energía de los gases de escape y soluciones

El exceso de energía en los gases de escape como consecuencia de un caudal excesivo, puede acarrear el embalamiento del turbogrupo, entrando en zonas de sobrerégimen o llevando el compresor a bombeo, con las consecuencias ya indicadas. El uso de la TGV o del WG en estas circunstancias permite reducir el régimen de giro del turbogrupo por lo que ambas son soluciones viables bien aumentando la sección efectiva de la TGV o bien abriendo el WG.

Si el exceso de energía es debido a una temperatura elevada de los gases, que supera el límite admisible por el material de la turbina, entonces el problema es más complejo. En los motores donde p_2 es mayor que p_3 (normalmente Diesel de transporte pesado) se puede aumentar el cruce de válvulas para trasegar aire fresco por la turbina y contribuir a refrigerarla. Cuando esto no es posible, se puede reducir el dosado en los Diesel o aumentarlo (a costa del consumo específico) en los motores de encendido provocado.

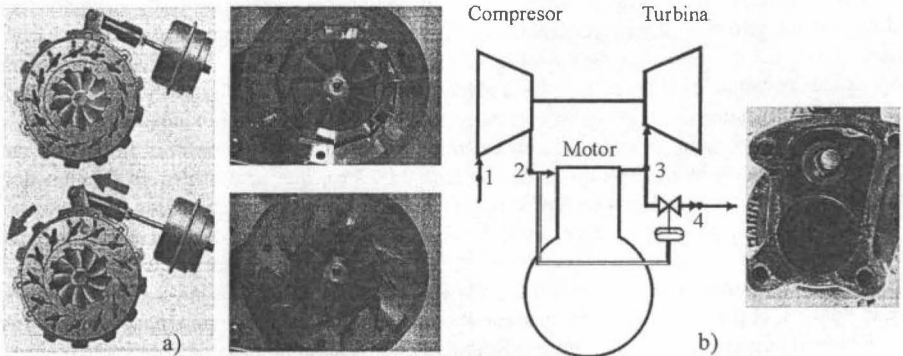


Figura 11.21 a) TGV en dos posiciones de operación y mecanismo de control. b) Esquema de funcionamiento de un WG y fotografía del WG desde la salida de la turbina.

11.6.3 Retraso del turbogrupo. Respuesta rápida ante demandas de par

Hasta el momento nos hemos referido a condiciones de funcionamiento en régimen estacionario, pero en realidad, un cambio en el grado de carga del motor no es seguido por un cambio instantáneo en la velocidad de rotación del grupo de sobrealimentación, como ya se comentó en la sección 11.4.1, puesto que hace falta suministrar o absorber la energía cinética correspondiente al nuevo estado de equilibrio de las masas en movimiento del turbogrupo.

Este retraso del turbogrupo (*turbocharger lag*) se deriva principalmente del acoplamiento energético entre motor y turbogrupo. Por ejemplo, bajo condiciones de incremento de carga en el motor, la energía llega a la turbina casi instantáneamente, pero solamente una parte de la energía obtenida por ésta es usada para comprimir aire por el compresor, la restante se emplea en vencer la inercia mecánica de la rueda del turbogrupo. A partir de esta situación, el proceso puede resumirse con el siguiente razonamiento: Si p_2 no crece instantáneamente, acorde con la demanda de par, no habrá aire suficiente, si no hay aire no se podrá quemar el combustible inyectado y no se suministrará el par instantáneo demandado al motor. Es decir, debido a la inercia del turbogrupo, los motores turbosobrealimentados tienen unos tiempos de respuesta que, ante demandas de par, son mayores que las de los motores de aspiración natural.

El transitorio de carga a régimen de motor constante es usado para determinar el retraso del sistema de sobrealimentación. Al ser un transitorio en el que no cambia el régimen del motor sino sólo la carga (Figura 11.22 a y b) es independiente del vehículo, de la transmisión y de la caja de cambios utilizada, y únicamente depende del diseño del motor y del sistema de sobrealimentación, de ahí el interés de su definición. En automoción y en condiciones reales de conducción, este tipo de transitorios es típico de los vehículos de transporte pesado cuando el par motor debe incrementarse para superar al par resistente y evitar una deceleración del vehículo. Obviamente, en motores estacionarios este es el único tipo de transitorio posible.

El esquema de este tipo de transitorios puede verse en la Figura 11.22 a) que presenta dos evoluciones transitorias con dos configuraciones distintas. Se observa cómo en el plano pme frente a régimen de giro todos los transitorios de carga tienen la misma evolución, pero dependiendo de cuál sea la configuración de motor elegida, el tiempo en alcanzar la pme máxima será distinto. A continuación se van a detallar las fases características de un transitorio de carga a régimen de giro constante, según se representa en el esquema de la Figura 11.22 b).

Inicialmente, el motor está estabilizado en unas condiciones estacionarias determinadas por el régimen de giro de ensayo y generalmente un valor cero de pme (punto 0 de la Figura 11.22 b). El inicio del transitorio se provoca mediante un cambio brusco de la posición del acelerador desde las condiciones anteriores hasta plena carga (punto 1 de la Figura 11.22 b), en teoría como respuesta a una demanda brusca de par y para evitar la deceleración del motor.

Como consecuencia, la masa de combustible inyectado aumenta hasta el límite marcado por el regulador de humos (punto 1 de la Figura 11.22 b), que actúa bien en función de la presión de sobrealimentación o en función de la masa de aire para evitar un dosado excesivo.

El combustible inyectado irá creciendo conforme aumente la masa de aire, al irse acelerando el turbogrupo y siguiendo la ley impuesta por el limitador de humos, hasta el punto de máximo combustible inyectado (punto 2 de la Figura 11.22 b). Desde las condiciones fijadas en el punto 2, el par del motor todavía sigue aumentando aunque de forma menos brusca. Esto es debido al aumento del rendimiento indicado ya que, aunque la masa de combustible inyectado ha terminado de crecer, el turbogrupo y la temperatura de las paredes del motor continúan en estado transitorio, pero ahora es un transitorio térmico mucho más lento que el anterior.

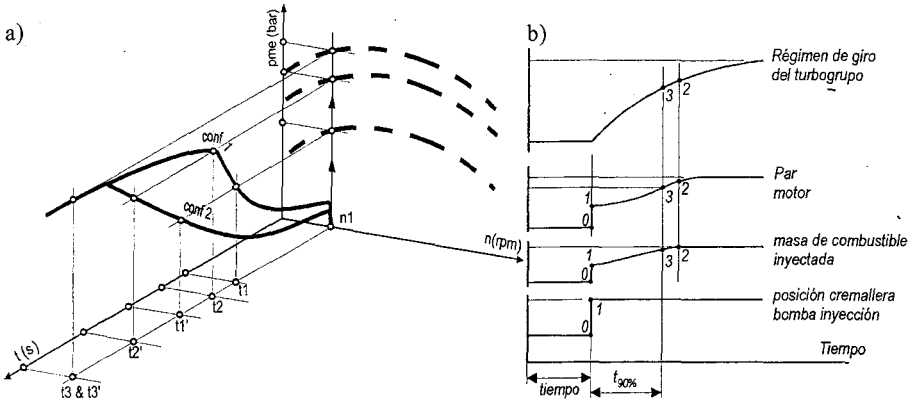


Figura 11.22 a) Esquema tridimensional de un transitorio de carga. b) Esquema de la evolución del transitorio de carga frente al tiempo

El punto 3 de la Figura 11.22 b) marca el momento en que se alcanza el 90 % del par estacionario. Este momento se toma generalmente como el final del transitorio, a fin de poder compararse la duración del mismo en distintos motores. Esta condición se alcanza normalmente antes de que se llegue al punto de máxima cantidad de combustible inyectado, punto 2.

A partir del punto 2, como se ha comentado, aumentarán progresivamente las temperaturas de las paredes del motor, con lo que disminuirán las pérdidas de calor y a su vez, aumentará el régimen del turbo y la masa de aire, con lo que disminuirá el dosado. Ambas razones harán crecer el rendimiento indicado.

En el caso de turbogrupos con TGV, o con sobrealimentación en doble etapa, el control de estos sistemas puede provocar cambios en la contrapresión de escape y estos cambios, a su vez, originar variaciones en la pmb. Variaciones que también pueden contribuir a hacer crecer el par efectivo, tanto durante la fase en la que el combustible inyectado sigue creciendo como posteriormente, durante el transitorio térmico.

Una forma muy descriptiva de entender la influencia del limitador de humos en el transitorio de carga es seguir su evolución en un diagrama cartesiano formado por la masa de combustible y la masa de aire, como el representado en la Figura 11.23 a) para un motor Diesel de 6 cilindros y 10 litros de cilindrada total girando a 1500 rpm. La evolución transitoria en este diagrama está representada por la línea superior, mientras que la línea inferior une unos cuantos puntos correspondientes a las condiciones estabilizadas a distintas cargas parciales. En la Figura 11.23 a) también aparecen las líneas de dosado relativo constante.

Puede observarse cómo, tras la demanda de combustible, el regulador de humos primero limita la cantidad de combustible inyectado, punto 1, hasta que se alcanza un valor mínimo de presión de sobrealimentación, punto 1'. A partir de ese punto, se inyecta el combustible con una pendiente de crecimiento constante hasta llegar al punto de máximo combustible inyectado, punto 2. Esta secuencia puede sufrir ligeras variaciones dependiendo del tipo y del control del limitador de humos de que disponga el motor. Hay que destacar que, como se observa en la Figura 11.23 a), el valor del dosado relativo a lo largo del transitorio es mucho más elevado que los valores de dosado correspondientes a los puntos de cargas parciales en estacionario.

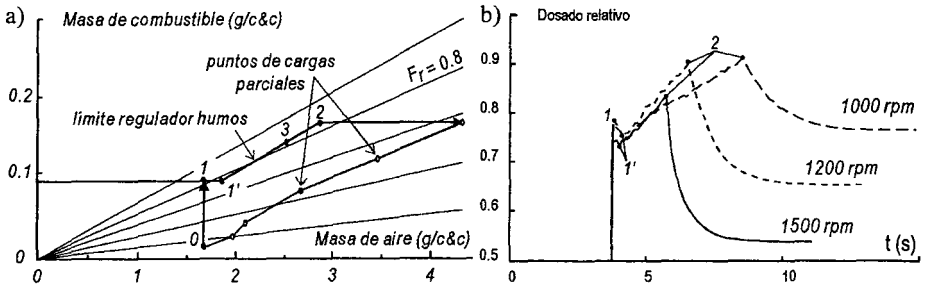


Figura 11.23 a) Evolución de un transitorio de carga en el plano combustible-aire.

b) Evolución del dosado frente al tiempo a lo largo de distintos transitorios de carga.

No obstante, si no existiera limitador de humos, tras la aceleración inicial se alcanzarían, con las condiciones de masa de aire admitida del punto 0, las condiciones de combustible inyectado del punto 2. En el caso de la Figura 11.23 a) se alcanzarían valores de dosado relativos superiores a la unidad con el consiguiente aumento incontrolado de las emisiones de humos.

En la Figura 11.23 b) se ha representado la evolución del dosado relativo frente al tiempo a lo largo de transitorios de carga para distintos regímenes de giro del mismo motor. Puede observarse como el dosado aumenta hasta un valor máximo correspondiente al final de la actuación del regulador de humos (punto 2). A partir de este punto, la masa de aire seguirá creciendo, mientras que ya se ha alcanzado la máxima cantidad de combustible inyectado y por lo tanto se reducirá el valor del dosado relativo, hasta converger y estabilizarse al valor correspondiente a condiciones de plena carga.

Las diferencias entre transitorios de carga a distintos regímenes de giro quedan también patentes en la Figura 11.23 b). A 1500 rpm el dosado máximo se alcanza alrededor de dos segundos después de la demanda de par, mientras que a 1000 rpm la evolución es mucho más lenta, a pesar de existir un dosado más elevado dentro del cilindro. La razón de esta diferencia es la menor capacidad de respuesta del turbogrupo a bajo régimen de giro del motor, debido al menor caudal de gases de escape que recibe la turbina. Esto hace evidente que: por un lado, cuanto más lento es el régimen de giro del motor más crítica se vuelve la duración del transitorio, y por otro lado, cuanto mayor es el par objetivo más críticas son las emisiones de humo o mayor es el tiempo necesario para alcanzarlo.

Este análisis del transitorio muestra dos líneas básicas para mejorar la respuesta del motor turbosobrealimentado durante un transitorio de carga:

- La primera, está basada en el balance entre dosado relativo y emisión de humos; la optimización de la combustión podría permitir operar con valores más elevados de dosado durante el transitorio pero conteniendo las emisiones de humos.
- La segunda, consiste en aumentar la cantidad de caudal proporcionada por el turbogrupo. Este aumento permitirá aumentar la cantidad de combustible más rápidamente, hasta un valor de dosado límite, reduciéndose así la duración del retraso del turbogrupo.

Es interesante señalar que cualquiera de las soluciones apuntadas se retroalimenta a sí misma; es decir, cuánto más combustible se consigue inyectar (sin superar el límite de humos) más energía hay en los gases de escape, más aire proporciona el turbogrupo, con lo que se puede inyectar más combustible y de esta forma el sistema se realimenta hasta conseguir in-

yectar el combustible máximo solicitado. De las dos líneas apuntadas, la segunda es obviamente la más adecuada para comentar en el presente capítulo y su optimización pasa, bien por aumentar la energía disponible a la entrada de la turbina durante los transitorios de carga, o bien por adecuar el diseño del sistema de turbosobrealimentación.

En cuanto a la mejora de la energía disponible, es aplicable aquí todo lo comentado en la sección 11.6.2 sobre cómo superar los defectos de energía en los gases de escape, con la excepción del aislamiento térmico de la línea de escape. Efectivamente, como los transitorios de carga suelen ir asociados con transitorios térmicos, para que la energía llegue a la turbina lo más rápidamente posible no sólo son necesarias líneas de escape con baja conductividad térmica sino que también es necesario que las zonas de los conductos en contacto con el gas tengan una inercia térmica baja. De esta forma, el tiempo que los conductos emplearán en calentarse a sí mismos hasta alcanzar su propio equilibrio térmico será reducido y se minimizará la energía que éstos absorben de los gases de escape durante el transitorio.

En cuanto a adecuar el diseño del sistema de turbosobrealimentación es necesario, por un lado, turbinas con una pequeña sección efectiva, para que puedan producir suficiente potencia aun con los bajos caudales de aire con los que el motor ha de funcionar durante el transitorio de carga. De ahí la importancia de las TGV (Figura 11.21 a) en los turbogrupos modernos, pues permiten cerrarse al comienzo del transitorio para acelerar rápidamente el turbocompresor y abrirse conforme se alcance el equilibrio para que la contrapresión de escape no sea excesiva.

Un segundo aspecto a adecuar en el turbogrupo, más importante si cabe que el anterior, es la inercia mecánica de las partes giratorias del turbogrupo, que ha de ser lo más pequeña posible para permitir una rápida aceleración de éste. Es aquí donde los sistemas de sobrealimentación en doble etapa serie o paralelo ofrecen una innegable ventaja. Efectivamente, el sistema biturbo paralelo dispone de dos turbogrupos con ruedas pequeñas pero durante los transitorios de carga, en la zona de tracción, únicamente uno de ellos ha de acelerarse, con lo que la inercia de las masas móviles es la mitad del total. Compárese por ejemplo con el caso de tener que acelerar un CGV (o incluso una TGV) dónde la rueda ha de estar preparada también para admitir caudales elevados.

En el caso de los sistemas de sobrealimentación en doble etapa, como el mostrado en la Figura 11.18, existe un turbogrupo pequeño y uno grande comunicados con un WG. El WG está cerrado durante el transitorio de carga y todos los gases de escape pasan a través de una turbina de reducida sección efectiva y con baja inercia mecánica, lo que asegura una rápida aceleración de ésta. Únicamente cuando se ha terminado el transitorio, se abre el WG con lo que aumenta la sección efectiva y se reduce la contrapresión de escape.

En la Figura 11.24 se muestra la evolución de distintas variables medidas durante un transitorio de carga de un MEC de 11 litros de cilindrada con sobrealimentación en doble etapa [4], cuyo esquema se mostró en la Figura 11.18, comparado con el mismo motor pero con un sistema de sobrealimentación de una sola etapa. Estas variables son de izquierda a derecha y de arriba abajo: la presión de sobrealimentación (p_2), el régimen de giro del turbocompresor (n), el porcentaje de opacidad del humo emitido y el par efectivo del motor.

En la Figura 11.24 se aprecia que el crecimiento de p_2 , del régimen del turbo y del par motor es mucho más rápido en el motor de doble etapa que en el mismo motor con sólo una etapa de sobrealimentación y en ambos casos manteniéndose el pico de humos acotado por debajo del 17% de opacidad (correspondiente a la normativa anticontaminante US2007).

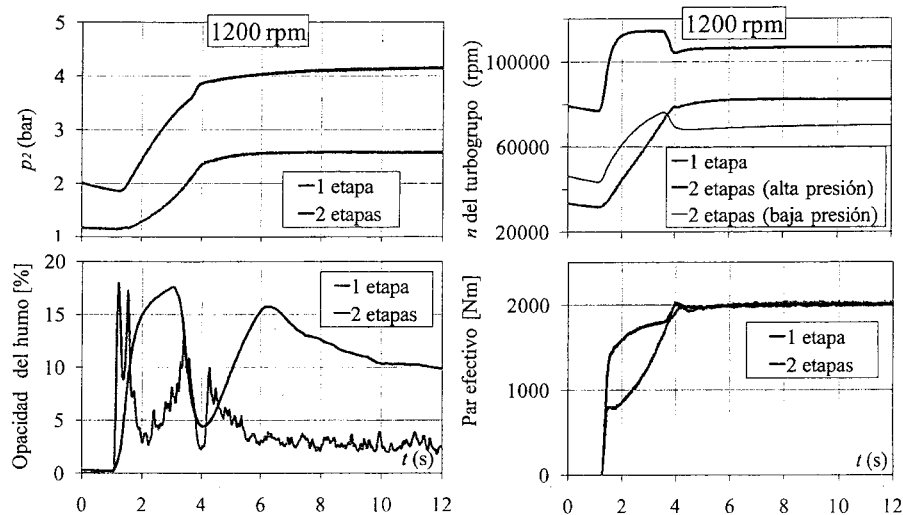


Figura 11.24 Comparación del transitorio de carga de un motor con doble etapa de sobrealimentación frente al mismo motor con una sola etapa [4].

En la gráfica de la Figura 11.24 correspondiente al régimen de giro del turbogrupo puede apreciarse como el turbogrupo de alta presión acelera en un tiempo considerablemente menor que el resto por tener un menor tamaño y por ende una menor inercia. Esto contribuye a proporcionar valores elevados de p_2 desde el segundo 2 lo que permite inyectar más combustible y por lo tanto obtener mayor par efectivo en ese instante.

Finalmente, en la gráfica de la Figura 11.24 correspondiente a la presión de sobrealimentación se aprecia que a partir de segundo 4, cuando el par efectivo es prácticamente igual en los dos motores comparados, el valor de p_2 es todavía mucho mayor en el motor de doble etapa que en el de una etapa. La razón es que en motor de doble etapa tiene una tasa de EGR mucho más elevada (cercana al 30%) que el motor con una etapa de sobrealimentación.

11.6.4 Recirculación de gases de escape (EGR)

El uso de la recirculación de gases de escape (EGR) como un medio de reducir las emisiones de NO_x , tiene importantes implicaciones en la turbosobrealimentación que van a ser brevemente analizadas en esta sección.

Primero, es importante destacar que en motores turbosobrealimentados con p_2 mayor que p_3 , el EGR es una técnica muy difícil de ejecutar y que requiere actuaciones complejas.

En general, el EGR implica extraer del turbogrupo una parte del caudal proporcionado por el motor. Este caudal va quedar circulando en un ciclo cerrado entre el sistema de EGR externo y el cilindro del motor; es decir, sin pasar ni por la turbina ni por el compresor.

Por el lado del compresor, esto supone un menor gasto trasegado a igualdad de relación de compresión, con lo cual los puntos de funcionamiento se aproximarán más a la línea de bombeo que en el mismo motor sin EGR, aspecto que habrá que tener en cuenta junto al resto de consideraciones descritas en la sección 11.6.1.

Por otra parte, para la turbina supone perder una parte del caudal proporcionado por el motor con la consiguiente pérdida de potencia en los gases de escape con respecto a un motor sin EGR y para igualdad de condiciones operativas. La existencia de EGR agrava los problemas de escasez de energía en los gases de escape y hace más relevantes las consideraciones hechas al respecto en la sección 11.6.2.

Finalmente, destacar que el EGR es un problema añadido para los transitorios de carga de los motores turbosobrealimentados y la razón es el importante aumento de la opacidad de los gases de escape al aumentar la tasa de EGR. Este aumento, unido a la falta de aire que ocasiona el retraso del turbogruppo hace que el limitador de humos restrinja extraordinariamente el suministro de combustible y por lo tanto el transitorio pueda alargarse de manera inaceptable. En los motores donde el EGR no es necesario durante el transitorio de carga, la técnica habitual es que la ECU mande cerrar la válvula de EGR durante las demandas bruscas de par y posteriormente la ECU dé la orden de abrirla cuando el gradiente de par disminuye.

Cuando es necesario el concurso de EGR para controlar los NO_x durante el transitorio de carga esta estrategia no es posible, o al menos no es lo deseable. En este caso, la gestión de la turbosobrealimentación y del EGR de manera conjunta es una tarea necesaria y compleja.

11.7 Síntesis y perspectivas futuras

En esta última sección se realiza una síntesis del capítulo a través de una comparación entre las ventajas y los inconvenientes de los sistemas de sobrealimentación más frecuentes y se analizan las diferencias entre ellos en base a los conceptos descritos hasta ahora. Finalmente, se completa con el análisis de los requerimientos específicos y las perspectivas futuras que tienen los sistemas de sobrealimentación en los distintos tipos de motores.

11.7.1 Sobrealimentación mecánica frente a turbosobrealimentación

Los dos sistemas de sobrealimentación que se utilizan de forma generalizada son la sobrealimentación mecánica y la turbosobrealimentación. Entre las desventajas de la sobrealimentación mecánica se pueden apuntar:

- Como la energía mecánica necesaria para accionar el compresor se obtiene del motor, el rendimiento mecánico del motor se reducirá por aumento de la potencia consumida por los auxiliares, y de igual manera lo hará el rendimiento efectivo.
- Los compresores volumétricos son ruidosos, por lo que el diseño debe cuidarse mucho para filtrar el ruido.
- Si se comparan, a igualdad de potencia o de caudal, los compresores volumétricos con los turbocompresores, el incremento en volumen y peso de los primeros no es despreciable.

Debido a las dos últimas razones, algunos fabricantes han desarrollado turbocompresores accionados mecánicamente (Figura 11.20 b). No obstante, de todas las desventajas, es la primera la que ha determinado una menor utilización de la compresión mecánica frente a la turbosobrealimentación.

Pese a todo, existen ventajas en la utilización de la sobrealimentación mecánica como:

- Los compresores volumétricos mantienen la relación de compresión incluso a bajos regímenes y cargas, lo que se traduce en una curva de par decreciente con el aumento de régimen de giro, muy apta para la tracción.
- La respuesta del compresor en aceleraciones y cambios bruscos de carga es inmediata, mejorando el comportamiento dinámico del motor.

Si bien es cierto que últimamente las tendencias en el diseño de los motores han ido en dos direcciones, reducción de consumo y fundamentalmente de emisiones, se prevé que el consumo sea el factor fundamental que actúe como motor de innovación en las próximas décadas. Por ello, la turbosobrealimentación ha tomado y tomará una clara ventaja frente a la sobrealimentación mecánica.

Sin embargo, la turbosobrealimentación introduce otra serie de inconvenientes que es necesario tener en cuenta:

- La energía disponible en los gases de escape es menor a bajo régimen y a baja carga, por lo que la curva de par será creciente con el régimen de giro, lo cual no es favorable para la tracción de los vehículos.
- Durante los transitorios de aceleración o de aumento rápido de la carga del motor, el grupo de sobrealimentación va a tener un retraso relacionado con su inercia.
- El acoplamiento (fluidodinámico) entre el motor y el grupo de sobrealimentación no es fácil, ya que son dos máquinas muy diferentes. La principal diferencia es que las turbomáquinas (compresor y turbina) están diseñadas para trabajar en condiciones estacionarias con flujo continuo, mientras que el motor alternativo es capaz de operar en una amplia gama de gastos máscicos, con flujo esencialmente discontinuo.
- La energía en los gases de escape de un motor de combustión interna alternativo se va a presentar en dos formas, energía térmica (presión y temperatura) y energía cinética. El diseño del sistema de escape es fundamental para obtener el mayor aprovechamiento de la energía de escape y maximizar el aprovechamiento se contraponen con operar la turbina en condiciones de rendimiento óptimo.
- La potencia generada por la turbina de escape vendrá dada por un salto de presiones aguas arriba y aguas abajo de la turbina. Esto se traduce en un aumento de la contrapresión de escape y por lo tanto, en una disminución del rendimiento efectivo del motor. Sin embargo, la presión de admisión también se eleva por efecto del compresor de manera que la presión de admisión podría ser superior a la de escape, y el lazo de bombeo sería recorrido en sentido positivo. Esta situación es habitual en motores de alta cilindrada (salvo a baja carga y bajo régimen), pero por desgracia es una excepción en los motores usados para vehículos turismo.

El que la presión en el colector de escape sea mayor que la presión en el colector de admisión es una de las claves que señalan el techo del uso eficiente de la sobrealimentación. En efecto, la energía de los gases de escape recuperada por la turbina no es inocua para el motor cuando el lazo de bombeo es recorrido en sentido negativo, ya que en este caso la presión en el colector de admisión ha sido obtenida, en parte, a partir de un trabajo de bombeo que perjudica el rendimiento efectivo del motor.

Dicho de otro modo, si el índice de sobrealimentación (ξ) se deteriora de una manera importante, el aumento de las pérdidas de bombeo puede ser tan grande que el consumo específico del motor se vea más penalizado que usando un sistema de sobrealimentación mecánico, se llegaría en este caso al límite de la utilización eficiente de la turbosobrealimentación. Las causas que pueden llevar a este deterioro de ξ son en muchos casos tendencias actuales en el diseño de los motores motivadas por la reducción de las emisiones o del consumo. Como ejemplo se pueden apuntar las siguientes, que muchas veces se dan de forma conjunta:

- Altas presiones de sobrealimentación, lo que provoca bajo rendimiento del compresor.
- Alto nivel de EGR, lo que provoca poco caudal disponible en la turbina y menor energía en los gases de escape.

- Reducido número de cilindros, lo que provoca alto nivel de pulsación que reduce a su vez el rendimiento en la turbina, o reduce la energía disponible si se opta por sobrealimentación a flujo constante.
- Combustión homogénea (HCCI o PCCI), lo que provoca baja temperatura en los gases de escape.
- Pequeño tamaño de motor (*downsizing*) y bajo régimen de giro (*downspeeding*), lo que disminuye aún más el caudal disponible en la turbina.

Estas tendencias están aumentando el empleo de la sobrealimentación con sistemas biturbo serie; por ejemplo el sistema R2S[®] de Borg-Warner, para optimizar la energía de los gases de escape y su aprovechamiento. También se están utilizando los sistemas híbridos mecánico-turbogrupo, en los casos en que ξ se ha deteriorado gravemente y es requerido un elevado par en baja.

En general, la situación actual está llevando a los ingenieros a replantear el ratio coste-beneficio de la mayoría de las soluciones apuntadas en las secciones 11.6.1 y 11.6.2.

11.7.2 Turbosobrealimentación: flujo pulsante frente a flujo continuo

En el caso de motores que funcionen principalmente a plena carga, se prefiere usar flujo continuo en la turbina, porque conduce a un mayor rendimiento efectivo del motor por la mejora en el índice de la turbosobrealimentación. No obstante, en motores que trabajan a cargas parciales, o en motores en los que es necesaria una respuesta rápida del grupo de sobrealimentación, el flujo pulsante da un mejor resultado.

El número de cilindros del motor también influye en la elección del método de sobrealimentación. Así, si el número de cilindros es tres o múltiplo de tres, se prefiere el método de pulsos, ya que las pulsaciones de los tres cilindros se superponen de manera que el flujo de escape es bastante estacionario, estando limitada la pérdida de rendimiento isentrópico de la turbina debido a las pulsaciones (ecuación 11.29). En motores de más de 4 cilindros y que no son múltiplos de tres se prefiere el método de presión constante por su mayor simplicidad.

Podemos decir que las ventajas del sistema de pulsos son:

- Recuperación de la energía cinética de los gases.
- Respuesta rápida del grupo de sobrealimentación a variaciones bruscas de carga.
- Barrido garantizado aún en el caso de cargas parciales y posibilidad de funcionamiento incluso con rendimientos bajos del turbocompresor.

Y que los principales inconvenientes son:

- Baja recuperación de energía cuando únicamente existen uno o dos cilindros unidos a la admisión de la turbina, ya que se vacía el colector entre periodos de escape y eso repercute fuertemente en el rendimiento medio de la turbina (ecuación 11.29). Cuando se usa una turbina operando con flujo constante se corrige este efecto.
- Bajo rendimiento instantáneo de la turbina debido a que el flujo pulsante hace funcionar la turbina en un amplio rango de relaciones cinemáticas (ecuación 11.20).
- Necesidad de utilizar grandes tamaños de turbina y complejidad mayor de los colectores.

En resumen, el funcionamiento por ondas de presión puede ser considerado como un buen procedimiento para relaciones de compresión bajas o medias, si el número de cilindros que se unen a un colector de escape es tres o cuatro y si la utilización del motor es a menudo en régimen variable.

Las ventajas de la turbina de presión constante son:

- Buen rendimiento de la turbina.
- Sencillez del colector de escape.
- Posibilidad de emplear un solo turbogrupo independientemente del número de cilindros.
- Libertad para colocar el compresor en el lugar más idóneo y tamaño reducido de turbina. Y los principales inconvenientes se pueden centrar en:
 - Débil aceleración del turbo en aceleraciones bruscas del motor.
 - Barrido muy influenciado por el rendimiento del turbocompresor.
 - Disminución rápida del grado de sobrealimentación con la carga.
 - Necesidad de un colector de escape voluminoso.
 - Necesidad de utilizar una bomba de barrido auxiliar a cargas parciales en motores de dos tiempos.

En resumen, el funcionamiento a presión constante puede ser una buena solución para relaciones de compresión elevadas, en motores que normalmente funcionan a plena carga.

Por último, hay que indicar que en muchos casos se emplean convertidores de impulsos que constituyen una solución intermedia. Estos convertidores de impulsos fueron descritos en la sección 9.6.2 sobre renovación de la carga. El beneficio que se obtiene es doble, por una parte la turbina va a trabajar en condiciones de admisión total por el elevado número de cilindros conectados a la admisión de la turbina, y por lo tanto, su rendimiento será mayor, por otra, se reducen las interferencias entre los procesos de escape de los cilindros por el efecto eyector. Los convertidores de impulsos han sido especialmente utilizados para motores con un número par de cilindros.

Un sistema que produce un resultado similar al convertidor de impulsos es la llamada turbina de entrada múltiple, turbina dividida o turbina twin. Son turbinas a las que llegan varios conductos, provenientes de grupos de cilindros alternos en orden de encendido. Los flujos provenientes de cada grupo de cilindros se unen sólo en el interior de la turbina, reduciendo la interferencia entre los procesos de escape de los cilindros.

11.7.3 Sobrealimentación en 2T

La característica más importante que diferencia la sobrealimentación de los motores de dos tiempos frente a los de cuatro tiempos es el periodo de barrido. En particular, la necesidad de que la presión de admisión sea mayor que la de escape durante este periodo, para que el aire de admisión desaloje los gases quemados de la cámara de combustión (capítulo 10).

En un motor de cuatro tiempos, también podrá existir un periodo de barrido durante el cruce de válvulas, pero su principal misión es refrigerar la turbina y, por lo tanto, no será tan crítico como en los motores de dos tiempos, que no disponen de una vuelta de motor para realizar el proceso de renovación de la carga.

Los motores 2T sobrealimentados suelen ser grandes motores Diesel lentos en los que la relación de compresión del compresor debe de ser próxima a 3. Para garantizar el barrido en este tipo de motores es necesario que la relación entre las presiones de admisión y de escape se encuentre entre 1.1 y 1.2, independientemente del grado de sobrealimentación. Se ha de tener en cuenta además, que en este tipo de motores es necesario realizar el barrido con aire de admisión sin quemar, lo que se traduce en una disminución de la temperatura de escape, con lo que a plena carga la temperatura del escape suele estar alrededor de 400 °C. Si se observa la Figura 11.12 b) es necesario un rendimiento global superior al 60 %, para que con estas temperaturas se obtengan relaciones entre presiones de admisión y escape alrededor de 1.2. A

cargas parciales, las temperaturas de escape son todavía menores, por lo que los motores de dos tiempos requieren de una bomba de barrido auxiliar para el funcionamiento a carga parcial y para el arranque.

Al igual que para los MEC 4T, en los 2T la tendencia en las dos últimas décadas ha sido aumentar el grado de sobrealimentación, lo cual ha posibilitado incrementar la pme, por lo que es previsible que se generalice la utilización de compresión en doble etapa con refrigeración intermedia (Figura 11.18) cuando la relación de compresión sea mayor de 3.5. Las reticencias se basan fundamentalmente en los problemas mecánicos y térmicos que se presentan en estos grandes motores, en los que los criterios de fiabilidad y duración son fundamentales.

Se podría plantear el uso en estos motores de la sobrealimentación a impulsos, ya que en este caso, aprovechando la energía cinética de los gases de escape se puede funcionar adecuadamente a carga parcial. Sin embargo, teniendo en cuenta, que en general, se trata de motores de muchos cilindros que operan normalmente a plena carga con elevados grados de sobrealimentación, lo más usual es utilizar sobrealimentación a presión constante, con el uso de convertidores de impulsos, con lo que se consigue un mejor rendimiento de las turbomáquinas.

11.7.4 Sobrealimentación en 4T: MEC y MEP

El aumento del grado de sobrealimentación ha sido y es la tendencia general en estos motores. La pme pasó de 12 bar alrededor de 1960 a 20 bar a principios de los años 80 y existe una tendencia a sobrepasar los 25 bar de pme. Actualmente, la generación de 2010 de motores EcoBoost[®] GTDI (MEP sobrealimentado de inyección directa) de Ford alcanzan los 23.5 bar de pme.

Es importante resaltar que el aumento del nivel de sobrealimentación en los últimos años (y en el futuro) no ha estado ni estará condicionado por el aumento de la potencia, sino por la reducción del consumo y de las emisiones gracias a la reducción de la cilindrada (*downsizing*).

En paralelo, el motor ha tenido una evolución técnica y tecnológica que se ha traducido en una elevación importante de las tensiones térmicas y mecánicas admisibles. Las presiones máximas de combustión en MEC han ido creciendo alcanzando actualmente los 230 bar en transporte pesado y los 180 bar en turismos, lo mismo ha sucedido con las temperaturas locales que se encuentran en la actualidad en los 950 °C en el escape de los MEP.

Sirva a modo de ejemplo el MEC de 6 cilindros, con sobrealimentación de doble etapa, mostrado en la Figura 11.18 y cuyas prestaciones dinámicas se aprecian en la Figura 11.24. Este motor tiene una pme máxima del orden de 20 bar, lo que no lo diferenciaría mucho de los motores de 1980. Pero su presión máxima en el cilindro se acerca a los 230 bar, su presión de sobrealimentación supera holgadamente los 4 bar, la temperatura a la entrada de la turbina alcanza los 700 °C, con una tasa de EGR del 30%, un nivel de NO_x de 1.13 g/kWh y de partículas de 116 mg/kWh (con trampa de partículas) manteniendo el consumo por debajo de los 200 g/kWh, es decir sus emisiones de NO_x están divididas por más de diez y las de partículas por más de cien en relación a las de los motores de 1980, siendo su consumo más reducido.

Tendencias específicas en la sobrealimentación en MEC

En los motores de transporte pesado se ha visto que para valores de pme de hasta 20 bar ha sido suficiente con la sobrealimentación en doble etapa con refrigeración entre compresores y con un WG. Para valores de pme entorno a los 25 bar se requerirá el uso de una TGV en la etapa de alta presión y sistemas de distribución variable para optimizar la energía de los gases de escape.

Los MEC para turismos tienen un régimen de giro mucho más variable, existen limitaciones importantes en tamaño de colectores, turbogrupos, cambiadores y la respuesta del motor debe de ser rápida. Como consecuencia, se emplea de forma habitual la sobrealimentación por ondas de presión, y el grado de sobrealimentación tiene una tendencia clara a aumentar junto con la pme, lo que posibilita reducir de forma ostensible la cilindrada del motor.

Esta tendencia, conocida como *downsizing*, está llevando a los límites de utilización la turbosobrealimentación tradicional como se apuntó en la sección 11.7.1 y a medio plazo llevará a una generalización de los sistemas biturbo. El empleo del biturbo está también justificado por la necesidad de reducir el retraso del turbogrupo durante los transitorios de motor, que se hace más evidente cuanto mayor es el grado de sobrealimentación, debido a una mayor necesidad de aceleración de las turbomáquinas (régimenes de giro de hasta 240.000 rpm) para alcanzar el par máximo del motor.

Además, la necesidad de tener un par suficiente para la tracción (sin humos), es decir con p_2 elevada aun a bajo régimen de giro y con motores de muy pequeña cilindrada, está extendiendo la sobrealimentación mixta en doble etapa, turbina de escape más sobrealimentación mecánica. La tendencia gemela al *downsizing*, el *downspeeding*, lleva a la misma acumulación de problemas para el uso de la turbosobrealimentación.

Las ventajas en cuanto a aumento de rendimiento mecánico que proporcionan las técnicas *downspeeding* y *downsizing*, debido a las menores pérdidas de fricción y al mayor grado de carga medio al que trabajan los motores, se encontrarán con un límite si los avances en el desarrollo de los sistemas de turbosobrealimentación no acompañan esta tendencia.

Particularmente problemática es la mejora del rendimiento de turbogrupos cada vez más pequeños, menos adiabáticos y con mayores problemas de pérdidas de fricción y de pérdidas intersticiales en la periferia de los álabes. Esta situación es especialmente crítica cuando se le exige al turbocompresor trabajar en amplias zonas de funcionamiento, con flujos pulsantes y con bajas frecuencias de pulsación, consecuencia del reducido número de cilindros.

Tendencias específicas en la sobrealimentación en MEP

La técnica del *downsizing* es especialmente beneficiosa en MEP, debido a que el motor tiene que trabajar con un grado de carga medio más elevado y por lo tanto haciendo un menor uso de la mariposa de control del paso de aire, principal fuente de pérdidas mecánicas en los MEP a cargas parciales.

El consecuente aumento de la pme ha sido gracias a trabajar con tasas de sobrealimentación de hasta 2,5:1, que se elevarán de forma progresiva en el medio-corto plazo cuando se controle mejor la combustión con sistemas de inyección directa de gasolina. En realidad, puede decirse que hay una clara tendencia a la convergencia entre los MEP y los MEC con lo que sus sistemas de sobrealimentación irán progresivamente siendo más parecidos.

Además de los problemas asociados al *downsizing* y *downspeeding*, que ya han sido comentados con anterioridad, existen aún una serie de factores específicos de los MEP que merecen ser señalados:

- Al aumentar la presión y temperatura en el colector de admisión aparece una fuerte tendencia a la detonación. Por esta razón, actualmente, la relación de compresión de sobrealimentación no suele superar 2,5:1; ésta está regulada por un WG y está generalizado el uso del *intercooler*. La existencia de sensores de detonación también ayudan a prevenir este fenómeno. A plena carga se suele retrasar el encendido como método directo de control de la detonación (sensor de *knock*). Además, la relación de compresión volumétrica suele

disminuirse (entre 7:1 y 8,5:1). Finalmente, con los sistemas de inyección directa de gasolina, la inyección en las cercanías del PMS es posible en cargas parciales.

- Al tener un régimen de giro más amplio que los MEC, el acoplamiento del compresor y de la turbina es más complejo. El diseño de las válvulas de WG es más complejo y el acoplamiento de todo el campo del motor en un solo mapa de compresor más difícil de optimizar. Hoy en día, para los motores pequeños se han desarrollado compresores de menos de 30 mm de diámetro con rendimientos del orden del 70 % y con regímenes de giro máximos de 240.000 rpm.
- La curva de par es en principio poco apta para la tracción. Por el amplio rango de regímenes de giro son curvas de par con una fuerte tendencia a crecer con el régimen, con lo que el uso del WG o de una TGV se hace imprescindible. No obstante, la TGV es más sensible a las altas temperaturas de los gases de escape y menos usada, como veremos en el punto siguiente.
- Es necesario controlar la temperatura a la entrada de la turbina, que en muchos casos es excesiva debido a que los MEP trabajan esencialmente con dosado estequiométrico. Para evitar temperaturas excesivas a altos regímenes de giro del motor es habitual recurrir a mezclas muy ricas, mientras que para bajo régimen de giro las mezclas son ligeramente ricas para aumentar la temperatura y en consecuencia la energía en el escape.
- La mariposa de control de la carga puede situarse antes o después del compresor. Antes se logra que el régimen del turbo a cargas parciales caiga poco, disminuyendo el retraso del turbogrupo; ya que el compresor tiene que mantener una mayor relación de compresión para compensar la depresión creada a su entrada. Sin embargo, tiene el inconveniente de aumentar la potencia consumida por éste para lograr una p_2 dada, debido a que las pérdidas de carga aguas arriba del compresor se multiplican por la r_c . Si la mariposa se sitúa después del compresor, es necesario el uso de una válvula de baipás desde la salida hasta la entrada del mismo, para evitar sobrepresiones cuando se cierra la mariposa ya que en caso contrario el compresor entraría en bombeo. Por razones de consumo se prefiere la segunda opción, pese a necesitar un baipás.

11.8 Resumen

En este capítulo se ha descrito el concepto de sobrealimentación de MCIA de una forma amplia. Primero se han explicado sus ventajas en cuanto a mejora de potencia efectiva y reducción de consumo y se han analizado las implicaciones y los inconvenientes que la sobrealimentación tiene sobre otros aspectos del motor, especialmente el aumento de las tensiones térmicas y mecánicas.

A continuación se ha hecho una exhaustiva clasificación de los sistemas de sobrealimentación vigentes en la actualidad y se han descrito las curvas características de los compresores más usados.

Seguidamente, se han dedicado dos secciones del capítulo a explicar la turbosobrealimentación por ser la más extendida hoy en día y la más compleja conceptualmente. En la primera se han explicado las curvas características de los turbogrupos y a continuación cómo se debe abordar el acoplamiento de éstos con los MCIA. Este acoplamiento se ha desarrollado con detalle a través de un método sencillo válido únicamente para la sobrealimentación con flujo continuo. En el caso de sobrealimentación con flujo pulsante, la más frecuente en los MCIA de automoción, se ha analizado la mayor energía disponible en los gases de escape frente a la de flujo continuo.

En la segunda sección, dedicada a la turbosobrealimentación, se han descrito las principales dificultades para su implementación de forma óptima. Se ha concluido que son las carencias de energía disponible en los gases de escape, especialmente en los motores de pequeñas cilindrada y/o con altas tasas de EGR, la principal dificultad. A su vez se han analizado los transitorios de carga como una dificultad adicional, pues éstos se ven ralentizados por el retraso en la respuesta del turbogrupo. En cierta forma, el retraso del turbogrupo también está motivado por una limitación en la energía disponible en los gases de escape, que se ve especialmente agravada cuando además se debe vencer la inercia del turbogrupo a acelerarse durante un transitorio de carga.

Finalmente, se ha incluido un apartado donde se hace una síntesis de lo tratado en el capítulo discutiendo las ventajas e inconvenientes de los principales sistemas de sobrealimentación. Es decir, se compara sobrealimentación mecánica frente a turbosobrealimentación y dentro de la segunda, flujo pulsante frente a flujo continuo. Este último apartado se concluye con un análisis de las diferencias entre la sobrealimentación de los MCIA 2T frente a los 4T y en los 4T se analizan también las tendencias futuras de la sobrealimentación, distinguiéndose entre MEC y MEP.

Referencias y bibliografía

Referencias

1. Payri, F.; Benajes, J.; Reyes, M., Modeling of supercharger turbines in internal combustion engines. *International Journal of Mechanical Sciences* **38**(8-9), pp. 853-869, 1996.
2. Galindo, J.; Serrano, J.R.; Climent, H.; Tiseira, A., Experiments and modelling of surge in small centrifugal compressor for automotive engines. *Experimental Thermal and Fluid Science* **32**, pp. 818-826, 2008.
3. Galindo, J.; Luján, J.M.; Serrano, J.R.; Dolz, V.; Guilain, S., Design of an exhaust manifold to improve transient performance of a high-speed turbocharged Diesel engine. *Experimental Thermal and Fluid Science* **28**(8), pp. 863-875, 2004.
4. Serrano, J.R.; Arnau, F.J.; Dolz, V.; Tiseira, A.; Lejeune, M.; Auffret, N., Analysis of the capabilities of a two-stage turbocharging system to fulfil the US2007 anti-pollution directive for heavy duty Diesel engines. *International Journal of Automotive Technology* **9**(3), pp. 277-288, 2008.

Bibliografía

- Baines, N.C., *Fundamentals of turbocharging*. Concepts NREC, 2005.
- Bloch, H., *A practical guide to compressor technology*. McGraw-Hill, 1995.
- Dixon, S.L., *Fluid mechanics and thermodynamics of turbomachinery*. Pergamon, 1975.
- Heywood, J. B., *Internal combustion engine fundamentals*. McGraw-Hill, 1988.
- Hiereth, H.; Prenninger, P., *Charging the internal combustion engine powertrain*. Springer, 2007.
- Mataix, C., *Turbomáquinas térmicas*. CIE Inversiones Editoriales / Dossat 2000, 1988.
- Rakopoulos, C.D.; Giakoumis, E.G., *Diesel engine transient operation*. Springer, 2009.
- Watson, N.; Janota, M.S., *Turbocharging the internal combustion engine*. MacMillan, 1982.
- Zinner, K., *Supercharging of internal combustion engines*. Springer, 1978.

Capítulo 12

Movimiento del aire en el cilindro

J. M. Desantes

J. V. Pastor

12.1	Introducción.....	324
12.2	Características generales del flujo interno en motores.....	325
12.2.1	Métodos de medida de velocidad.....	326
12.2.2	Parámetros para caracterización del flujo.....	327
12.2.3	Mecanismos de generación de turbulencia en el cilindro.....	331
12.3	Descripción del movimiento del aire en el cilindro.....	332
12.3.1	<i>Swirl</i>	333
12.3.2	<i>Squish</i>	340
12.3.3	<i>Tumble</i>	349
12.4	Interacción del aire con el chorro de combustible.....	350
12.5	Resumen.....	351
	Referencias y bibliografía.....	352

12.1 Introducción

En capítulos precedentes ha quedado patente que el principal cometido de los sistemas de admisión y escape es la correcta renovación de la carga en el motor, es decir, el suministro al cilindro de la cantidad de aire, o de mezcla según el tipo de motor, necesaria para producir la potencia deseada y con la composición adecuada en términos de gases residuales. Sin embargo, no sólo es importante la cantidad de aire suministrado, sino también las características que tendrá el flujo generado por los conductos de admisión y su evolución en el interior del cilindro.

En motores de dos tiempos de barrido por lazo, ha quedado patente que el movimiento del aire en el cilindro va a condicionar enormemente el cortocircuito. En este caso es tan obvio el efecto que poco más puede decirse al respecto. Sin embargo, sin ser tan evidente, en los motores de 4 tiempos el movimiento del aire en el interior del cilindro juega un papel crucial en el desarrollo del proceso de combustión.

En los motores de encendido por compresión y en los motores de gasolina de inyección directa y mezcla pobre, aunque el proceso de combustión es mayoritariamente controlado por difusión, el movimiento del aire juega un papel dominante en el proceso de formación de la mezcla aire/combustible. La calidad del proceso de mezcla durante el tiempo de retraso condicionará el proceso de autoencendido en los motores Diesel y afectará, entre otros, a la emisión de hidrocarburos sin quemar y/o partículas; en el caso de los motores de gasolina de inyección directa y mezcla pobre, el flujo convectivo generado por las pipas de admisión es crucial para guiar la carga hacia la bujía y asegurar un buen desarrollo de la combustión. En determinadas ocasiones, en el diseño de los conductos de admisión se llega a sacrificar la capacidad de introducir aire en el cilindro (o coeficiente de descarga de la pipa) en aras de permitir la creación de ciertas estructuras del flujo al cierre de válvulas que favorezcan la combustión y, en la medida de lo posible, controlarlas o modificarlas en función de las condiciones operativas del motor. Resulta evidente, por tanto, que en ambos tipos de motor, el diseño de los conductos de admisión no puede independizarse del de la cámara de combustión, incluyendo la ubicación de la bujía si la hay, y de las condiciones geométricas y operativas del sistema de inyección, hasta el punto de que, como norma general, la modificación de únicamente uno de estos parámetros raramente va a permitir mejorar el comportamiento del motor.

Aún en el caso de los motores de encendido provocado y carga homogénea, en los que la combustión es en principio ordenada, iniciándose en la bujía y progresando en una mezcla homogénea, las características del flujo en el cilindro van a condicionar el desarrollo de la combustión. La reacción química de combustión, como se verá en capítulos posteriores, se verá afectada por algunas características del flujo: la turbulencia del flujo, en sus distintas escalas, condicionará la velocidad de combustión y el rango de dosados locales en los que la reacción química puede desarrollarse y, por ende, la fracción de inquemados o completitud de la combustión.

Adicionalmente, aunque la evolución del flujo en el cilindro viene determinada por la geometría de los conductos de admisión y por el movimiento del pistón, hay detalles en la estructura del flujo que varían de un ciclo a otro. Si bien tales variaciones pueden ser mínimas en ausencia de combustión, su efecto sobre el desarrollo de la llama en los primeros instantes del proceso es el origen del fenómeno conocido como dispersión cíclica, uno de los principales problemas del MEP de carga homogénea y crítico en motores de mezcla pobre, ya que una

combustión anómala puede contribuir desproporcionadamente a las emisiones contaminantes del motor.

Así pues, los detalles del flujo de aire o de la mezcla aire-combustible en el proceso de admisión, su evolución en el cilindro en función de la geometría de la cámara de combustión, la influencia que tiene sobre el inicio de la combustión, sobre la liberación de calor, o sobre la transmisión de calor a las paredes del motor y sobre el proceso de escape son aspectos importantes, especialmente cuando la minimización de consumo y emisiones contaminantes son los principios dominantes en el desarrollo del motor. Por este motivo, y dado que los detalles de la geometría de la cámara de combustión son muchas veces determinantes de la estructura y evolución del flujo de aire en el cilindro, el diseño de los sistemas de combustión se realiza actualmente mediante cálculo CFD. Los códigos de cálculo actuales predicen con precisión sorprendente las características y evolución del flujo medio, pero requieren un modelo para la turbulencia. Por ello, sigue siendo necesaria la realización de medidas experimentales en configuraciones más simples que permitan el desarrollo, el ajuste y la validación de los modelos implementados en el código.

En este capítulo se presentan las características generales del flujo en MCIA y se hace una descripción general de la estructura y desarrollo del flujo en el cilindro, con las simplificaciones necesarias para facilitar la comprensión de la interacción entre el movimiento del aire y el desarrollo de la combustión.

12.2 Características generales del flujo interno en motores

El estudio del flujo en el interior de un Motor de Combustión Interna Alternativo resulta una tarea ardua debido a las peculiares características que presenta. La complejidad de los procesos de renovación de la carga y combustión se debe fundamentalmente a una serie de características del flujo, que pueden resumirse en:

- Flujo no estacionario debido a la presencia de contornos móviles, en particular pistón y válvulas de admisión y escape. El movimiento medio del flujo está en fase con el ciclo del motor, presentándose siempre variaciones de un ciclo a otro en mayor o menor grado (variación o dispersión cíclica).
- Flujo turbulento en todas las condiciones de operación con diversidad de escalas.
- Flujo tridimensional, carente en general de propiedades de simetría.
- Flujo bifásico, reactivo y a altas temperaturas.

El estudio de las características de la turbulencia tiene un interés innegable debido a la importancia que dicho factor tiene para la mezcla a escala molecular del combustible con el aire. Sin embargo, numerosos estudios experimentales han puesto de manifiesto que dicha caracterización dista de ser sencilla como consecuencia de la presencia de distintas escalas espaciales y temporales en la evolución del flujo.

Cuando se considera el movimiento del aire en el interior del cilindro de un MCIA, es necesario distinguir tres aspectos fundamentales y, en aras de la comprensión, considerarlos de forma independiente y estableciendo vínculos cuando proceda: 1) las grandes estructuras como el *swirl*, el *squish* o el *tumble*, que se representan en la Figura 12.1 y permiten describir el movimiento del aire inducido en el cilindro por el flujo de admisión, hasta que se perturba por el inicio de la inyección (si la hay) o el autoencendido (en motores de carga homogénea), 2) el movimiento inducido por la propia combustión como el *reversed squish* y 3) la turbulencia generada por los distintos mecanismos, incluyendo la inyección del combustible si la hay.

La comprensión de tales aspectos es todavía limitada, especialmente tras la inyección de combustible y el inicio de la combustión, pero existen tanto medidas experimentales como simulaciones por cálculo CFD que permiten ahondar en la estructura del flujo y su efecto en la combustión.

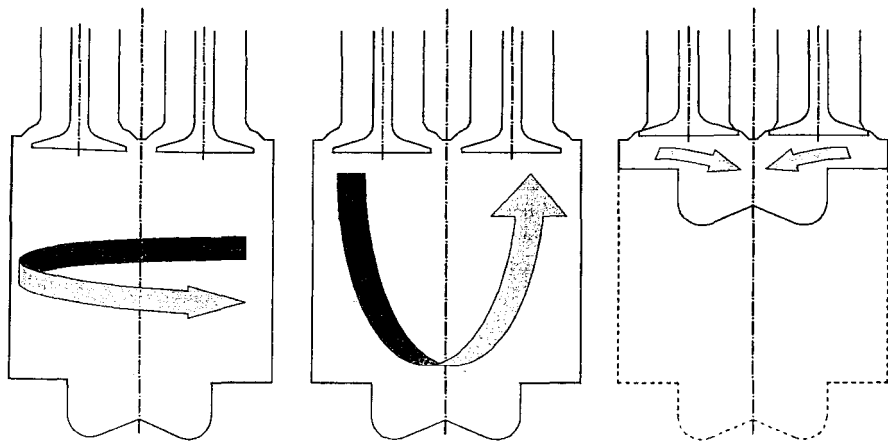


Figura 12.1 Representación esquemática de las estructuras del flujo en cilindro de un motor Diesel de inyección directa: swirl, tumble y squish.

12.2.1 Métodos de medida de velocidad

La caracterización del flujo de aire en el cilindro, pasa en cualquier caso por la medida experimental de la velocidad del aire en condiciones realistas de operación [1]. El anemómetro ideal para este fin debería ser capaz de determinar con precisión y simultáneamente las tres componentes ortogonales del vector velocidad, con resolución espacial inferior a la fracción de milímetro y con precisión temporal del orden de microsegundos y frecuencias de adquisición de hasta 100 kHz. Estas medidas deberían poder realizarse en geometrías complejas, en ocasiones carentes de simetría y en flujos reactivos con temperaturas máximas superiores a 2500 K y presiones pico superiores a 150 bar. El método de medida debería ser no intrusivo para no alterar el flujo a medir y las modificaciones en el motor para permitir la medida deberían ser mínimas. Por último la medida debería realizarse con el motor funcionando en las condiciones operativas habituales y durante un período de tiempo suficientemente largo para una medida fiable.

Huelga decir que dicho instrumento no existe actualmente y es poco probable que exista como se ha planteado aquí en un futuro imaginable. Sin embargo, es posible la caracterización del flujo en determinados aspectos de relevancia, adoptando soluciones de compromiso [2]. La elección de las variables físicas a medir, incluyendo la zona de interés condicionan tanto la técnica de medida como la solución adoptada para acceder a la zona de interés.

Entre las técnicas experimentales para la medida de velocidad del aire, puede distinguirse dos grupos: en un primer grupo, las técnicas de campo extenso como la Velocimetría de Imágenes de Partículas (PIV) y sus variantes, permiten la medida simultánea del campo de veloci-

dad en un plano con buena resolución espacial (actualmente del orden del milímetro) pero, con la tecnología actual, la resolución temporal se ve limitada a una medida por ciclo de motor aproximadamente. En un segundo grupo, las técnicas de medida puntual como la anemometría láser Doppler (LDV) o la Anemometría de hilo caliente (HWA), permiten la medida simultánea de varias componentes de velocidad en un único punto (con resolución espacial del orden de 300 micras) pero con excelente resolución temporal, lo que las hace idóneas para la medida de turbulencia. Pueden encontrarse en la literatura resultados de medidas en motor con tasas de adquisición de decenas de kHz con anemómetros láser y superiores con hilo caliente [3].

12.2.2 Parámetros para caracterización del flujo

En flujos turbulentos los fenómenos de transporte de masa, cantidad de movimiento y energía y, consecuentemente, las tasas de mezcla, son varios órdenes de magnitud superiores a los asociados a difusión molecular. Esta difusión turbulenta es una consecuencia de las fluctuaciones locales del campo fluido y juega un papel dominante en el desarrollo de la combustión en MCIA. Sin embargo, hay dos aspectos fundamentales de la turbulencia a tener en cuenta: en primer lugar, la turbulencia es rotacional y, por lo tanto, viene caracterizada por una elevada vorticidad, de modo que las fluctuaciones de velocidad en un flujo turbulento pueden entenderse como asociadas a la existencia de vórtices en el flujo de diferentes tamaños y velocidades de rotación. En segundo lugar, los flujos turbulentos son siempre disipativos: la energía cinética asociada a la turbulencia se disipa por fricción viscosa, produciendo un incremento en la energía interna del flujo. Por lo tanto, mantener las elevadas tasas de mezcla del flujo turbulento requiere el aporte de energía para generar y/o mantener esa turbulencia y evitar que decaiga.

Con estas consideraciones, resulta evidente que la correcta caracterización del flujo interno en motores requiere distinguir las componentes asociadas al flujo medio de las componentes fluctuantes asociadas a la turbulencia. El razonamiento que sigue, por simplicidad, se realizará para una sola componente, u , del vector velocidad. Obviamente, el procedimiento para las otras dos componentes sería idéntico y remitimos al lector interesado a consultar bibliografía específica más detallada como [4, 5].

En un campo fluido estacionario y turbulento es posible utilizar la descomposición de Reynolds que permite representar (Figura 12.2) la velocidad instantánea $u(t)$ existente en un punto, como la suma de una componente media U y una fluctuante $u'(t)$:

$$u(t) = U + u'(t) \quad (12.1)$$

La componente media U es el promedio temporal de $u(t)$, y viene dado por:

$$U = \lim_{\tau \rightarrow \infty} \frac{1}{\tau} \int_{t_0}^{t_0+\tau} u(t) dt \quad (12.2)$$

Como las fluctuaciones turbulentas tienen media cero, se suele trabajar con su momento de orden 2, la desviación típica, que recibe el nombre de intensidad turbulenta, I .

$$I = \lim_{\tau \rightarrow \infty} \left[\frac{1}{\tau} \int_{t_0}^{t_0+\tau} u'^2(t) dt \right]^{1/2} = \lim_{\tau \rightarrow \infty} \left[\frac{1}{\tau} \int_{t_0}^{t_0+\tau} (u(t) - U)^2 dt \right]^{1/2} \quad (12.3)$$

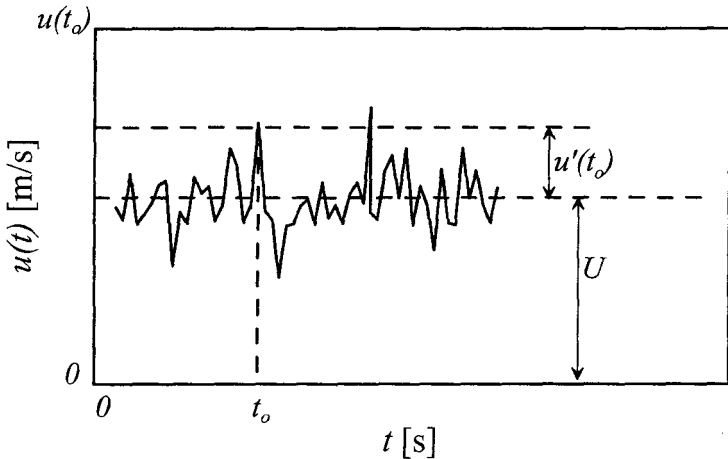


Figura 12.2 Velocidad media y componente fluctuante.

Así mismo, la energía cinética asociada a esta fluctuación turbulenta de la velocidad, se suele denominar energía cinética turbulenta, k , y a su tasa de disipación, se la representa habitualmente como ε . Ambos parámetros se consideran como magnitudes conservativas en los modelos de turbulencia conocidos como modelos $k - \varepsilon$. En flujo isótropo, vienen dadas por:

$$k = \frac{3I^2}{2} \quad ; \quad \varepsilon = C \frac{k^{3/2}}{L_{int}} \quad (12.4)$$

donde C es una constante que depende del modelo y L_{int} es la escala integral espacial que se define a continuación.

Un segundo grupo de parámetros que nos permite caracterizar la turbulencia de un flujo son las escalas de turbulencia, tanto espaciales como temporales. Si asumimos que la turbulencia en un flujo puede entenderse como asociada a la existencia de vórtices, las escalas espaciales hacen referencia al tamaño característico de dichos vórtices y las temporales a su tiempo de vida característico. Teniendo en cuenta que en un flujo turbulento el tamaño de los vórtices mayores está acotado por los límites físicos del sistema y el de los menores por la difusión molecular, es habitual considerar dos tipos de escalas: la escala integral espacial y la escala de Kolmogorov como indicadores de las mayores y menores estructuras existentes en el flujo respectivamente.

La escala integral espacial es la distancia máxima que separa dos puntos en los que la medida de velocidad está correlacionada y sus valores característicos son del orden de los de las dimensiones del entorno en el que se desarrolla el flujo. Debe determinarse experimentalmente integrando el coeficiente de autocorrelación de la medida de velocidad ($R_L(x)$ o $R_T(t)$):

$$L_{int} = \int_0^{\infty} R_L(x) dx = \int_0^{\infty} \frac{\sum_{i=0}^n \frac{1}{n} (u'(x) \cdot u'(x + x_i))}{u'(x)^2} dx \quad (12.5)$$

Análogamente, la escala integral temporal es el intervalo que separa dos instantes de tiempo en los que la medida de velocidad en un punto esta correlacionada. (Figura 12.3).

$$\tau_{int} = \int_0^{\infty} R_T dt = \int_0^{\infty} \frac{\sum_{i=0}^n \frac{1}{n} (u'(t) \cdot u'(t + t_i))}{u'(t)^2} dt \quad (12.6)$$

En el caso del cilindro de un MCIA, la escala integral espacial sería del orden del tamaño de la válvula de admisión o del área de cortina de válvula durante el inicio del proceso de admisión, o del tamaño del cilindro cuando el flujo de admisión está desarrollado.

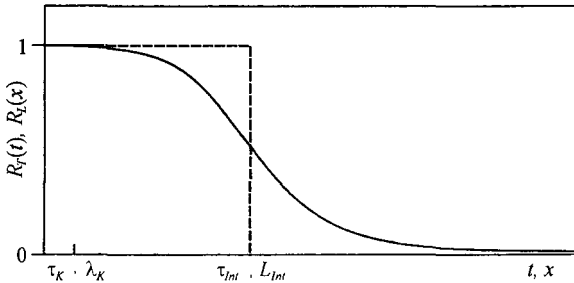


Figura 12.3 Coeficiente de correlación de velocidad y escalas de turbulencia.

Medir las escalas espaciales directamente requeriría la medida de velocidad simultáneamente en dos puntos separados una distancia controlada y variable, lo cual es extremadamente complejo y únicamente se ha realizado en motores en contadas ocasiones [6], aunque en otros trabajos se ha propuesto utilizar la técnica PIV en motor para obtener una estimación de algunas escalas espaciales [7]. Por este motivo es mucho más habitual asumir la hipótesis de Taylor de que las escalas espaciales y temporales están relacionadas por las velocidades características del flujo como $L_{int} = U \cdot \tau_{int}$. La hipótesis de Taylor es válida cuando la escala temporal característica de los torbellinos es mucho mayor que el tiempo requerido para que dichos vórtices sean arrastrados por el flujo medio hasta la zona de medida, es decir, cuando $I \ll U$. Cuando no existe un flujo medio intenso, Tabaczynski [8] propuso relacionar ambas escalas mediante $L_{int} = C \cdot I \cdot \tau_{int}$, donde C es una constante del orden de la unidad.

En esos casos, es posible determinar experimentalmente la escala integral temporal a partir de la medida en un único punto mediante HWA o LDV, como el máximo tiempo en el que la medida de velocidad en un punto esta correlacionada consigo misma. Para que esta medida sea fiable, es necesario que la resolución temporal del anemómetro y la tasa de datos sea suficientemente alta.

De esta forma, τ_{int} es un indicador del tiempo que tardan las estructuras del flujo en volver a pasar por el punto de medida al ser arrastrada por los vórtices mayores o, en flujos sin movimiento medio, una estimación de la vida media de los vórtices más grandes.

La rotura de las macroestructuras del flujo en vórtices de tamaño cada vez menor, va dando lugar a un flujo cada vez más isotrópico (los torbellinos más pequeños responden más rápidamente a cambios en los patrones locales del flujo) hasta llegar a un tamaño mínimo en el

que la energía cinética de los torbellinos se disipa en calor por viscosidad molecular. Estas microescalas espaciales y temporales, llamadas de Kolmogorov, vienen dadas por:

$$\lambda_K = \left(\frac{\nu^3}{\varepsilon} \right)^{1/4} ; \tau_K = \left(\frac{\nu}{\varepsilon} \right)^{1/2} \quad (12.7)$$

donde ν es la viscosidad cinemática, y ε es la tasa de disipación turbulenta. La microescala espacial indica el tamaño de los torbellinos menores en el flujo y la temporal caracteriza la difusión de momento de dichas estructuras.

En un campo no estacionario, la velocidad del fluido depende del tiempo y, por tanto, la velocidad media también dependerá del tiempo. En el caso de un flujo periódico o cuasiperiódico como es el caso de los MCIA, se hace necesario definir la fase α de cualquier dato como un parámetro que está directa y unívocamente relacionado con el instante del ciclo en el que el dato fue adquirido. En el caso que nos ocupa, la fase vendrá dada por el ángulo de cigüeñal en el instante de la adquisición del dato y todos los parámetros antes comentados deberán estimarse para cada posición angular.

Debido además a las limitaciones propias de cualquier sistema de adquisición de datos, ya sea la resolución temporal del sistema de medida, como el carácter aleatorio o a intervalos regulares de los eventos que se registran como datos, la fase vendrá afectada de una incertidumbre representada por la anchura de la ventana de discretización o resolución temporal del sistema $\Delta\alpha$, que será tanto mayor cuanto menor sea la tasa de adquisición de datos del instrumento de medida. Para solventar estas deficiencias asociadas a la aleatoriedad de los datos o la baja tasa de adquisición, es habitual acumular datos procedentes de diferentes ciclos de motor y hacer un análisis promediado en fase. De esta forma, la velocidad media del flujo y su dispersión en cada intervalo se obtienen a partir de las medidas válidas de velocidad instantánea obtenidas en el intervalo angular considerado $\alpha \pm \Delta\alpha$ a lo largo de varios ciclos.

Sin embargo, no puede afirmarse que la componente fluctuante de la velocidad obtenida a partir de medidas promediadas en fase represente la turbulencia del flujo; en esta componente fluctuante, a la oscilaciones de velocidad en escalas espaciales y temporales pequeñas, típicas de la turbulencia y que tendrán su importancia en la micromezcla y en la propagación de la combustión, se suma la variabilidad en el flujo medio entre ciclos distintos del motor. Esta dispersión cíclica es generalmente pequeña cuando existe un flujo intenso dominante como puede ser el *swirl* o el *squish* en motores Diesel de inyección directa, pero cobra importancia en motores de encendido provocado como se verá en el capítulo 18.

Para poder separar ambos fenómenos, es necesario analizar los datos con resolución ciclo a ciclo. Según este planteamiento, cada ciclo es único e irrepetible, con lo que el problema del análisis reside en estimar la velocidad media en el ciclo en cada intervalo angular. No obstante, debido al inherentemente bajo número de datos adquirido en general en condiciones de motor, no siempre es posible obtener un valor fiable mediante una simple media aritmética siendo necesario emplear métodos de procesado de datos más sofisticados y que, a menudo, necesitan hacer hipótesis sobre la propia estructura del flujo turbulento.

Una alternativa intermedia es el análisis con muestreo condicionado, en el que básicamente se realiza un análisis promediado en fase, pero sólo de aquellos ciclos que cumplen un determinado criterio definido a partir de los objetivos perseguidos en el estudio concreto (como, por ejemplo, que la presión máxima en cilindro para los ciclos válidos se encuentre dentro de un rango).

12.2.3 Mecanismos de generación de turbulencia en el cilindro

Antes de entrar a analizar cómo puede generarse turbulencia en el cilindro, y dado que se ha comentado que la turbulencia intensifica los fenómenos de transporte, cabe plantearse cuánto es el beneficio real que la turbulencia aporta al proceso de mezcla. Dada la complejidad de las ecuaciones que gobiernan el flujo turbulento, podría simplificarse el problema definiendo una difusividad efectiva o difusividad turbulenta D_t que representara convenientemente los efectos de la turbulencia y que podría relacionarse con una viscosidad turbulenta μ_t , a través del número de Schmidt, que suele tomar valores muy próximos a 1. Así, al igual que la viscosidad relaciona el flujo de cantidad de movimiento con los esfuerzos cortantes, la viscosidad turbulenta intenta relacionar el flujo de energía cinética turbulenta con los esfuerzos de Reynolds, y sería proporcional a una velocidad característica (la intensidad turbulenta) y a una cierta longitud característica (la escala integral espacial).

$$D_t \approx \mu_t \propto \rho l L_{int} \quad (12.8)$$

Esto indica que el transporte de masa en flujo turbulento es aproximadamente proporcional al tamaño e intensidad de los torbellinos; en otras palabras, el efecto de la turbulencia sobre el proceso de mezcla puede entenderse como el debido a los efectos convectivos de los vórtices asociados a las fluctuaciones de velocidad y depende, por lo tanto, del tamaño de los vórtices y de su energía cinética. Cabe destacar que la viscosidad turbulenta, que surge históricamente como un parámetro ficticio para modelar la turbulencia, es uno de los parámetros de base de los métodos RANS, que siguen siendo los más usados en ingeniería. Sin embargo, hay que tener siempre presente que la viscosidad turbulenta, que no es una viscosidad real, es una propiedad del flujo, no del fluido, por lo que no se puede suponer constante ni siquiera en pequeñas regiones del mismo flujo. Además, en un flujo turbulento el rango de escalas y velocidades características es muy amplio, por lo que cualquier intento de mantener constante o incluso en un rango pequeño de valores esta viscosidad turbulenta está condenado al fracaso.

Con este razonamiento vuelve a hacerse patente el carácter disipativo de la turbulencia. Por lo tanto, es necesario el aporte de energía para generarla y para mantenerla. En el flujo interno del cilindro de un MCIA, hay dos mecanismos básicos que contribuyen a generar turbulencia: 1) la aparición de fuertes gradientes de velocidad en el cilindro producidos por el flujo de admisión y/o por la inyección de combustible, y 2) la destrucción de macroestructuras del flujo durante la compresión por interacción con la geometría de la cámara de combustión.

Si nos centramos en el flujo gaseoso en el cilindro, el primero de estos mecanismos es tal vez el menos relevante, ya que la turbulencia generada por la entrada de aire a través de las pipas de admisión raramente persiste hasta la combustión; durante la carrera de admisión la turbulencia en el cilindro aumentará por la propia evolución de chorro de aire que atraviesa la sección de las válvulas pero, una vez termina la admisión, el aire admitido en el cilindro tiende a ordenarse formando un vórtice forzado de mayor o menor intensidad, con lo que la turbulencia generada por fricción entre capas del fluido tiende a disiparse durante la carrera de compresión, habiendo desaparecido casi completamente en el PMS [9].

El segundo de los mecanismos para la generación de turbulencia tiene mucha más importancia. Al avanzar la compresión el flujo tiene que confinarse en la cámara de combustión, y el movimiento así generado interaccionará con las estructuras existentes en mayor o menor medida dependiendo de los detalles de la geometría de la cámara de combustión, provocando esfuerzos en el fluido que dan lugar a la generación de turbulencia. En el caso de un motor

Diesel de inyección directa, se trata de la interacción *swirl-squish* que se analizará más adelante [10]; en otros tipos de cámara de combustión será la interacción de otras estructuras del flujo como *swirl-tumble* o *squish-tumble*.

Finalmente, la propia inyección de combustible a alta presión es tal vez el mecanismo que más contribuye a la generación de turbulencia en motores de inyección directa: durante la inyección, el combustible entra en la cámara a velocidades de varios cientos de metros por segundo, encontrándose con el aire a velocidades del orden de pocas decenas de metros por segundo en el mejor de los casos, y en dirección distinta a la del propio chorro. De esta forma, la velocidad relativa entre ambos fluidos es enorme, generándose por fricción entre capas un incremento de la turbulencia que favorecerá el proceso de mezcla del aire con el combustible y el desarrollo de la combustión. Además, hay que tener en cuenta que la turbulencia generada por esta vía, lejos de ser homogénea e isotrópica, se produce directamente en la zona donde se desarrollará la combustión, por lo que su relevancia será todavía mayor. Sin embargo hay dos aspectos a tener en cuenta: por una parte, dicha turbulencia no es fácilmente controlable ya que no puede desacoplarse el proceso de inyección (instante, duración o presión de inyección) del desarrollo de la combustión; por la otra, sólo en los casos en los que la inyección se produce en las proximidades del PMS (como en el motor Diesel o en el motor de gasolina de inyección directa y carga estratificada) el nivel de turbulencia generado por este mecanismo será importante; en otros tipos de motor como los de carga homogénea de gas, gasolina o HCCI, la importancia de la turbulencia generada por esta vía será mucho menor.

12.3 Descripción del movimiento del aire en el cilindro

La estructura del flujo turbulento en el cilindro, tanto del flujo medio como de la componente turbulenta, desempeña un papel primordial en la preparación de la mezcla, combustión, y procesos de formación y destrucción de contaminantes en prácticamente cualquier tipo de MCIA. Pero es tal vez en el motor Diesel de inyección directa donde los aspectos a los que afecta la estructura del flujo son más numerosos. Por este motivo, en lo que sigue se tomará como caso de referencia este tipo de motor con el fin de facilitar la comprensión de los razonamientos. En la mayor parte de los casos, la extrapolación del concepto a otros tipos de motor resultará evidente para el lector y cuando no sea así se hará mención explícita a la relevancia del concepto en otros tipos de motor.

El ciclo motor consta de una serie de procesos no estacionarios interrelacionados a los que conviene prestar atención por separado. Esta secuencia comienza con la admisión del aire al interior del cilindro a través de las válvulas de admisión y termina con la expulsión de los gases quemados a través de las válvulas de escape. Si bien la combustión propiamente dicha en los motores de inyección directa va a depender casi exclusivamente de la calidad de la inyección y del movimiento del aire en las proximidades del PMS de combustión, este último factor va a estar influenciado por las condiciones de entrada del flujo al cilindro, así como por su desarrollo durante la compresión.

Durante la carrera de admisión e inicio de la de compresión, tanto las estructuras del flujo como la turbulencia influyen en la estratificación de la carga y de los gases residuales, así como en el proceso de mezcla a nivel molecular en sistemas de combustión de carga homogénea. Sin embargo, en los motores Diesel de inyección directa los detalles del flujo durante este período son poco importantes, ya que las estructuras generadas en el cilindro durante la admisión a través a las válvulas se han disipado casi completamente en el PMI. Únicamente las

macroestructuras como el *swirl* y el *tumble* sobreviven a la compresión y tienen su influencia sobre el flujo medio y la intensidad de la turbulencia en el PMS. Las estructuras existentes al final de la compresión influyen en el transporte de la masa de combustible inyectada y en la posterior difusión turbulenta de calor y especies. Más tarde en el ciclo, las estructuras del flujo son igualmente importantes. Durante la fase de combustión por difusión del motor diesel, la oxidación del combustible y de las partículas de hollín está controlada por la tasa de mezcla de dichas sustancias con el oxidante. En esta fase, las macroestructuras del flujo son responsables, no solo de asegurar la macromezcla del combustible y los oxidantes en la misma zona del cilindro, sino además son responsables de generar la intensidad de turbulencia requerida para la adecuada micromezcla antes de que la disminución de temperatura en el cilindro como consecuencia de la expansión ralentice excesivamente la reacción química de la combustión. Con la tendencia al desarrollo de sistemas de combustión de bajas emisiones empleando altos grados de dilución de la carga y combustión tardía, la necesidad de asegurar un nivel de turbulencia que asegure una buena mezcla es más acuciante. Para ello, comprender la influencia de los distintos parámetros geométricos y de funcionamiento sobre la estructura del flujo y los mecanismos de generación de turbulencia son fundamentales para poder hacer un uso correcto de los modelos implementados en los códigos CFD que habitualmente se usan como herramientas de diseño de motor [11].

En los motores diesel de inyección directa rápidos, con la cámara de combustión labrada en el pistón, hay dos componentes básicas del flujo: el movimiento de rotación de la carga alrededor del eje del cilindro, conocido como *swirl*, y el movimiento radial denominado *squish* debido al confinamiento del aire en el interior del *bowl* durante la carrera de compresión. Un tercer tipo de macroestructura, que tiene su importancia en motores de encendido provocado, tanto de carga homogénea como de carga estratificada, es la formada por vórtices con el eje de rotación normal al del cilindro, conocido como *tumble*. Estas tres estructuras se esquematizan en la Figura 12.1 y se analizan por separado en los apartados siguientes.

12.3.1 *Swirl*

Con el nombre de *swirl* se denomina el movimiento de rotación del aire alrededor del eje del cilindro, y se origina durante el proceso de admisión. Por la geometría de las pipas de admisión, el aire entra al cilindro con un cierto momento angular que da lugar a la formación de una estructura que evoluciona hacia un vórtice forzado concéntrico al cilindro. La intensidad de tal vórtice o intensidad del *swirl* al cierre de válvulas o, de forma simplificada, en el PMI, viene determinada por la geometría y disposición de las pipas, mientras que a partir de ese momento, está únicamente controlado por la pérdida de momento angular por fricción viscosa durante la compresión y, en motores Diesel, por el confinamiento de la carga en el interior del *bowl*.

En términos generales, el *swirl* contribuye a distribuir el combustible en la cámara, mejorar la mezcla aire/combustible y el aprovechamiento del oxígeno disponible, así como reducir el efecto de pared. Sin embargo, un *swirl* demasiado intenso puede dificultar el desarrollo de la combustión como se verá más adelante.

Influencia de la geometría de las pipas de admisión

En el efecto que produce el sistema de admisión sobre el flujo pueden distinguirse tres aspectos diferenciados, aunque interrelacionados: la influencia del colector de admisión, la in-

fluencia de las pipas de admisión y las válvulas, y la influencia de otros elementos como la mariposa de estrangulamiento en MEP y los grupos de sobrealimentación.

Los factores fundamentales para el diseño y optimización de sistemas de admisión son dos: la capacidad para permitir el máximo paso de aire al cilindro, caracterizado por el rendimiento volumétrico o el coeficiente de descarga, y la capacidad para generar vorticidad y turbulencia al fluido a la entrada al motor. La optimización conjunta de ambos aspectos requiere generalmente adoptar una solución de compromiso, por los efectos antagonistas que suele tener la optimización por separado de cada uno de estos aspectos.

Si bien la cantidad de aire que entra al cilindro va a jugar un papel primordial en las prestaciones del motor, la generación de vorticidad o *swirl* no es menos importante. A este respecto, podemos clasificar las pipas de admisión en dos grandes grupos atendiendo a cómo y en qué zona del conducto se genera el movimiento de rotación del aire.

En las pipas helicoidales, el movimiento de rotación se genera por la propia geometría helicoidal del conducto, controlándose el flujo de momento angular por el valor del paso de la hélice. Las pipas direccionales, sin embargo, dirigen el aire tangencialmente contra las paredes del cilindro y la vorticidad se controla con la inclinación del conducto, la excentricidad de la válvula respecto al eje del cilindro y la relación entre las distintas componentes de velocidad del aire a la salida de la válvula. La Figura 12.4 muestra algunos ejemplos de configuraciones habituales. La efectividad de ambos tipos de pipa para mejorar el proceso de mezcla y la evolución de la combustión depende mucho del tipo de motor que se emplea.

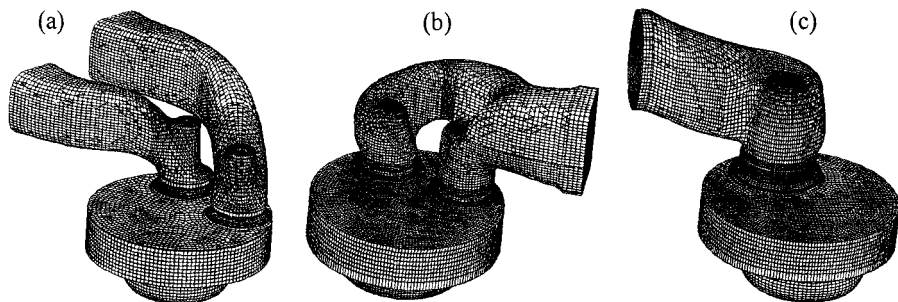


Figura 12.4 Diferentes disposiciones de conductos de admisión. (a) pipas direccionales independientes; (b) pipa direccional - helicoidal; (c) pipa helicoidal para culata de 2 válvulas.

En general, puede afirmarse que las pipas helicoidales producen torbellinos más intensos a levantamientos de válvula bajos y medios, mientras que las direccionales producen mayor vorticidad para levantamientos altos. En los modernos motores Diesel de inyección directa, hay una tendencia cada vez mayor al uso de geometrías de cámara lo más simétricas posible, con el inyector ubicado en el eje del cilindro, y cuatro válvulas por cilindro. El hecho de disponer de dos válvulas de admisión tiene ventajas innegables en cuanto a las posibilidades de control del *swirl*. En el caso de tener dos pipas independientes, pueden diseñarse con distinta capacidad de generación de vorticidad, e incluso orientarlas de forma que el flujo generado en la cortina de las válvulas interfiera en el cilindro produciendo una vorticidad neta menor que la que generaría cada pipa por separado. Si se hace así, una simple válvula de mariposa en una de

las pipas permitiría incrementar el *swirl* generado a baja carga, garantizando una mejor distribución del combustible. Obviamente, a plena carga es necesario garantizar la mayor capacidad de llenado del cilindro y la vorticidad sería la de diseño.

Medida de *swirl*

La capacidad de generación de vorticidad, o *swirl*, de las pipas de admisión de un motor, puede determinarse de forma relativamente sencilla en condiciones de flujo estacionario. Si bien se ha comentado que los códigos CFD actuales permiten simular el flujo medio de forma precisa, la medida experimental detallada del flujo generado por las pipas de admisión con geometrías complejas ha sido tradicionalmente uno de los casos considerados para el desarrollo y ajuste de los modelos por las ventajas que la configuración ofrece desde el punto de vista experimental. Pero, además, la medida integral de la vorticidad generada en el cilindro por el sistema de admisión, convenientemente normalizada, ha sido empleada durante décadas como criterio de diseño del sistema de combustión, y se sigue empleando cuando se requiere evitar la costosa simulación de la parte abierta del ciclo del motor, iniciando el cálculo en el cierre de válvulas y usando como condiciones iniciales los datos obtenidos en ensayos de la culata en flujo estacionario.

El dispositivo experimental para la caracterización de la vorticidad generada por la culata es muy simple. Basta con generar un flujo estacionario que, a través de las pipas de admisión abiertas a levantamientos de válvula prefijados, descarga en un cilindro que simula el cilindro del motor. La caída de presión en el conjunto pipa-válvula se mantiene constante en valores que aseguren que el flujo es turbulento, con lo que se asegura la independencia de los resultados del salto de presión generado. En estas condiciones, el sistema de admisión se caracteriza por medio de dos parámetros: el coeficiente de descarga y el coeficiente de torbellino.

La capacidad de llenado de la pipa, como se vio en el capítulo 8, se parametriza por medio de un coeficiente de flujo o de descarga a cada levantamiento, definido como el cociente entre el gasto realmente trasegado, \dot{m} , y el máximo que se podría trasegar en ausencia de pérdidas en las mismas condiciones, \dot{m}_s .

$$C_D = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_s} \quad (8.1)$$

La capacidad de generación de *swirl* se determina, a cada levantamiento de válvula, por medio del coeficiente de torbellino C_T (*swirl ratio*, *swirl number*,...). Dicho valor se define habitualmente como el valor medio de la velocidad angular de rotación de la carga ω_a , dividido por la velocidad de rotación ω_M (régimen de giro) que debería tener el motor en cuestión para trasegar la misma masa que circula por la instalación durante el ensayo:

$$C_T = \frac{\omega_a}{\omega_M} \quad (12.9)$$

Determinando los coeficientes de flujo y torbellino a distintos levantamientos de válvula y teniendo en cuenta el diagrama de distribución del motor, puede determinarse un coeficiente de flujo medio CDM y un coeficiente de torbellino medio CTM ponderando convenientemente los valores anteriores.

$$CDM = \left[\frac{1}{\pi} \int_0^{\pi} \frac{1}{C_D(\alpha)^2} \left[\frac{c_\alpha}{c_m} \right]^3 d\alpha \right]^{-1/2} \quad (12.10)$$

$$CTM = \frac{1}{\pi} \int_0^{\pi} C_T(\alpha) \left[\frac{c_\alpha}{c_m} \right]^2 d\alpha \quad (12.11)$$

donde c_α es la velocidad instantánea del pistón en la posición angular α y c_m es la velocidad lineal media del pistón.

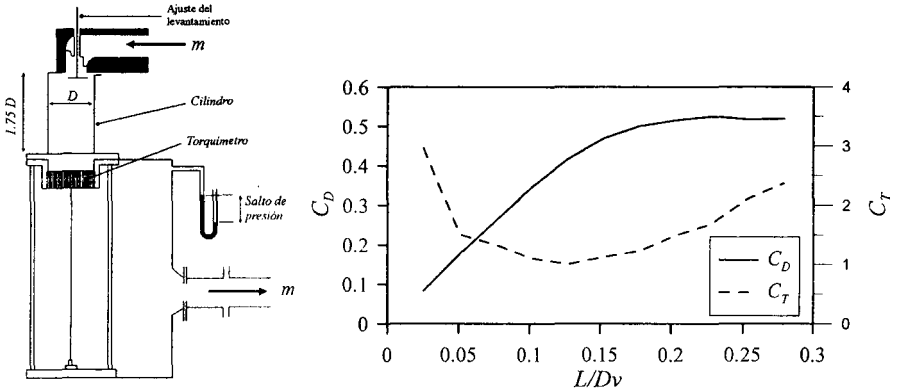


Figura 12.5 Esquema del banco de flujo y resultados de los coeficientes de descarga y de torbellino para la culata de la Figura 12. 4(a).

El coeficiente de torbellino medio así obtenido se considera como un indicador aceptable de la velocidad angular de la carga al final del proceso de admisión, normalizado con el régimen de giro del motor. En esta afirmación está implícita la asunción de dos hipótesis sobre el comportamiento del flujo de admisión: en primer lugar se considera que para cada levantamiento de válvula el ángulo que forma el vector velocidad respecto a la normal en cada punto de la sección de cortina de la válvula no depende de la masa que atraviesa la sección. Esto implica que la velocidad tangencial en un plano aguas abajo de la culata es proporcional a la velocidad axial o al flujo másico, por lo que basta con hacer la caracterización a un solo número de Reynolds o salto de presiones. La segunda hipótesis es asumir que el proceso de admisión es una sucesión de estados estacionarios y, por lo tanto, el campo de velocidades en la válvula está representado exactamente por el campo de velocidades determinado en condiciones estacionarias al mismo levantamiento. Esta hipótesis de proceso cuasiestacionario es admisible siempre que la velocidad característica del movimiento de la válvula sea al menos dos órdenes de magnitud inferior a la velocidad de descarga isentrópica característica del flujo.

Como dispositivo para la determinación de la velocidad de rotación de la carga en el cilindro se han utilizado tanto medidas integrales como medidas puntuales. Entre las primeras, algunos autores han usado la velocidad de rotación de las palas de un anemómetro como indicador de la velocidad de rotación de la carga. En este caso, si la velocidad axial es uniforme, si la distribución de velocidades tangenciales se corresponde con un vórtice forzado, y si se su-

pone al molinete en ausencia de fricción; la velocidad de rotación de la carga coincidirá con la lectura del molinete. Sin embargo, la medida del molinete depende fuertemente de la distancia a la que se sitúe del plano de culata, debiendo colocar éste en secciones donde las características del vórtice permanezcan estables en su evolución aguas abajo. Es comúnmente aceptado que la distancia a la que debe colocarse el anemómetro ha de estar comprendida entre la distancia equivalente a un diámetro ($1,0D$) de la culata para asegurar la existencia de un único vórtice, y un máximo de $2,0D$ del plano de culata para asegurar que los efectos de fricción no son importantes, siendo bastante habitual realizar la caracterización a $1,75D$.

Estos inconvenientes se solventan en gran parte con la medida directa del flujo de momento angular generado por la pipa [12], ya que, al ser una magnitud conservativa, el error experimental de su determinación no va a depender de la estructura del flujo. El flujo de momento angular, \dot{M} , que en la práctica se determina a partir de la fuerza de torsión que el aire ejerce sobre un rectificador de flujo acoplado a una célula de carga (ver Figura 12.5), puede relacionarse con el C_T a partir de la expresión:

$$\dot{M} = \int_0^R \int_0^{2\pi} \rho u_r u_z r dA = \frac{\pi}{8\rho V_d} \dot{m}_r^2 D^2 C_T \quad (12.12)$$

donde implícitamente se ha asumido que la velocidad angular de la carga ω_b de la definición de C_T es la de un flujo que tenga una distribución uniforme de velocidades axiales en la sección de medida y responda al modelo de vórtice forzado.

La ventaja de estos métodos de caracterización de las pipas de admisión radica en su sencillez, presentando como inconvenientes que solamente se puede cuantificar las características del flujo de una forma global y no proporcionan ninguna información acerca del campo de velocidades. Como alternativa, y para evitar sus desventajas en cuanto a la limitada información que son capaces de facilitar, pueden aplicarse técnicas de anemometría puntual como la anemometría de hilo caliente, la anemometría láser Doppler o la velocimetría de imágenes de partículas. En principio, estos métodos permiten conocer las tres componentes del vector velocidad en el punto de medida. Por tanto, si se realizan las medidas correspondientes en un número suficiente de puntos, es posible determinar el campo de velocidades del flujo en cualquier sección del conducto que simula el cilindro. Además, debido a la capacidad de los métodos de anemometría puntual para detectar variaciones muy rápidas de la velocidad, es posible la medición de las fluctuaciones aleatorias asociadas con la turbulencia de flujo.

A modo de ejemplo, la Figura 12.6 muestra el campo de velocidades tangencial y axial, así como la intensidad turbulenta para una culata de dos válvulas de admisión en la sección de $1,0D$. Las medidas se realizaron mediante LDV, a varios levantamientos de válvula y secciones a distintas distancias del plano de culata. Las medidas muestran que al incrementarse el levantamiento de válvula y aumentar la distancia del plano de medida, aparece una clara tendencia hacia la uniformidad del flujo, con perfiles próximos al de un vórtice forzado y velocidad axial uniforme, desapareciendo las recirculaciones axiales que se observan a bajos levantamientos. El coeficiente de torbellino que se obtiene a partir de estas medidas cuando el flujo en el cilindro está suficientemente desarrollado es razonablemente próximo al medido mediante los métodos globales comentados anteriormente. Sin embargo, el gasto determinado a partir de la integración del mapa de velocidades axiales es mucho menos preciso que el medido mediante métodos clásicos, como consecuencia del proceso de interpolación.

Adicionalmente, si la tasa de datos es lo suficientemente alta, es posible hacer un análisis espectral de la turbulencia y obtener las escalas integral y temporal. Si bien esta información puede ser sensiblemente diferente de la que se obtendría en el motor real, es una información muy útil para el desarrollo y validación de los modelos de turbulencia.

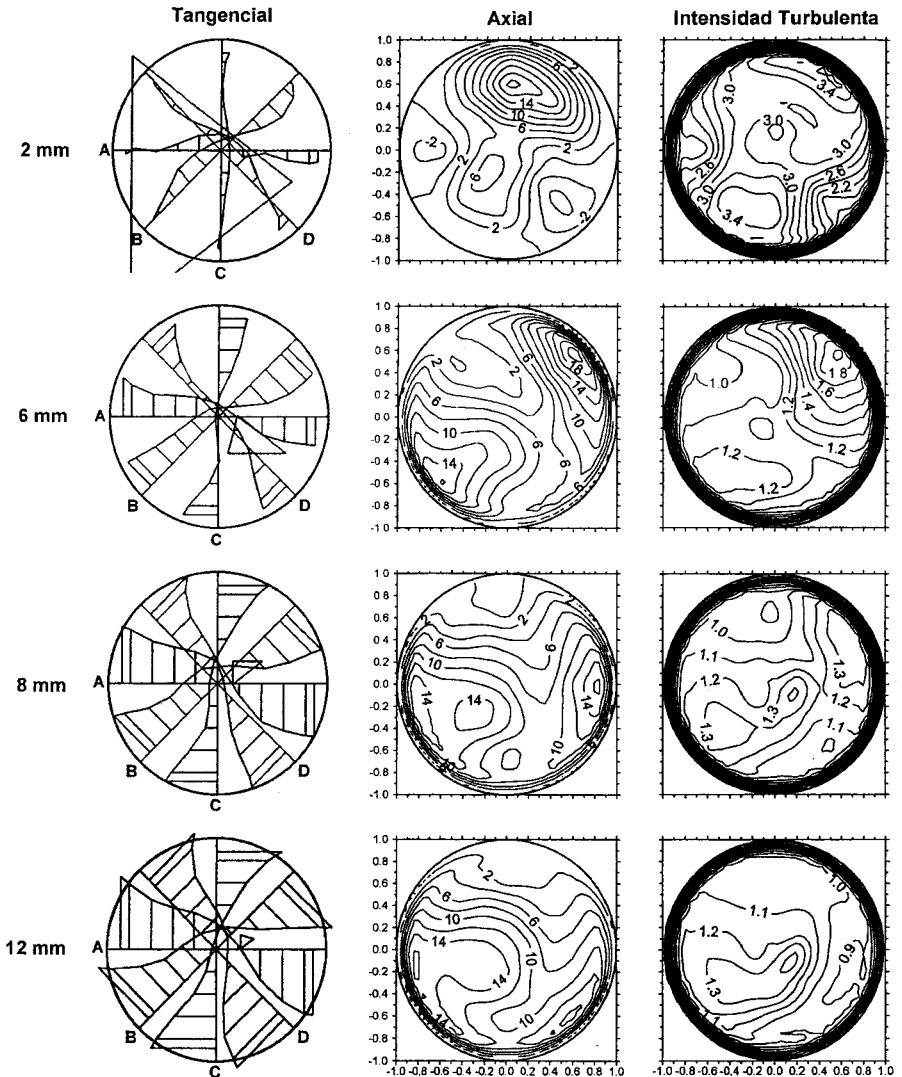


Figura 12.6 Mapa de velocidades en sección transversal del cilindro obtenida en banco de flujo para distintos levantamientos de válvula.

Evolución del *swirl* durante la compresión

Desde el instante en que se cierra la válvula de admisión, la vorticidad del aire dentro del cilindro viene determinada, fundamentalmente, por dos fenómenos opuestos: por una parte, hay una pérdida de momento angular debida al efecto de la fricción del fluido con las paredes del cilindro. Esta pérdida de momento angular, es independiente del tipo de motor que se considere y ha sido estimada por distintos investigadores entre el 30 y el 50% de su valor al cierre de las válvulas de admisión. El segundo fenómeno es especialmente relevante en los motores Diesel de inyección directa y consiste en la aceleración de la velocidad angular del vórtice por confinamiento del aire en el *bowl*. En una primera aproximación, según la ecuación de conservación del momento angular, puede establecerse que el aumento de vorticidad entre el PMI y el PMS ha de ser proporcional al cuadrado de la relación de diámetros de la cámara de combustión y el cilindro. En efecto, si se considera un vórtice forzado, el momento angular del aire en el PMI vendrá dado por:

$$L_{PMI} = I_{PMI} \omega_{PMI} = \frac{1}{8} m_{cil} D^2 \omega_{PMI} \quad (12.13)$$

donde se ha despreciado el volumen del *bowl* en el cálculo del momento de inercia. Por el contrario, en el punto muerto superior, el volumen del *bowl* es el único relevante para el cálculo del momento de inercia, por lo que:

$$L_{PMS} = I_{PMS} \omega_{PMS} = \frac{1}{8} m_{cil} D_b^2 \omega_{PMS} \quad (12.14)$$

y englobando en una constante K las pérdidas de momento angular asociadas a la fricción, y las imprecisiones asociadas a las simplificaciones realizadas, se obtiene que:

$$\omega_{PMS} = K \left(\frac{D}{D_b} \right)^2 \omega_{PMI} \quad (12.15)$$

Así, en el caso simplificado de considerar un *bowl* cilíndrico cuyo diámetro fuera el doble que el del cilindro, la velocidad angular en ausencia de fricción sería cuatro veces la existente en el PMI, y puede estimarse a partir del CTM obtenido en los ensayos en banco de flujo comentados anteriormente. Si se consideran valores realistas de pérdida de momento angular por fricción del fluido, la velocidad media de rotación en PMS será inferior a tres veces la existente al cierre de válvulas.

La influencia de estos dos efectos en la velocidad angular (frenado por fricción y aceleración por confinamiento) no es la misma en distintas fases de la compresión: aunque la pérdida de momento angular tiene lugar a lo largo de toda la compresión, el efecto del confinamiento del aire se hace más notorio durante la última fase de la compresión. En la Figura 12.7 se representa la velocidad tangencial obtenida mediante cálculo CFD en dos planos perpendiculares al eje del cilindro. El primero está situado a 4 mm de la cara superior del pistón, en donde el movimiento radial es importante por el confinamiento de aire en la cámara de combustión. El segundo plano está situado en el centro de la cámara de combustión ($h_b/2$).

Puede observarse que en la sección $h_b/2$, y para todos los ángulos, el flujo tangencial no está muy distorsionado respecto a la suposición inicial de vórtice de sólido rígido, ya que presenta unos perfiles prácticamente lineales en toda la sección. Únicamente en la periferia los

perfiles cambian de tendencia debido, posiblemente, al efecto de rozamiento con las paredes de la cámara de combustión.

En la sección situada a 4 mm de la cara superior del cilindro, la interacción *swirl-squish*, de la que se hablará más adelante, se hace evidente. Cuando el pistón está situado en 340° DPMS, empieza a apreciarse una distorsión del perfil de velocidades que, prácticamente a partir de $r/R_b = 0,5$, pierde la linealidad del vórtice forzado. A medida que el pistón se acerca al punto muerto superior, el comportamiento del fluido se aleja más de la suposición de velocidad de rotación uniforme, y solamente en la parte central, cercana al eje, puede decirse que el fluido se comporta como un sólido rígido.

La turbulencia existente en el cilindro evolucionará a lo largo del ciclo del motor según un proceso de relajación, aunque se ve afectada por las variaciones temporales en la velocidad del fluido, y por los gradientes de velocidad, que a su vez serán muy dependientes de la geometría del pistón. El vórtice está plenamente formado en el PMS, habiendo desaparecido las estructuras axiales generadas durante la carrera de admisión y se decelera, en términos generales, como cabría esperar. Sin embargo, la interacción entre estructuras del flujo y entre esas estructuras y las superficies del *bow* puede producir un incremento de turbulencia que jugará su papel en la formación de la micromezcla y desarrollo de la combustión.

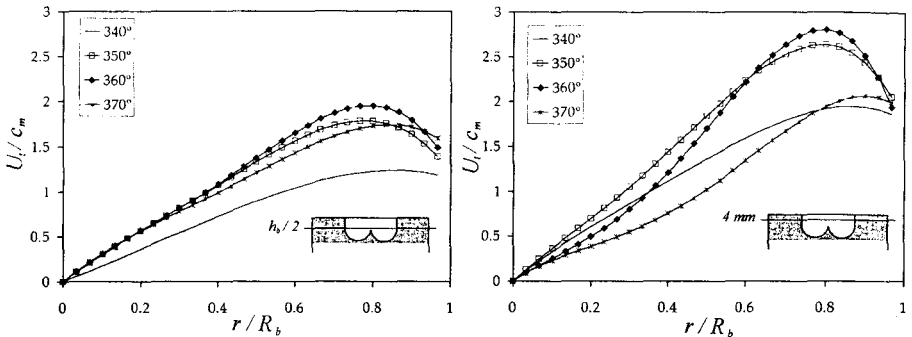


Figura 12.7 Perfiles de velocidad tangencial adimensional en la cámara de combustión para dos secciones: (a) a una distancia de $h_b/2$ de la cara superior del pistón, y (b) a 4 mm de la cara superior del pistón.

12.3.2 Squish

Como se ha comentado anteriormente, después del cierre de válvulas existe un vórtice más o menos desarrollado en el cilindro, que se desarrolla durante la compresión bajo la acción de la fricción con las paredes, intercambio de momento angular entre distintas regiones, relajación de las estructuras generadas durante la admisión y aceleración de la rotación por confinamiento del aire en el *bow*. Este último efecto de confinamiento, que incrementa su intensidad durante la fase final de la carrera de compresión, es lo que se conoce como *squish flow* o simplemente *squish* y que interacciona con el *swirl* distorsionando los patrones de flujo y en, términos generales, incrementando los niveles de turbulencia en la cámara.

En un motor Diesel de inyección directa con la cámara de combustión labrada en el pistón, el estudio del campo de velocidades radiales tiene gran interés por su influencia en el proceso

de combustión, en las inmediaciones del punto muerto superior de compresión. Usualmente, para caracterizar el movimiento radial del fluido en el cilindro, suele tomarse la velocidad en la superficie que separa la zona cilíndrica interior y la zona anular exterior, por ser el valor con el que se transfiere masa desde la periferia hacia la cámara de combustión.

Para estimar la velocidad radial media en la sección, basta con asumir que la mayor parte del aire que se encuentra sobre la altura libre del pistón (parte exterior del mismo) termina entrando en el *bowl* durante la compresión y, por lo tanto, debe atravesar la superficie de separación de las dos zonas que se esquematizan en Figura 12.8. Así, aplicando el principio de conservación de la masa y suponiendo que la velocidad normal a la superficie que separa ambas regiones es uniforme para toda la superficie, se tiene:

$$\frac{dm_1}{dt} = -\frac{dm_2}{dt} = -2\pi\rho h U_r, \quad (12.16)$$

donde U_r es la velocidad radial media en la superficie, y m_1 y m_2 son las masas contenidas en ambas regiones, que toman las expresiones:

$$m_1 = \rho \left[\frac{\pi D_b^2}{4} h + V_b \right]; \quad m_2 = \rho h \frac{\pi}{4} (D^2 - D_b^2) \quad (12.17)$$

siendo h la distancia pistón-culata, V_b el volumen del *bowl* y ρ la densidad instantánea del aire que se considera la misma en todo el cilindro.

Los valores así obtenidos, se representan en la Figura 12.8 en función del ángulo y se comparan con los obtenidos mediante cálculo CFD. En esta figura, los valores negativos de la velocidad radial indican sentido centrípeto. Como puede observarse, este se produce durante la carrera de compresión, mientras que durante la carrera de expansión, el movimiento del fluido es centrífugo, como consecuencia de la expansión del vórtice existente en la cámara de combustión.

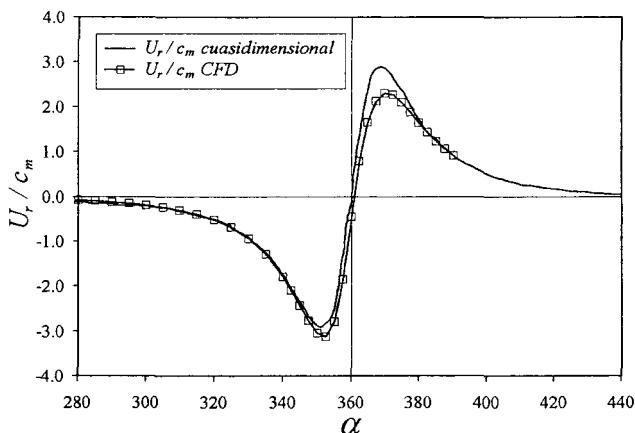


Figura 12.8 Velocidad radial normalizada en las proximidades del PMS obtenida mediante modelo cuasidimensional y mediante cálculo CFD.

Debido a que al final de la compresión el flujo radial es inducido solamente por el movimiento del pistón, es de esperar, como primera aproximación, un comportamiento simétrico del flujo, con velocidades nulas en el punto muerto superior. El modelo anterior predice este comportamiento con valores máximo y mínimo en torno a 10° antes y después del PMS.

Mediante el cálculo tridimensional se obtiene un campo de velocidades en sentido radial muy similar al modelo fenomenológico, con valores nulos al final de la compresión. Sin embargo, puede verse que no hay simetría, alcanzándose valores de la magnitud de la velocidad radial mayores en la etapa de compresión. Esto se debe probablemente a que los modelos sencillos cumplen, simplemente, la ley de conservación de masa, ignorando los efectos de la dinámica del fluido (como la fuerza centrífuga que provoca el *swirl* alrededor del eje del cilindro o la fricción con las paredes del motor).

El *squish* y su interacción con el *swirl*

Como se ha comentado anteriormente, cuando va a empezar el último tercio de la carrera de compresión, el flujo medio en el cilindro de un motor diesel de inyección directa está caracterizado por la existencia de un único vórtice, con el centro aproximadamente alineado con el eje del cilindro. El patrón de velocidades es aproximadamente el de un vórtice forzado, aunque puede existir una pequeña estratificación axial del momento angular asociada a la fricción del fluido con las superficies del pistón y de la culata. Las fluctuaciones de velocidad son del orden de 0,5-0,8 veces la velocidad lineal media del pistón y la distribución de la energía cinética turbulenta es aproximadamente homogénea e isotrópica. Sin embargo, a partir de este momento, la estructura del flujo cambiará drásticamente por una fuerte interacción entre el *swirl* y el *squish*. Ambos tipos de movimiento, que se han considerado independientes en los apartados precedentes para facilitar la compresión, interaccionan fuertemente durante el último tercio de la compresión; el *squish* rompe la distribución radial de la velocidad de rotación del *swirl* de modo que el modelo de sólido rígido deja de ser válido. Como consecuencia de esta interacción se generan estructuras verticales en el interior del *bowl*, como se muestra en la Figura 12.9 y la Figura 12.10, que modifican el transporte convectivo de la turbulencia y contribuyen a generarla, pero que varían considerablemente en función de dos factores clave: la intensidad del *swirl* y la geometría del *bowl*.

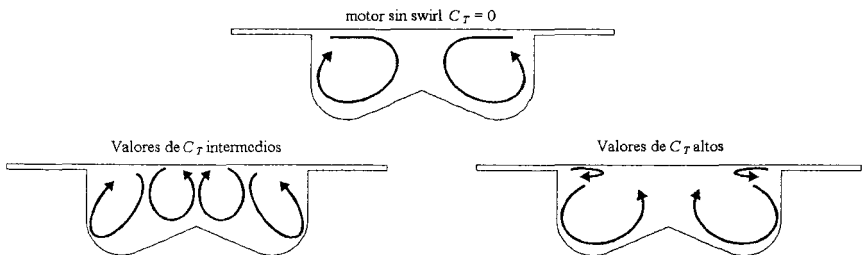


Figura 12.9 Esquema de los vórtices generados en función de la intensidad del *swirl* para la geometría de *bowl* considerada.

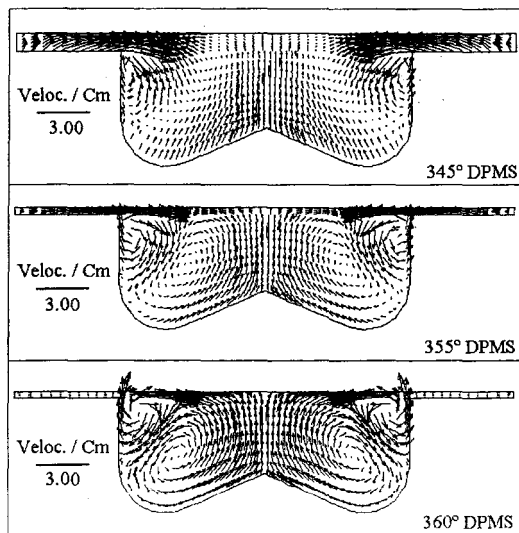


Figura 12.10 Vectores de velocidad en torno al PMS en una sección que pasa por el eje del cilindro.

El proceso por el que el *squish* interacciona con el *swirl* ya se mostraba esquemáticamente en la Figura 12.1. Durante la compresión, el movimiento ascendente del pistón desplaza los elementos de fluido de la periferia del cilindro (zona 1) hacia el interior (zona 2). Por conservación del momento angular, la velocidad de rotación del elemento de fluido que entra en la zona interior se incrementa al disminuirse el radio de giro o momento de inercia. Como consecuencia del incremento de la velocidad angular, la fuerza centrífuga que actúa sobre dicho elemento de fluido se incrementa. Eventualmente, cuando el fluido intenta penetrar hacia el interior del cilindro, el momento radial imprimido por el *squish* no puede vencer la resistencia de la fuerza centrífuga y por lo tanto no consigue penetrar más. Dado que el *squish* se genera como consecuencia del cambio en la geometría de la cámara de combustión, el momento radial imprimido sobre el elemento de fluido es independiente de la velocidad de rotación o intensidad del *swirl*. Sin embargo, las fuerzas centrífugas que tienden a impedir la penetración de dicho elemento se incrementan de forma aproximadamente cuadrática con el nivel de *swirl*.

Así, la intensidad del *squish*, es decir, la capacidad de penetración radial y hacia el eje de un elemento de fluido desde el exterior del *bowll*, está fuertemente influenciado por la intensidad del *swirl*, siendo tanto más importante cuanto menor es el nivel de *swirl*. Para niveles bajos de *swirl*, el flujo radial penetra en cada sección hasta casi el centro del cilindro antes de bajar hacia el *bowll* como impone la propia geometría simétrica del *bowll*. Cuando se incrementa el nivel de *swirl*, la penetración radial se dificulta y el flujo entra axialmente hacia el *bowll* cuando la fuerza centrífuga vence a la componente centrípeta inducida por el *squish*. Para niveles de *swirl* muy altos, la fuerza centrífuga es tan intensa que el flujo radial del *squish* penetra en el *bowll* en cuanto la geometría lo permite, y tiende a volver a salir como consecuencia de la propia fuerza centrífuga del *swirl*. El efecto que la intensidad del *swirl* tiene sobre el flujo, obtenido a partir de cálculo CFD, se esquematiza en la Figura 12.9. Para la

geometría considerada, en los casos de baja vorticidad, el flujo radial encuentra poca resistencia para penetrar hacia el centro de la cámara, ya que la fuerza centrífuga es relativamente pequeña, y se genera un flujo consistente en dos vórtices toroidales en contrarrotación. Para niveles medios y altos de *swirl*, el flujo tangencial impide al aire penetrar radialmente al cilindro. Así, el aire entra a la cámara por la periferia, recorre el fondo del pistón hacia el centro, y asciende por la zona cercana al eje del cilindro.

La Figura 12.10 muestra la complejidad de la estructura del flujo en las cercanías del PMS, incluso para una geometría de *bowI* relativamente simple. Debido a los valores elevados de *swirl* aparecen dos vórtices toroidales con direcciones opuestas como consecuencia de la barrera centrífuga del vórtice tangencial. El efecto de la fuerza centrífuga no permite que el aire que entra a la cámara penetre hasta la zona central del cilindro, produciendo el vórtice situado cerca de la pared lateral de la cámara de combustión. Un segundo vórtice, que aparece en la parte central de la cámara de combustión, provoca que, en la zona central, el aire lleve una dirección ascendente al final de la carrera de compresión.

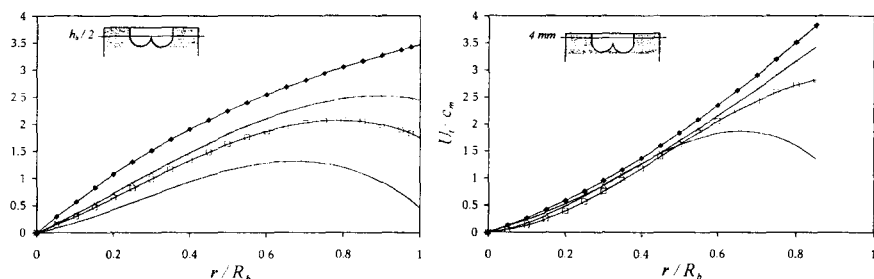


Figura 12.11 Perfiles de velocidad tangencial en el PMS para varios niveles de *swirl*.

En la Figura 12.11 se representan los perfiles de velocidad tangencial en el PMS para todas las configuraciones en dos secciones perpendiculares al cilindro, una a 4 mm del plano superior del pistón y la otra a la mitad de la profundidad de la cámara de combustión. Se aprecia cómo en las capas superiores, el vórtice tangencial en la zona central cilindro no varía en función del nivel de torbellino generado durante la admisión. En la periferia, sin embargo, la interacción con el flujo radial en los casos de poca vorticidad provoca una disminución de la velocidad tangencial. En las capas inferiores, menos influenciadas por el flujo radial, se observa un comportamiento diferente en los distintos casos, de manera que ya desde el eje del cilindro ($r/R_b = 0$) la pendiente de los perfiles aumenta con el CTM.

Efecto de la geometría del *bowI*

En lo que se refiere a la cámara de combustión, en los motores Diesel de inyección directa, la culata es prácticamente plana, y los platos de las válvulas están enrasados con el plano de culata, así como la punta del inyector, por lo que el interés del estudio de la geometría de la cámara de combustión se centra exclusivamente en la forma y características de la cámara labrada en el pistón.

Teniendo en cuenta que gran parte del movimiento del aire generado en la admisión se pierde por fricción viscosa, y que la forma de la cámara de combustión es un aspecto decisivo en la restauración e incremento de este movimiento, se llega a comprender que un buen diseño

y correcta elección de la geometría de la cámara de combustión sean decisivos a la hora de abordar la optimización de la combustión en cualquier motor. Aspectos como la tasa de mezcla del aire con el combustible depende de la geometría del *bow* a través de su efecto sobre la intensidad del *swirl* y la interacción con el *squish*; asimismo, la disponibilidad de oxígeno en la combustión dependerá de la relación entre el volumen del *bow* y el volumen del cilindro en PMS.

Aunque hasta los pequeños detalles de la geometría de la cámara de combustión pueden tener influencia sobre aspectos muy particulares del proceso de combustión, hay una serie de parámetros característicos de la geometría que tienen efectos conocidos e identificables. Así, el diámetro de la cámara de combustión determina la vorticidad que se genera por conservación del momento angular. Para un cierto volumen de *bow* y una relación de compresión, la relación diámetro/profundidad, la inclinación de las paredes, la existencia o no de labios reentrantes y la forma del fondo del pistón condicionarán tanto la intensidad como la estructura del flujo en el *bow*.

En lo que respecta a las paredes, existen cámaras con paredes verticales o soluciones constructivas con paredes reentrantes en las que el fondo de la cámara de combustión tiene mayor diámetro que la entrada. Con esto se consigue, por un lado, que el chorro de combustible tarde más tiempo en chocar con las paredes laterales, y por otro, se consigue mantener un elevado *squish*, debido al pequeño diámetro de entrada a la cámara de combustión. Un efecto similar produce el empleo de labios reentrantes, afectando de forma diferente a la estructura de vórtices en el *bow*. Por último, dado un diámetro, profundidad máxima, altura libre y una relación de compresión, se puede imponer un determinado volumen de la cámara jugando con la forma del fondo y reducir las zonas de la cámara donde la tasa de mezcla sería muy baja. Así, es posible encontrar cámaras con forma de bañera (fondo plano), pero es más habitual usar cámaras toroidales en los motores Diesel.

Con el fin de analizar el efecto de la geometría del *bow* sobre la estructura y evolución del flujo, se presentan en las Figura 12.12 a 12.14, los principales resultados de un estudio realizado mediante cálculo CFD sobre las cuatro geometrías de *bow*, todas ellas centradas en el eje del cilindro. La cámara A es una cámara toroidal de las denominadas tranquilas, debido a su elevada relación diámetro-profundidad; la cámara de combustión estándar para el motor analizado es la cámara B, también de geometría toroidal, pero con una relación diámetro-profundidad menor; la cámara C dispone de paredes ligeramente reentrantes, con un diámetro similar al pistón original y fondo plano; por último, la cámara E tiene el mismo volumen que la B y la C con lo que mantienen la relación de compresión, pero con paredes muy reentrantes y un diámetro menor que el resto de cámaras por lo que el efecto del *squish* se prevé mucho más acusado.

La validación del código CFD utilizado para los cálculos tridimensionales se realizó con medidas experimentales realizadas en motor con los pistones A, B y C usando la Anemometría Laser Doppler para obtener la evolución del flujo tangencial y radial, así como de la velocidad turbulenta.

La Figura 12.12 muestra, para los cuatro pistones, el campo de velocidad existente en PMS en dos planos verticales perpendiculares y que pasan por el centro de cada una de las válvulas de admisión.

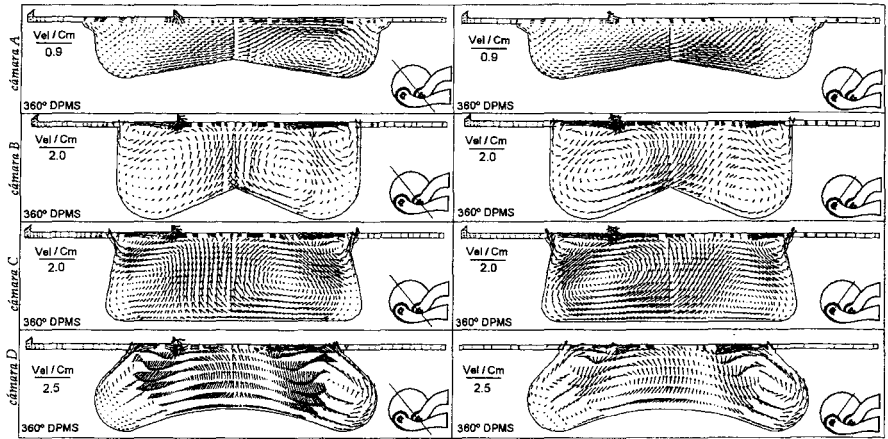


Figura 12.12 Vectores de velocidad en PMS. Cámaras A, B, C y D.

En el caso del pistón A, con un mayor diámetro de *bowl*, la aceleración del vórtice tangencial por confinamiento es pequeña, el *squish* es relativamente débil y la interacción entre ambos es poco importante, por lo que el patrón de flujo parece conservar cierta memoria de la heterogeneidad o asimetría del flujo que proviene de la admisión y de la primera fase de la compresión.

En los casos de las cámaras B, C, y D existe una fuerte interacción entre el movimiento radial y el tangencial cerca del PMS, y en los tres casos citados, se puede apreciar la aparición de dos vórtices toroidales con velocidades de rotación opuestas. En la cámara D, el vórtice exterior es claramente mayor que en el caso de la cámara abierta (cámara B) y de la cámara ligeramente reentrante (cámara C), como consecuencia de la mayor inclinación de las paredes en la primera. En los tres casos, este efecto es una consecuencia de la fuerza centrífuga causada por el *swirl* que dificulta la entrada del flujo radial a la zona central del cilindro.

Para ilustrar mejor el efecto de la geometría del *bowl* sobre la interacción *swirl-squish*, en la Figura 12.13 se ha dibujado los perfiles de velocidad tangencial medios, en dos secciones transversales, cuando el pistón está en el PMS. La primera sección está situada a 4 mm de la cara superior del pistón, donde el movimiento radial es importante por el confinamiento de aire en la cámara de combustión, mientras que el segundo plano se encuentra a la mitad de la profundidad máxima del *bowl* en cada caso.

En la cámara A los efectos del *squish* son poco importantes y la distribución radial de la velocidad tangencial en la cámara de combustión y en las proximidades del PMS puede asimilarse a un vórtice forzado: los perfiles en los dos planos estudiados se corresponden con una línea recta que pasa por el origen. En las cámaras B y C, el movimiento radial se hace más importante, y la interacción de éste con el *swirl* produce una cierta distorsión en los perfiles de velocidad tangencial en los planos cercanos a la culata, de manera que la evolución de la velocidad ya no es una recta. Aparece, a partir de $r/R_b = 0,8$, un fuerte descenso de la velocidad tangencial, hecho que también ocurre en las secciones más alejadas de la culata en ambas geometrías por la interacción del flujo tangencial con los vórtices toroidales citados anterior-

mente. En éstas últimas, en la zona central de la cámara de combustión, la velocidad adquiere una forma lineal, debido al menor efecto del *squish* en la parte inferior de la cámara de combustión, y puede asimilarse, por tanto, a un vórtice con velocidad de rotación uniforme.

En cuanto a la cámara reentrante (cámara D), el movimiento radial inducido durante los últimos instantes de la carrera de compresión es el de mayor intensidad, y su interacción con el flujo tangencial provoca una gran distorsión de los perfiles de velocidad tangencial en la secciones próximas a la culata, con un gran descenso de la velocidad de rotación del vórtice en la periferia de la cámara, a partir de $r/R_b = 0,7$. Sin embargo, en las secciones inferiores, los perfiles de velocidad son similares a los obtenidos para el resto de casos, aunque lógicamente, con una pendiente mayor.

De este estudio puede concluirse que, en general, existe un vórtice tangencial con velocidad constante el cual, al menos en la parte inferior de la cámara, no está muy afectado por el flujo radial. Sin embargo, en las secciones más próximas a la culata, la interacción del flujo tangencial con el flujo radial provoca mayores distorsiones de los perfiles cuanto mayor es la intensidad del flujo radial.

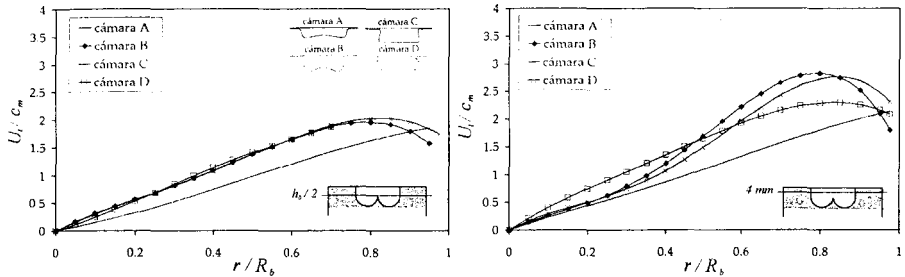


Figura 12.13 Perfiles de velocidad tangencial adimensional en PMS, en dos secciones, para las cuatro cámaras.

El análisis de la evolución de la velocidad turbulenta mediante CFD es algo más complejo por dos motivos: por una parte, los resultados dependen en parte del modelo de turbulencia utilizado para el cálculo; por otra parte, la turbulencia tiene interés por su efecto a nivel local y el análisis debe realizarse en la zona e instantes de interés lo que no es fácil de definir ni ilustrar para un estudio comparativo sencillo y conceptual como el que aquí se pretende. Los cálculos realizados para las cuatro geometrías (ver Figura 12.14) muestran valores promediados similares excepto, lógicamente, al final de la compresión.

En todos los casos, la velocidad turbulenta media es máxima hacia la mitad de la carrera de admisión, al ser generada por cizalladura por el chorro anular que entra al cilindro a través de la válvula; a partir de entonces la velocidad turbulenta decae monótonamente mostrando de nuevo el carácter disipativo de la turbulencia. Durante la segunda mitad de la compresión, y especialmente en el último tercio, empieza a crecer de nuevo alcanzándose el máximo unos 10° antes del PMS, precisamente cuando se produce el máximo de velocidad radial durante el confinamiento del aire en la cámara de combustión, como se ha visto anteriormente.

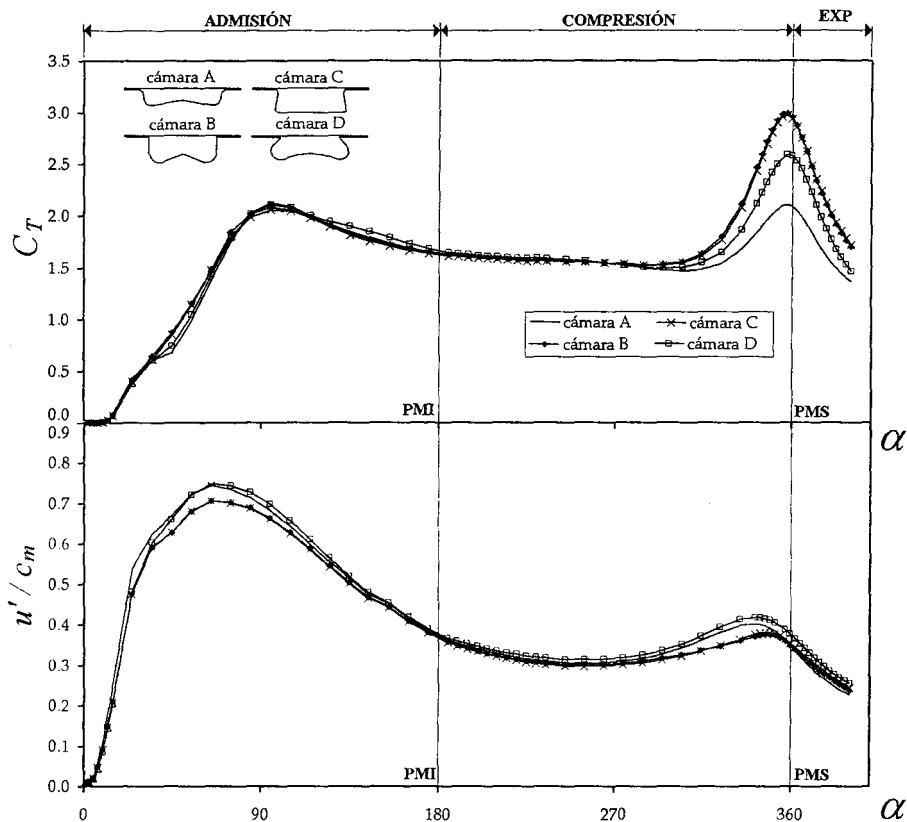


Figura 12.14 Evolución temporal del swirl y de la velocidad turbulenta para las 4 cámaras.

Las diferencias existentes entre la turbulencia local generada por las distintas geometrías pueden inferirse del análisis anterior sobre la interacción *swirl-squish*. A este respecto, es destacable el comportamiento de la cámara reentrante (cámara D): si bien en promedio la intensidad turbulenta es similar a la de las otras geometrías, los gradientes de velocidad mostrados en la Figura 12.12 y el peculiar perfil de velocidad de la Figura 12.13 apuntan a la existencia de turbulencia intensa más localizada; adicionalmente, con una gran inclinación de sus paredes laterales, esta cámara tiende a conservar un nivel de velocidad turbulenta elevado una vez sobrepasado el PMS de compresión. Así, el nivel de velocidad turbulenta media en el cilindro se mantiene cerca del nivel máximo durante los primeros instantes de la carrera de expansión, en contra de lo observado en las cámaras abiertas o ligeramente reentrantes.

12.3.3 Tumble

Se ha comentado que en cualquier tipo de motor, pero especialmente en el caso de los motores Diesel, la turbulencia al final de la compresión se incrementa por rotura de las macroestructuras del flujo (como el *swirl*) que sobrevivan a la compresión, o por el movimiento radial (*squish*) en las proximidades del PMS. Sin embargo, en el caso de los motores de encendido provocado de 4 tiempos con cámara hemisférica (*pentroof*), el efecto del *squish* es muy limitado al no existir un *bowl* en el que confinar el fluido y el incremento de velocidad del *swirl* por conservación del momento angular es también inexistente. En este tipo de geometrías de motor, es donde el *tumble* puede generarse fácilmente con pipas simétricas y de geometría relativamente simple, sin apenas efectos adversos de reducción de coeficiente de flujo o capacidad de llenado. Se conoce por *tumble* el movimiento de rotación de la carga, generado en la admisión, con el eje normal al eje del cilindro. En lo que respecta a la generación de turbulencia en las proximidades del PMS, desempeña un papel similar al del *swirl*.

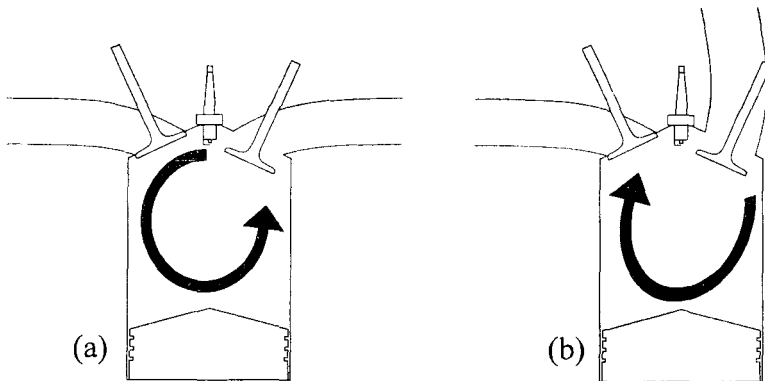


Figura 12.15 Formación del tumble en función de la inclinación del colector de admisión.

En este tipo de motor, y dependiendo de la geometría de las pipas de admisión, las estructuras de *tumble* pueden generarse por dos vías: en un primer caso, el flujo atraviesa las válvulas dirigiéndose por la culata hacia las válvulas de escape como se muestra en la Figura 12.15 (a); en este caso, la deflexión en la cabeza del pistón origina un vórtice con su eje próximo al centro del cilindro pero que no suele subsistir hasta el final de la compresión ya que conforme progresa el proceso de admisión la fuente de generación del *tumble* pierde intensidad hasta que desaparece al terminar la admisión, y a partir de ese momento el efecto dominante son las pérdidas por fricción del fluido con las paredes.

Una segunda posibilidad es, como se muestra en la Figura 12.15 (b), incrementar la inclinación de las pipas, de modo que la componente dominante del flujo que atraviesa la válvula, en lugar de barrer la culata, sea directamente deflectada por las paredes del cilindro, formando un vórtice con sentido de giro contrario al del caso anterior. La fuente de generación del *tumble* también desaparece en este caso al finalizar la admisión, pero dado que la generación ha sido más rápida y la intensidad del vórtice es mayor, puede verse favorecido en el giro por el propio movimiento ascendente del pistón y subsistir a la compresión por conservación de momento angular.

La relación existente entre la intensidad del *tumble* y la generación de turbulencia ha sido analizada en diferentes estudios; aunque con algunas discrepancias en cuanto a los detalles del flujo en distintas configuraciones de motor, parece existir un cierto acuerdo en que el *tumble* que subsiste a la compresión contribuye a incrementar la intensidad de la turbulencia en las proximidades de la bujía [13] así como a homogeneizar el campo de velocidad turbulenta.

Efecto del *tumble* sobre el desarrollo de la combustión

Como se verá en capítulos posteriores, el flujo turbulento de la mezcla aire-combustible es el factor controlante de la eficiencia de la combustión y formación de emisiones en motores de encendido provocado y carga homogénea, ya que determina el transporte de masa y energía tanto a pequeña escala (llama distribuida) como a mayor escala (llama plisada). Por lo tanto, los detalles de la geometría de la cámara de combustión y conductos de admisión son extremadamente importantes en el consumo, emisiones y límites operativos de dosado a través de su influencia sobre la estructura del flujo. En el caso particular del *tumble*, los dos aspectos comentados en el párrafo anterior, intensidad de la turbulencia y homogeneidad, han demostrado ser beneficiosos para el desarrollo del proceso de combustión en los motores de encendido provocado, y muy especialmente en las proximidades de la bujía en el instante de iniciación del frente de llama: una elevada intensidad de la turbulencia junto con un movimiento de convección moderado es deseable para alcanzar la velocidad de combustión más elevada posible y estable en un amplio rango de dosados. Sin embargo, un flujo convectivo excesivo podría llevar al apagado de llama antes de la estabilización del frente a partir de la chispa.

Una vez formado el frente de llama, estudios de visualización de la combustión en diferentes motores y condiciones han mostrado que el *tumble* favorece también la propagación de la llama por convección. Sin embargo, la relevancia de estos efectos depende de las características particulares y los tiempos característicos de cada proceso. En condiciones de mezcla homogénea estequiométrica el papel del *tumble* puede considerarse crítico en el desarrollo inicial de la llama y generación de turbulencia, pero los efectos convectivos son poco importantes. Sin embargo, en los casos de mezcla pobre el papel que juega el movimiento del aire es crucial ya que las tasas de combustión son sustancialmente menores, con lo que la combustión se ralentiza y los efectos convectivos cobran importancia, siendo observable el efecto de deformación de la llama por el *tumble* en los casos de combustión lenta en condiciones de mezcla pobre. En esos casos, la generación de turbulencia previa al encendido es especialmente crítica para mantener en límites razonables la dispersión cíclica. Por este motivo, conceptos como el *inclined tumble* que combina el *swirl* y el *tumble* para favorecer la supervivencia de estructuras del flujo hasta el final de la compresión parecen constituir soluciones más favorables para acelerar la combustión en condiciones de mezcla pobre, o carga estratificada [14].

12.4 Interacción del aire con el chorro de combustible

Se ha comentado repetidamente que la estructura del flujo turbulento en el cilindro tiene un papel primordial en la preparación de la mezcla, la combustión, y la formación y destrucción de contaminantes en prácticamente cualquier tipo de MCIA. Por ese motivo, se ha analizado la estructura del flujo gaseoso en el cilindro del motor, prestando especial atención a los parámetros que más afectan a su estructura y/o desarrollo. Sin embargo, cabe preguntarse cómo se ve afectada esta estructura del flujo cuando se inyecta el combustible o se inicia la combustión. La respuesta a esta pregunta es que, obviamente, depende del tipo y configuración de motor:

mientras en algunos casos la estructura del flujo gaseoso turbulento sigue teniendo un papel dominante, en otros puede llegar a ser casi irrelevante.

Sin pretender realizar un análisis exhaustivo, ni entrar en aspectos del propio proceso de inyección-combustión que exceden el ámbito de este capítulo, sí que merece la pena hacer unas pequeñas consideraciones sobre la interacción chorro-aire que permitan rematar de forma simple el análisis conceptual que se ha pretendido realizar aquí.

En el caso de un motor Diesel, la interacción del *swirl* con los chorros de inyección es, en cierta medida, análoga a la interacción *swirl-squish*. Por una parte, el chorro de combustible arrastra hacia la periferia el aire que engloba desde el centro del cilindro y que tiene por tanto bajo momento angular; por otra parte, en las proximidades de la pared, el chorro de combustible es deflectado por el *swirl*, y las estructuras así formadas contribuyen a transportar los elementos con alto momento angular hacia el centro del *bowl*. Ambos aspectos provocan una redistribución del momento angular en el *bowl*, de forma análoga a cómo el *squish* distorsionaba el patrón toroidal del *swirl*. Así, para una cierta configuración de cámara de combustión y condiciones de inyección, un *swirl* con intensidad adecuada puede mejorar la distribución de combustible en el *bowl*. Si el *swirl* es demasiado débil, el efecto sobre el chorro será pequeño, la combustión se desarrollará parcialmente fuera del *bowl* por efecto del *squish* inverso al inicio de la expansión; por el contrario, un *swirl* demasiado intenso lleva a una deflexión de los chorros excesiva y a una infrutilización del aire existente en la periferia del *bowl*.

Con respecto a la generación de turbulencia, la inyección de combustible lleva asociados fuertes gradientes de velocidad en la periferia de los chorros que producen altos niveles de turbulencia localizada. Aunque esta turbulencia generada directamente por los chorros se espera que decaiga rápidamente, la que sobreviva será transportada por el flujo medio y se sumará a la generada por destrucción de estructuras locales del flujo.

En los MEP de inyección directa, la interacción entre el aire y el chorro de combustible depende mucho del propio concepto de motor, es decir, de la geometría de la cámara de combustión, del instante de la inyección y de los mecanismos controlantes del proceso de mezcla y combustión. Si el motor opera con carga homogénea, con inyección durante la admisión, la interacción entre el aire y el combustible no es especialmente crítica ya que se persigue únicamente homogeneizar la mezcla y hay pocas diferencias, en lo que aquí nos ocupa, con respecto al caso del motor de inyección en la pipa. Sin embargo, en los motores de carga estratificada, la interacción del chorro con las estructuras del tipo *swirl* o *tumble* cobra gran importancia, con evidentes diferencias entre los conceptos de combustión guiada por el chorro (*spray-guided*), por el impacto contra la superficie del pistón (*wall-guided*) o por los efectos convectivos del flujo de aire (*air-guided*), que se revisan en el capítulo 18.

12.5 Resumen

El movimiento del aire en el interior del cilindro de los MCIA viene determinado por la geometría de los conductos de admisión, de la cámara de combustión y la cinemática del motor, y desempeña un papel de especial relevancia en la formación de la mezcla, evolución de la combustión, formación de sustancias contaminantes y transmisión de calor. Sin embargo, su repercusión en cada tipo de motor es diferente, por lo que un estudio en profundidad sólo tiene sentido realizarlo particularizando para cada motor concreto. En unos casos los efectos convectivos del flujo medio son los dominantes, mientras que en otros casos la difusión turbulenta es el efecto más relevante.

Ambos aspectos se han discutido en este capítulo. Por una parte se han presentado las características generales del flujo turbulento del cilindro de los MCIA atendiendo a los parámetros que permiten caracterizar la turbulencia (intensidad y escalas) a partir de la medida experimental de la velocidad fluctuante, así como su relevancia para favorecer los fenómenos de transporte. Dado que la turbulencia es un fenómeno disipativo, la introducida con el flujo de admisión apenas sobrevive a la compresión. Por lo tanto, la turbulencia existente en PMS es principalmente la generada por destrucción de macro estructuras del flujo medio.

Finalmente, se han analizado las características básicas de las tres estructuras principales del flujo (*swirl*, *squish* y *tumble*) y su evolución hasta el momento de la inyección de combustible o hasta el inicio de la combustión, según el caso. La interacción entre estas estructuras o componentes del flujo se ha analizado con especial atención por su relevancia sobre la combustión, prestando especial atención al efecto combinado de la geometría de la cámara (tomando como ejemplo la geometría del *bowl* del motor Diesel) con la intensidad del *swirl*.

Referencias y bibliografía

Referencias

1. Pastor, J.V., *Movimiento del aire en motores Diesel de inyección directa*. Universidad Politécnica de Valencia, Servicio de publicaciones, 1997.
2. Farrell, P.V., Examples of in-cylinder velocity measurements for internal combustion engines. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D: Journal of Automobile Engineering* **221**, pp. 675-697, 2007.
3. Witze, P.O., A critical comparison of hot wire anemometry and laser doppler velocimetry for IC applications. *SAE Paper 800132*, 1980.
4. Tennekes, H.; Lumley, J.L., *A first course in turbulence*. MIT Press, 1972.
5. Pope, S.B., *Turbulent Flows*. Cambridge University Press, 2000.
6. Fraser, R.A.; Bracco, F.V., Cycle-resolved LDV integral length scale measurements in an I.C. engine. *SAE Paper 880381*, 1988.
7. Reuss, D.L.; Adrian, R.J.; Landreth, C.C.; French, D.T.; Fansler, T.D., Instantaneous planar measurements of velocity and large-scale vorticity and strain rate in an engine using Particle-Image Velocimetry. *SAE Paper 890616*, 1989.
8. Tabaczynski, R. J., Turbulence measurements and modelling in reciprocating engines - an overview. *Proc. Int. Conf. on Combustion in engineering*, Vol. 1 (*IMEchE Paper No. C51/83*), 1983.
9. Arcoumanis, C.; Whitelaw, J.H., Fluid mechanics of internal combustion engines - a review. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part C: Journal of Mechanical Engineering Science* **201**(1), pp. 57-74. 1987.
10. Miles, P.C., Turbulent flow structure in direct-injection, swirl-supported Diesel engines, en Arcoumanis, C.; Kamimoto, T. (eds.) *Flow and combustion in reciprocating engines*. Springer, 2009.
11. Payri, F.; Benajes, J.; Margot, X.; Gil A., CFD modeling of the in-cylinder flow in direct-injection Diesel engines. *Computers & Fluids* **33**, pp. 995-1021, 2004.
12. Tippelmann, G., A new method of investigation of swirl ports. *SAE Paper 770404*, 1977.
13. Lienemann, H.; Shrimpton, J.S.; In-cylinder tumble flow characteristics and implications for fuel/air mixing in direct injection gasoline engines. *SAE Paper 2003-01-3104*, 2003.
14. Lee, K.; Bae, C.; Kang, K., The effects of tumble and swirl flows on flame propagation in a four-valve S.I. engine. *Applied Thermal Engineering* **27**, pp. 2122-2130, 2007.

Capítulo 13

Introducción a la combustión

J. M. Desantes

S. Molina

13.1	Introducción.....	354
13.2	Termoquímica de la combustión.....	355
13.2.1	Propiedades y composición del aire.....	355
13.2.2	Estequiometría.....	356
13.2.3	Calor de formación.....	358
13.2.4	Calor de reacción.....	359
13.2.5	Poder calorífico del combustible.....	361
13.2.6	Temperatura adiabática de llama.....	363
13.3	Cinética química de la combustión.....	365
13.3.1	Velocidad de reacción.....	365
13.3.2	Velocidad de reacción en reacciones simultáneas interdependientes.....	366
13.3.3	Equilibrio químico.....	367
13.3.4	Sistemas CHON.....	369
13.4	Ecuaciones de conservación para flujo reactivo.....	371
13.5	Clasificación de los procesos de combustión típicos en MCI.....	373
13.5.1	Autoencendido de mezclas aire-combustible.....	374
13.5.2	Combustión premezclada.....	377
13.5.3	Combustión por difusión.....	381
13.6	Resumen.....	388
	Referencias y Bibliografía.....	388

13.1 Introducción

En este capítulo se pretende alcanzar dos objetivos. En primer lugar, realizar una introducción a los fenómenos físicos y químicos que controlan un proceso de combustión, y que posteriormente se particularizan al estudio de la formación de emisiones contaminantes (capítulo 15) y al estudio del proceso de combustión, tanto en un motor de encendido provocado como en un motor de encendido por compresión (capítulos 18 y 20). Un único capítulo, obviamente, no puede abordar la diversidad y la complejidad del proceso de forma exhaustiva y por tanto está orientado a servir como puente entre los capítulos posteriores más aplicados y tecnológicos y la literatura más básica y específica sobre el proceso de combustión que se detalla en la bibliografía.

El segundo objetivo es de tipo más práctico y está enfocado a recopilar en un solo capítulo los conceptos fundamentales asociados a la reacción exotérmica entre un combustible y un oxidante que de otra forma podrían quedar dispersos en varios capítulos.

Los MCIA operan, o pueden operar, con distintos tipos de procesos de combustión, de tal forma que en determinadas situaciones el control del proceso es debido a los aspectos químicos del proceso de combustión, que en estos casos son más lentos que los fenómenos físicos, mientras que en otras ocasiones se invierte completamente el protagonismo, siendo los tiempos característicos químicos mucho más cortos que los físicos, por lo que son los fenómenos de convección y difusión los que acaban definiendo los tiempos característicos del proceso. Entre estos dos extremos, también se dan en un MCIA situaciones en las que los tiempos característicos de los procesos químicos y físicos son comparables.

En una primera parte del capítulo se abordan los aspectos termoquímicos de la combustión, y por tanto los fundamentos que permiten estimar la energía liberada en un proceso de combustión, así como la tasa o velocidad de reacción que controla el paso desde los reactivos a los productos, pasando por los compuestos intermedios, o disociados a alta temperatura. También se introducen los conceptos de reacción en equilibrio y fuera de equilibrio o controlada por cinética que se emplearán posteriormente en el capítulo 15 para presentar los modelos de formación de las especies consideradas como emisiones más importantes.

En una segunda parte, se plantean de forma general las ecuaciones de conservación para flujo reactivo que se particularizan posteriormente de forma simplificada para los tres tipos de combustión que aparecen tradicionalmente en un MCIA: autoencendido de una mezcla, combustión premezclada y combustión por difusión. Para esta última forma de combustión, característica de los MEC, en una primera aproximación se utiliza la teoría de los chorros gaseosos lo que permite un análisis simplificado, pero útil en muchos casos, para finalizar con algunas consideraciones relativas a los tiempos y longitudes características de evaporación cuando el combustible se considera líquido, como es en realidad.

Finalmente, conviene mencionar que tanto la combustión premezclada como la combustión por difusión características de los MEP y MEC, respectivamente, como se explicará posteriormente, se desarrollan en situaciones de flujo dominadas por elevados valores de las velocidades medias y también de las fluctuaciones pulsantes de la velocidad, lo que establece un nexo de unión con el capítulo anterior (capítulo 12).

13.2 Termoquímica de la combustión

13.2.1 Propiedades y composición del aire

El aire es, en la mayoría de los casos, la fuente principal del oxígeno necesario para realizar el proceso de combustión. Por esto, en este apartado se analizará su composición y sus propiedades.

El aire está compuesto principalmente de nitrógeno molecular (N_2), oxígeno molecular (O_2), vapor de agua (H_2O) y gases inertes, principalmente dióxido de carbono (CO_2) y argón (Ar). La proporción exacta de cada uno de estos componentes en el aire varía según la situación geográfica y las condiciones meteorológicas, especialmente el contenido de agua.

Para cada una de las especies (i) que componen el aire, se puede definir su fracción molar (X_i) y su fracción másica (Y_i), tanto si se tiene en cuenta la humedad contenida en el aire, ecuación (13.1) o si se considera el aire seco, ecuación (13.2).

$$X_i = \frac{n_i}{\sum n_i} \qquad Y_i = \frac{m_i}{\sum m_i} \qquad (13.1)$$

$$(X_i)_s = \frac{n_i}{\sum n_i} \quad (i \neq H_2O) \qquad (Y_i)_s = \frac{m_i}{\sum m_i} \quad (i \neq H_2O) \qquad (13.2)$$

En la Tabla 13.1 se presentan los valores de la composición molar del aire seco y húmedo. Es importante tener en cuenta que la fracción X_{H_2O} es la humedad absoluta contenida en el aire, no la relativa.

Tabla 13.1 Composición molar del aire atmosférico considerado seco o húmedo.

Especie	Seco	Húmedo
X_{N_2}	0,78082	0,78082 $(1 - X_{H_2O})$
X_{O_2}	0,20945	0,20945 $(1 - X_{H_2O})$
X_{Ar}	0,00934	0,00934 $(1 - X_{H_2O})$
X_{CO_2}	0,00039	0,00039 $(1 - X_{H_2O})$
X_{H_2O}	0	X_{H_2O}

A partir de las fracciones molares referidas al aire húmedo de cada una de las especies y de sus respectivos pesos moleculares, se puede calcular el peso molecular del aire, como:

$$PM_a = X_{O_2} PM_{O_2} + X_{N_2} PM_{N_2} + X_{Ar} PM_{Ar} + X_{CO_2} PM_{CO_2} + X_{H_2O} PM_{H_2O} \qquad (13.3)$$

Si anulamos el último término, el peso molecular del aire seco tiene un valor aproximado de 28,9 kg/kmol y para el aire húmedo el valor que suele tomarse como referencia es de 28,6 kg/kmol, considerando una humedad relativa del 50% a 25°C.

Las fracciones másicas para cada una de las especies se pueden calcular por medio de la ecuación (13.4), cuyos valores, para el aire seco y húmedo, se presentan en la Tabla 13.2.

$$Y_i = X_i \frac{PM_i}{PM_a} \quad (13.4)$$

Tabla 13.2 Composición másica del aire atmosférico considerado seco o húmedo.

Especie	Seco	Húmedo
Y_{N_2}	0,75514	0,75514 (1 - Y_{H_2O})
Y_{O_2}	0,23138	0,23138 (1 - Y_{H_2O})
Y_{Ar}	0,01288	0,01288 (1 - Y_{H_2O})
Y_{CO_2}	0,00059	0,00059 (1 - Y_{H_2O})
Y_{H_2O}	0	X_{H_2O}

Con el objetivo de simplificar los cálculos, muchas veces se idealiza el aire como una mezcla de oxígeno y nitrógeno, considerando el contenido de argón, dióxido de carbono y agua como si fuera nitrógeno. De esta forma la composición simplificada del aire queda reflejada en la Tabla 13.3 tanto en términos molares como másicos

Tabla 13.3 Composición simplificada del aire seco y húmedo.

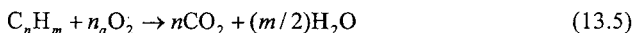
Especie	Seco		Húmedo*	
	Molar	Másico	Molar	Másico
N_2	0,7905	0,7686	0,7960	0,7724
O_2	0,2095	0,2314	0,2040	0,2276
N_2 / O_2	3,76	3,32	3,90	3,39

* Para el cálculo se ha supuesto una humedad relativa del 50% a 25°C.

13.2.2 Estequiometría

La estequiometría es el cálculo de las relaciones cuantitativas entre los reactantes (oxígeno y combustible) y los productos de la combustión. El balance de estas reacciones depende únicamente de la conservación de la masa de cada una de las especies químicas que intervienen en la reacción.

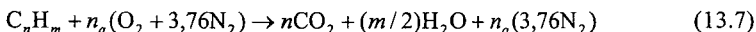
En un proceso de combustión ideal de un hidrocarburo, si hay suficiente oxígeno disponible, el carbono y el hidrógeno que componen el combustible pueden ser completamente oxidados en dióxido de carbono y agua. Para un mol de un hidrocarburo genérico formado únicamente por carbono e hidrógeno, el balance de la reacción de combustión completa puede expresarse de acuerdo con la ecuación (13.5), en la que se supone que reacciona un mol de C_nH_m con n_a moles de O_2 :



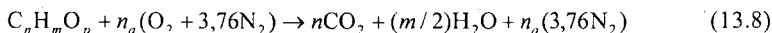
donde el número de moles de oxígeno necesario para oxidar completamente el combustible se puede calcular como:

$$n_a = n + m/4 \quad (13.6)$$

Teniendo en cuenta que el oxígeno utilizado en el proceso de combustión en MCIA es en general el contenido en el aire atmosférico, utilizando la composición simplificada para el aire seco en términos molares, (Tabla 13.3), la ecuación (13.5) se puede expresar como:



La ecuación (13.7) define la proporción exacta entre el aire y el combustible que es necesaria, teóricamente, para que todo el combustible se oxide hasta los productos finales de la combustión. Teniendo en cuenta que en la actualidad muchos combustibles de los utilizados en MCIA contienen oxígeno (capítulo 14), la ecuación (13.7) se puede generalizar de la siguiente forma:



donde $n_a = (n + m/4 - p/2)$.

Para obtener la relación estequiométrica en términos másicos es necesario multiplicar cada uno de los términos de la ecuación (13.8) por sus respectivos pesos moleculares (PM_i).

La relación existente entre la masa de combustible y la masa de aire necesario para oxidarlo completamente se denomina dosado estequiométrico y en el capítulo 3 se presentan los valores típicos de este parámetro para distintos tipos de combustibles de los utilizados en MCIA.

De forma genérica, la relación combustible-aire estequiométrica se puede expresar como:

$$F_e = \left(\frac{m_f}{m_a} \right)_e = \frac{n PM_C + m PM_H + p PM_O}{(n + m/4 - p/2)(PM_{O_2} + 3,76 PM_{N_2})} \quad (13.9)$$

El aire atmosférico puede enriquecerse en oxígeno o por el contrario empobrecerse como es el caso de la recirculación de gases de escape. En este último caso, la concentración de oxígeno en la carga del cilindro es más baja y el dosado puede obtenerse a partir de:

$$F = F_r \frac{1 - EGR/100}{1 - F_r EGR/100} \quad (13.10)$$

siendo F_r el dosado relativo y EGR la tasa de recirculación de gases de escape definidos en el capítulo 3. Por otra parte la fracción de oxígeno en la admisión obviamente es más baja que la que hay en el aire, y puede obtenerse de la expresión:

$$Y_{O_2,ad} = Y_{O_2,a} (1 - F_r EGR/100) \quad (13.11)$$

13.2.3 Calor de formación

El calor de formación estándar Δh_F^0 de una sustancia se define como el calor puesto en juego cuando se forma un kmol de sustancia a partir de los elementos que componen dicha sustancia, partiendo éstos de condiciones estándar.

Las condiciones estándar son por convenio 25°C (T_0) y 1 atm (p_0). Los valores del calor de formación estándar se encuentran tabulados en la literatura y en la Tabla 13.4 se presentan algunos valores de Δh_F^0 para compuestos usuales en el proceso de combustión en MCI. El signo del calor de formación es negativo cuando las reacciones puestas en juego son exotérmicas y positivo cuando son endotérmicas. Para los elementos en condiciones estándar el valor de Δh_F^0 es nulo por definición. Como ejemplo, para formar un mol de dióxido de carbono a partir de sus elementos, el calor puesto en juego es -393.500 kJ/kmol, negativo ya que la reacción es exotérmica.

Cuando la reacción de formación de una sustancia a partir de sus elementos en condiciones estándar se desarrolla a volumen constante, y no a presión constante, el calor puesto en juego coincide con la variación de la energía interna, y por tanto el calor de formación estándar en este caso es Δu_F^0 . Sin embargo, a partir de la definición de entalpía y de la ecuación de estado es posible expresar que:

$$\Delta H_F^0 = \Delta U_F^0 + V\Delta p = \Delta U_F^0 + m(R_j - R_i)T_0 \quad (13.12)$$

siendo R_i y R_j la constante de los gases por unidad de masa para los compuestos iniciales y finales de la reacción. La ecuación (13.12) puede expresarse también en función del número de moles de los productos iniciales y finales, como

$$\Delta H_F^0 = \Delta U_F^0 + \Delta nRT_0 \quad (13.13)$$

siendo $\Delta n = \sum_j n_j - \sum_i n_i$ y R la constante universal de los gases (8.314 J/kmol).

Dado que el calor de formación en condiciones estándar se puede entender como la entalpía de un compuesto en condiciones estándar respecto de sus elementos en las mismas condiciones, y que la entalpía es una función de estado, se puede calcular el calor de formación en cualquier condición fuera de las condiciones de referencia, si se sigue el esquema de la Figura 13.1.

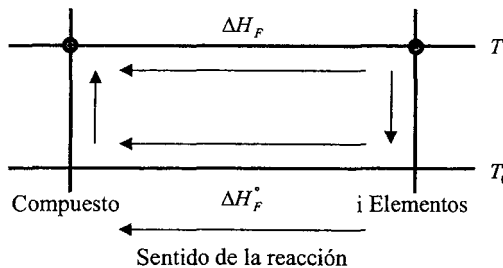


Figura 13.1 Esquema para calcular el calor de formación fuera de las condiciones estándar.

Se asume que para formar un mol del compuesto j se utilizan n_i moles de cada uno de los elementos i y que la entalpía sólo es función de la temperatura pero no de la presión.

$$\Delta H_F = \sum_i n_i (h_T - h_{T_0})_i + \Delta h_F^0 - (h_T - h_{T_0})_j \quad (13.14)$$

La ecuación (13.14) permite calcular el calor de reacción ΔH_F en unas condiciones de temperatura T , diferente a la estándar, a partir del valor del calor de formación estándar del compuesto Δh_F^0 y las entalpías en función de las temperaturas T y T_0 para los i elementos y el compuesto j .

Tabla 13.4 Calor de formación estándar para algunos compuestos.

Símbolo	Compuesto	Estado	Calor de formación Δh_F^0 (kJ/kmol)
O ₂	Oxígeno	gas	0
O	Oxígeno	gas	249.200
N ₂	Nitrógeno	gas	0
N	Nitrógeno	gas	472.650
H ₂	Hidrógeno	gas	0
H	Hidrógeno	gas	218.000
C	Carbono	sólido	0
C	Carbono	gas	528.200
CO	Monóxido de carbono	gas	-110.600
CO ₂	Dióxido de carbono	gas	-393.500
CH ₄	Metano	gas	-74.870
C ₃ H ₈	Propano	gas	-104.000
CH ₄ O	Metanol	gas	-205.000
C ₂ H ₆ O	Etanol	líquido	-277.600
C ₈ H ₁₈	Isoctano	líquido	-249.000
C ₁₂ H ₂₆	Dodecano	gas	-291.000
H ₂ O	Agua	gas	-241.800
H ₂ O	Agua	líquido	-285.800
NO	Óxido de Nitrógeno	gas	90.300
NO ₂	Dióxido de Nitrógeno	gas	33.000

13.2.4 Calor de reacción

El calor de reacción se define como el balance de energías puestas en juego cuando se produce una reacción química de i reactantes para obtener j productos. El calor de reacción en

condiciones estándar se puede determinar a partir de los calores de formación de todos los compuestos implicados en la reacción química.

$$\sum_i n_i R_i \rightarrow \sum_j n_j P_j \quad (13.15)$$

$$Q_R = \sum_j n_j \Delta h_{F_j}^0 - \sum_i n_i \Delta h_{F_i}^0 = \Delta H_{T_0} \quad (13.16)$$

El calor de reacción, ya sea en condiciones estándar o fuera de ellas, dependerá del tipo de proceso (presión o volumen constante) y hay que hacer las mismas consideraciones que para el calor de formación en cuanto a tener en cuenta la variación de entalpía o energía interna respectivamente.

Si se representa en una figura la entalpía de los reactantes y los productos en función de su temperatura, la variación de entalpía a la temperatura de referencia T_0 es el calor de reacción definido en la ecuación (13.16) como se muestra en la Figura 13.2.

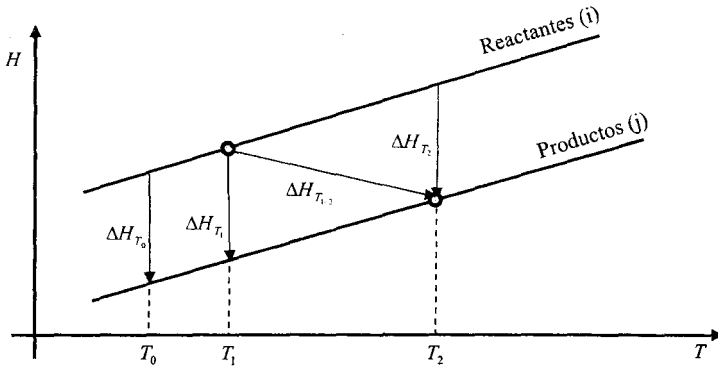


Figura 13.2 Representación esquemática del calor de reacción en función de la temperatura de reactantes y productos.

Cuando se quiere determinar el calor de una reacción fuera de las condiciones estándar es necesario tener en cuenta la entalpía sensible de los reactantes y los productos por estar a una temperatura diferente de T_0 . En la Figura 13.2 se representan las entalpías puestas en juego en una determinada reacción de i reactantes y j productos, ΔH_{T_1} y ΔH_{T_2} son los calores de reacción fuera de condiciones estándar cuando tanto los reactantes como los productos están a la misma temperatura T_1 y T_2 respectivamente. $\Delta H_{T_{1-2}}$ es el calor de reacción fuera de las condiciones estándar en el caso más general en que los reactantes están a una temperatura T_1 y los productos a una temperatura T_2 . Es este calor de reacción el que tiene un interés práctico en los procesos de combustión en MCIA.

A partir del esquema de la Figura 13.2, y teniendo en cuenta que la entalpía es una función de estado se puede plantear la siguiente igualdad:

$$\Delta H_{T_{1-2}} = \Delta H_{T_1} + \int_{T_1}^{T_2} \sum_j (nc_p)_j dT = \Delta H_{T_2} + \int_{T_1}^{T_2} \sum_i (nc_p)_i dT \quad (13.17)$$

A partir de la ecuación (13.17) se puede calcular el calor de reacción a una temperatura genérica T conociendo el calor de reacción a la temperatura estándar T_0 .

$$\Delta H_T = \Delta H_{T_0} + \int_{T_0}^T \sum_j (nc_p)_j dT - \int_{T_0}^T \sum_i (nc_p)_i dT \quad (13.18)$$

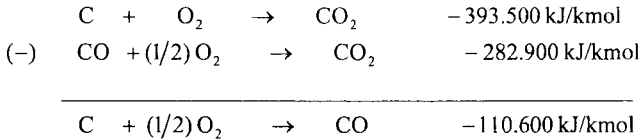
Finalmente, en un proceso de combustión que tenga lugar en un MCIA, los reactantes están, en general, a una temperatura T_1 diferente de T_0 y los productos están a una temperatura T_2 mayor que T_1 , por lo que la ecuación (13.18) puede expresarse como:

$$\Delta H_{T_2} = \Delta H_{T_0} + \int_{T_0}^{T_2} \sum_j (nc_p)_j dT - \int_{T_0}^{T_1} \sum_i (nc_p)_i dT \quad (13.19)$$

Ley de Hess

La ley de Hess establece que si se conoce el calor de reacción (o de formación) a una misma temperatura de dos procesos separados, el calor de reacción de una reacción que sea combinación de las anteriores y a la misma temperatura, se puede determinar por suma algebraica.

Por ejemplo, el calor de formación del CO se puede obtener a partir de la resta de las dos ecuaciones siguientes:



Gracias a la Ley de Hess se pueden conocer los calores de formación y de reacción de una gran cantidad de productos, a partir de reacciones cuyos valores estén tabulados.

13.2.5 Poder calorífico del combustible

El contenido energético de un combustible se expresa por medio de su poder calorífico (PC). Se define como la energía liberada en forma de calor en la combustión estequiométrica de una unidad de masa de combustible, donde los productos quemados quedan en las mismas condiciones de temperatura y presión (o temperatura y volumen) que los reactivos iniciales. En general la temperatura que se emplea en los ensayos es 25°C.

Para los combustibles que contienen hidrógeno (casi todos los utilizados en MCIA) uno de los productos finales es agua, por tanto la energía total liberada en un proceso de combustión real variará si el agua está en estado gaseoso o líquido, siendo la diferencia el calor latente de vaporización del agua. Por esta razón se definen dos valores para el poder calorífico:

- Poder calorífico superior (PCS), es el que realmente se obtiene cuando los productos y reactivos están en condiciones estándar, ya que el agua de los productos ha condensado y ha cedido su calor latente de vaporización.
- Poder calorífico inferior (PCI), es el que se obtendría si el agua de los productos permaneciera en fase vapor.

El poder calorífico de un combustible es un estimador del contenido energético de un determinado combustible, sin embargo existen dos diferencias entre el poder calorífico que realmente se utiliza como referencia energética y el que se mide en los calorímetros:

- En la gran mayoría de las máquinas térmicas, entre ellas los MCIA, sólo puede aprovecharse el poder calorífico inferior, al expulsarse los productos quemados en el proceso de escape a alta temperatura en fase gaseosa. Sin embargo, en los calorímetros se mide el poder calorífico superior, ya que el agua condensa cuando se enfrían los productos hasta la temperatura inicial (como es necesario para cuantificar el calor liberado en la combustión).
- En los MCIA, aunque el fluido no evoluciona ni a volumen ni a presión constante, la referencia más habitual suele ser la de presión constante ya que, en una escala temporal superior a su ciclo termodinámico, pueden asimilarse a máquinas de flujo continuo.

Por todo ello, es necesario calcular, en primer lugar, el poder calorífico a presión constante (PCS_p) a partir del poder calorífico a volumen constante (PCS_v), y posteriormente, el poder calorífico inferior a partir del superior (ya a presión constante). Para ambos cálculos se toma como referencia la reacción de combustión estequiométrica del combustible, ecuación (13.8).

El primer paso es calcular el PCI a presión constante a partir del de volumen constante. Para ello, debe tenerse en cuenta que el calor a volumen constante es una energía interna, mientras que el calor a presión constante es una entalpía. Por tanto, el calor liberado a volumen constante es la diferencia entre las energías internas de productos y de reactivos a temperatura constante, mientras que a presión constante es la diferencia entre las entalpías de productos y de reactivos a temperatura constante.

$$\begin{aligned} m_f PCI_v &= U_f + m_{O_2} u_{O_2} - (m_{CO_2} u_{CO_2} + m_{H_2O} u_{H_2O}) \\ m_f PCI_p &= H_f + m_{O_2} h_{O_2} - (m_{CO_2} h_{CO_2} + m_{H_2O} h_{H_2O}) \end{aligned} \quad (13.20)$$

Las diferencias entre entalpía y energía interna sólo son perceptibles en gases, pero no en líquidos ni en sólidos, debido a su bajo volumen específico, por tanto, $U_f = H_f$

A partir de esta igualdad se obtiene:

$$PCI_p = PCI_v - \frac{m_{O_2}}{m_f} (u_{O_2} - h_{O_2}) + \frac{m_{CO_2}}{m_f} (u_{CO_2} - h_{CO_2}) + \frac{m_{H_2O}}{m_f} (u_{H_2O} - h_{H_2O}) \quad (13.21)$$

Empleando la definición de la entalpía ($h = u + pv$), la ecuación de estado de los gases ideales y haciendo uso del balance de la ecuación (13.8), podemos expresar:

$$\begin{aligned} PCI_p &= PCI_v + \left(n + \frac{m}{4} - \frac{p}{2} \right) \frac{PM_{O_2}}{PM_f} \frac{RT}{PM_{O_2}} - n \frac{PM_{CO_2}}{PM_f} \frac{RT}{PM_{CO_2}} - \frac{m}{2} \frac{PM_{H_2O}}{PM_f} \frac{RT}{PM_{H_2O}} \\ PCI_p &= PCI_v - \left(\frac{m}{4} + \frac{p}{2} \right) \frac{RT}{PM_f} \end{aligned} \quad (13.22)$$

El segundo paso es el cálculo del poder calorífico inferior a volumen constante a partir del superior que realmente se mide, que también es a volumen constante. La diferencia es el calor latente de vaporización del agua de los productos, que en este caso se identifica con la energía interna de vaporización, $\Delta u_{vap}^0(H_2O)$.

$$PCI_v = PCS_v - \frac{m_{H_2O}}{m_f} \Delta u_{vap}^0(H_2O) = PCS_v - \frac{m}{2} \frac{PM_{H_2O}}{PM_f} \Delta u_{vap}^0(H_2O) \quad (13.23)$$

Dado que la energía interna de vaporización en condiciones de temperatura estándar (298K) es 2305,1 kJ/kg y sustituyendo el peso molecular del agua se tiene

$$PCI_v = PCS_v - 20.763,5 \frac{m}{PM_f} \quad (13.24)$$

siendo el cociente de la ecuación (13.24) equivalente a la fracción másica de hidrógeno en el combustible. Combinando (13.22) y (13.23) y reemplazando valores, se obtiene:

$$PCI_p = PCS_v - \frac{\left[\frac{m}{2} PM_{H_2O} \Delta w_{vap}^0 (H_2O) + \left(\frac{m}{4} + \frac{p}{2} \right) RT \right]}{PM_f} \quad (13.25)$$

$$PCI_p = PCS_v - \frac{(21.383,2m + 1.239,4p)}{PM_f}$$

Este resultado, expresado en función de las fracciones másicas de hidrógeno y oxígeno del combustible, es similar al propuesto por las normas ASTM D240-02 (2007) y UNE-51123 (1986) para el cálculo del poder calorífico inferior a presión constante a partir de la medida en bomba calorimétrica (superior y a volumen constante) de hidrocarburos líquidos.

Como se ha dicho, el PC de un combustible es un buen estimador de su contenido energético por unidad de masa y es útil para realizar balances energéticos o emplear expresiones promediadas a lo largo de un ciclo del motor. Sin embargo, no es útil para determinar el calor realmente liberado instantáneamente en un proceso de combustión puesto que no se cumplen las hipótesis de condiciones iniciales y finales con las que se ha definido el PC.

13.2.6 Temperatura adiabática de llama

Se define la temperatura adiabática de llama como la temperatura que alcanzan los productos de la combustión, cuando todo el calor de la reacción se invierte en calentar dichos productos, es decir, el proceso de combustión se realiza de forma adiabática. La Figura 13.3 muestra de forma esquemática como sería esta reacción.

Para esta reacción en particular, la ecuación (13.17) se puede expresar como:

$$0 = \Delta H_{T_1-2} = \Delta H_{T_1-adi} = \Delta H_{T_1} + \int_{T_1}^{T_{adi}} \sum_j (nc_p)_j dT \quad (13.26)$$

siendo el límite superior de la integral la temperatura adiabática.

En MCIA la temperatura que alcanzan los productos de la combustión es muy cercana a la adiabática de llama, debido a que la velocidad de combustión es relativamente alta y hay muy poco tiempo para transmitir calor. Además, el trabajo desarrollado por el pistón es pequeño ya que, en las cercanías del PMS, la velocidad de éste es reducida.

Si no existiera disociación, la temperatura adiabática máxima se daría para el dosado estequiométrico; sin embargo, dicho máximo se desplaza hacia los dosados ricos cuando existe disociación. En la Figura 13.4 se muestra este efecto para una mezcla de heptano y aire a una presión de 100 bar. A las temperaturas a las que se desarrolla el proceso de combustión, la reacción no está desplazada hacia los productos finales sino que hay disociación, o productos intermedios de la combustión, lo que hace que el calor efectivamente liberado sea menor que el que se estima con una reacción de un solo paso a productos finales. Por ello, la temperatura adiabática de llama debe calcularse de forma acoplada a la cinética química del proceso como se desarrolla posteriormente.

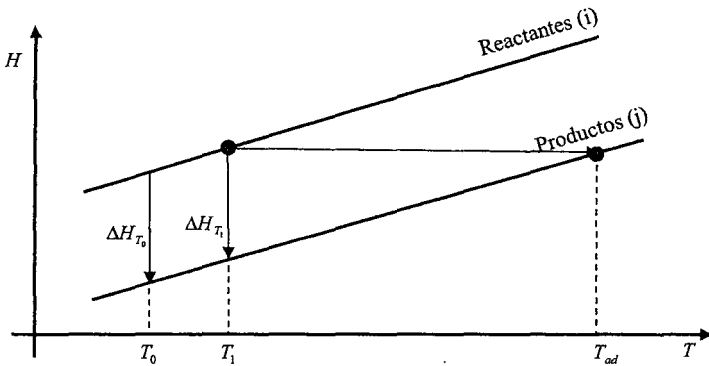


Figura 13.3 Representación esquemática del calor de reacción en función de la temperatura de reactantes y productos cuando se alcanza la temperatura adiabática de llama.

En la Figura 13.4 se observa que la temperatura adiabática de llama crece cuando la temperatura de los reactantes es más alta, como se podría prever a partir de la Figura 13.3. Por otra parte la Tabla 13.5 muestra que para el resto de condiciones constantes, la temperatura adiabática de llama crece a medida que crece la presión. La razón para ello hay que buscarla en que la reacción de oxidación se desplaza a productos finales cuando la presión aumenta, disminuyendo por tanto el grado de disociación.

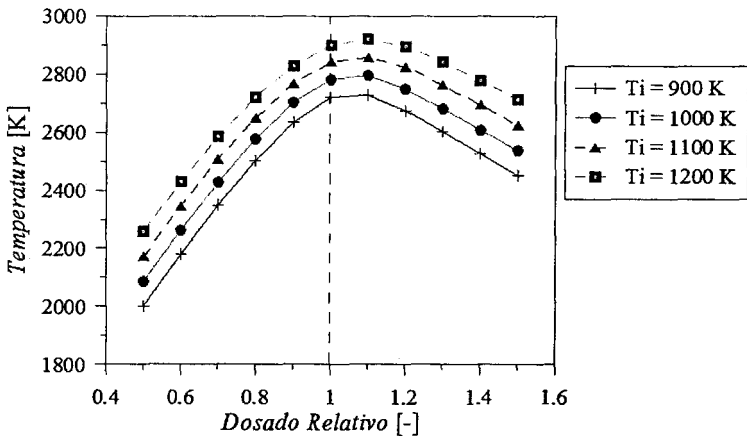


Figura 13.4 Temperatura adiabática de llama en función del dosado y la temperatura inicial de los reactantes para una mezcla de heptano y aire a una presión inicial de 100 bar.

La Tabla 13.5 muestra los valores de la temperatura adiabática de llama para diversos combustibles cuando son quemados con aire en un proceso a presión constante. Observando la Tabla 13.5 también se puede concluir que desde el punto de vista energético se pueden utilizar sustancias puras como combustibles de sustitución de los combustibles comerciales sin apenas desviación.

Tabla 13.5 *Temperatura adiabática de llama para varios combustibles (temperatura inicial 1000K, proceso a presión constante y dosado estequiométrico).*

Combustible		Presión: 1 bar	Presión: 50 bar	Presión: 100 bar
Metano	CH ₄	2.520 K	2.695 K	2.719 K
Propano	C ₃ H ₈	2.550 K	2.738 K	2.765 K
Isoctano	C ₈ H ₁₈	2.550 K	2.740 K	2.767 K
Dodecano	C ₁₂ H ₂₆	2.553 K	2.743 K	2.770 K
Etanol	C ₂ H ₆ O	2.521 K	2.704 K	2.730 K
Gas Oil	C _{10,8} H _{18,7}	2.565 K	2.761 K	2.790 K

13.3 Cinética química de la combustión

13.3.1 Velocidad de reacción

Considerando una reacción química genérica de la forma:



en la que intervienen a reactantes R_i con sus correspondientes coeficientes estequiométricos n_i para llegar a b productos P_j con sus correspondientes coeficientes estequiométricos n_j , la ley de acción de masas postula que la tasa de desaparición (o velocidad de reacción) de un determinado reactivo, R_i , viene dada por la expresión.

$$\frac{d[R_i]}{dt} = (n_j - n_i) k \prod_{i=1}^a [R_i]^{n_i} \quad (13.28)$$

siendo:

- $n_j - n_i$: el balance molar entre reactantes y productos del compuesto R_i . En muchos casos el compuesto R_i no aparece en los productos y por tanto $n_j = 0$. En el caso más general en el que el compuesto R_i esté contenido en los reactantes y los productos, el signo de la variación de la concentración molar de R_i viene determinado por la diferencia entre n_j y n_i .
- k : la velocidad específica de reacción. Las unidades de k dependen del tipo de reacción como se detalla más adelante.
- $[R_i]$: la concentración molar del compuesto R_i , expresada en kmol/m³.

Muchas de las reacciones elementales con interés en los procesos de combustión son bimoleculares, es decir, que dos moléculas reactantes colisionan para producir dos moléculas producto.



Estas reacciones son globalmente de segundo orden y de primer orden para el compuesto R_1 . Por ejemplo, particularizando la ecuación (13.28) a este caso se tendría:

$$\frac{d[R_1]}{dt} = -k[R_1][R_2] \quad (13.30)$$

donde la velocidad específica de reacción en este caso particular tiene unidades de $\text{m}^3/\text{kmol s}$.

En reacciones como (13.29) la teoría de colisión molecular permite obtener con un modelo simple una expresión para la velocidad específica de reacción, de la forma:

$$k = AT^m \exp(-E_A / RT) \quad (13.31)$$

que coincide con la expresión empírica de Arrhenius, que se puede generalizar a reacciones de orden distinto de dos, donde:

- A es el coeficiente pre exponencial con unidades de $(\text{m}^3/\text{kmol})^{n-1}/\text{s}$, unidades que coinciden con las de k , siendo n el orden de la reacción.
- T es la temperatura en Kelvin elevada a un exponente m que se obtiene experimentalmente y suele estar comprendido entre -2 y 2 . Obsérvese que T^m en esta ecuación es adimensional por definición, teniendo en cuenta las unidades impuestas en el coeficiente A .
- E_A es la energía de activación expresada en J/kmol

La ecuación de Arrhenius, que aunque tiene justificación teórica es una ecuación semi-empírica, puede interpretarse de la siguiente forma: AT^m es un parámetro que depende de las moléculas reaccionantes y suele considerarse como estimador de la frecuencia de las colisiones entre ellas. El término exponencial, por otra parte, es un estimador de la fracción de colisiones con una energía suficiente como para que ocurra la reacción química correspondiente. En cualquier caso queda patente, si consideramos las ecuaciones (13.30) y (13.31), que la velocidad de reacción es muy dependiente de la concentración molar de los reactantes y de la temperatura.

Todas las definiciones anteriores son también particularizables a otras reacciones que aparecen en los procesos de combustión, aunque con menor frecuencia que las reacciones del tipo (13.29).

$R_1 \rightarrow P_1$	reacción de primer orden en R_1 .
$R_1 \rightarrow P_1 + P_2$	reacción de primer orden en R_1 .
$R_1 + M \rightarrow P_1 + P_2$	reacción de segundo orden con tercer cuerpo.
$R_1 + R_2 + M \rightarrow P_1 + P_2$	reacción de tercer orden con tercer cuerpo.

13.3.2 Velocidad de reacción en reacciones simultáneas interdependientes

El proceso de oxidación de un hidrocarburo es extraordinariamente complejo por la cantidad de reacciones que intervienen. Existen modelos de cinética química detallados únicamente para algunos compuestos puros (p.ej. metano, n-heptano, isoctano, etc.) y mezclas simples entre ellos, siendo estos modelos poco predictivos bajo según qué condiciones de contorno, lo que hace que tanto la formulación química del modelo como los parámetros de cada una de las reacciones consideradas estén en continua revisión.

De forma genérica, un modelo de reacciones simultáneas que puede considerarse es la reacción (13.29) en sentido directo y la misma reacción pero en sentido inverso, es decir, con notación abreviada:



siendo ahora k_f la velocidad específica de la reacción directa, y k_b la velocidad específica de la reacción inversa.

La tasa de producción del producto P_1 , por ejemplo, se obtendría como:

$$\frac{d[P_1]}{dt} = k_f[R_1][R_2] - k_b[P_1][P_2] \quad (13.33)$$

o, de forma general, la tasa de producción neta de un compuesto en un proceso en el que existe un número dado de reacciones simultáneas interdependientes es la suma de todas las tasas de producción del compuesto considerado en aquellas reacciones que producen este compuesto, menos todas las tasas de consumo del compuesto en aquellas reacciones en las que dicho compuesto desaparece.

13.3.3 Equilibrio químico

En muchas reacciones asociadas al proceso de combustión de un hidrocarburo, la velocidad de reacción es suficientemente rápida comparada con los tiempos característicos de variación de las magnitudes termodinámicas, fundamentalmente la temperatura, de tal forma que se puede considerar que existe equilibrio químico. Si aceptamos la condición de equilibrio en la ecuación (13.33) se anula el término $d[P_1]/dt = 0$ y por tanto:

$$k_f[R_1][R_2] = k_b[P_1][P_2] \quad (13.34)$$

o bien

$$K_c = \frac{k_f}{k_b} = \frac{[P_1][P_2]}{[R_1][R_2]} \quad (13.35)$$

donde K_c , que es una función de la temperatura, como lo son k_f y k_b , es la constante de equilibrio de la reacción referida a las concentraciones molares.

Si consideramos una ecuación química general como la formulada en (13.27) junto con la misma reacción en sentido inverso, la expresión de la constante de equilibrio referida a las concentraciones molares quedaría como:

$$K_c = \frac{\prod_{j=1}^b [P_j]^{n_j}}{\prod_{i=1}^a [R_i]^{n_i}} \quad (13.36)$$

La condición de equilibrio permite analizar de forma más simple la cinética química del proceso de combustión, con un planteamiento cuasi-estacionario del modelo químico, y permite desacoplar el modelo químico de la variable temporal. Particularizando a los procesos de combustión en un MCIA, este planteamiento simplificado es aceptable, tanto en combustión premezclada como en combustión por difusión, desde un punto de vista energético, puesto que las reacciones fundamentalmente exotérmicas son muy rápidas comparadas con las variaciones de los parámetros fisicoquímicos que las controlan. Para la estimación de determinados compuestos contaminantes como los óxidos de nitrógeno y en menor medida el monóxido de carbono, las reacciones que controlan su formación/destrucción son en cambio lo suficientemente lentas, teniendo en cuenta los tiempos característicos de un MCIA, como para no poder

aceptar la hipótesis de equilibrio y por tanto no poder desacoplar el cálculo de las concentraciones instantáneas de estos compuestos de la variable temporal. En el capítulo 15 se desarrolla la formulación para estimar la evolución de estos compuestos controlados por cinética, y en el capítulo 24 se indican los métodos de cálculo.

La condición de equilibrio para un sistema químico multicomponente puede obtenerse a partir de un mínimo en la energía libre de Gibbs, como enseña la termodinámica. De forma general la variación de la función de Gibbs puede escribirse como:

$$dG = Vdp - SdT \quad (13.37)$$

Para una presión y temperatura del sistema, la condición de equilibrio se alcanzará cuando la suma de las variaciones de las funciones de Gibbs de todas las especies consideradas sea igual a cero. Si formulamos una reacción genérica del tipo (13.27) junto con la reacción inversa, la variación de la energía libre de Gibbs a p y T constantes de un compuesto genérico i (o j) será:

$$dG_i = Vdp_i \quad (13.38)$$

siendo G_i la función de Gibbs para el compuesto i , $V = n_i RT / p_i$ el volumen ocupado por el sistema, y p_i la presión parcial del compuesto i en la mezcla.

Integrando la ecuación (13.38), teniendo en cuenta la ecuación de estado de los gases perfectos y tomando por convenio como referencia $p_0 = 1 \text{ atm}$, se obtiene

$$G_i - G_i^0 = n_i RT \ln(p_i / p_0) \quad (13.39)$$

Extendiendo la expresión (13.39) a los i reactivos y j productos se puede escribir la variación de la función de Gibbs del sistema, como

$$\Delta G = \sum G_j - \sum G_i = \sum G_j^0 - \sum G_i^0 + RT \ln \frac{\prod p_j^{n_j}}{\prod p_i^{n_i}} (p_0)^{n_i - n_j} \quad (13.40)$$

Si se impone la condición de equilibrio $\Delta G = 0$ podemos definir una constante de equilibrio referida a las presiones parciales K_p como

$$K_p = \frac{\prod p_j^{n_j}}{\prod p_i^{n_i}} (p_0)^{n_i - n_j} = \exp\left(-\frac{\Delta G^0}{RT}\right) = f(T) \quad (13.41)$$

siendo $\Delta G^0 = \sum G_j^0 - \sum G_i^0$

La constante de equilibrio referida a las presiones parciales, K_p , es una función exclusiva de la temperatura y puede obtenerse directamente a partir del balance de las energías libres de Gibbs de todos los compuestos involucrados a la temperatura T considerada y a la presión de referencia. Los valores de las distintas energías libres de Gibbs pueden encontrarse en tablas.

Comparando las ecuaciones (13.36) y (13.41) y teniendo en cuenta que en una mezcla multicomponente isoterma las concentraciones molares son proporcionales a las presiones parciales, se puede establecer la siguiente relación entre las dos constantes de equilibrio definidas K_c y K_p .

$$K_p = K_c \left(\frac{RT}{p_o} \right)^{\Delta n} \quad (13.42)$$

siendo: $\Delta n = n_j - n_i$.

Aunque se pueden definir otras constantes de equilibrio, obviamente todas relacionadas entre sí, aquí se considerará únicamente una adicional, la constante de equilibrio referida al número de moles, K_n que se define como

$$K_n = \frac{\prod_{j=1}^b n_j}{\prod_{i=1}^a n_i} \quad (13.43)$$

y que se relaciona con K_p según

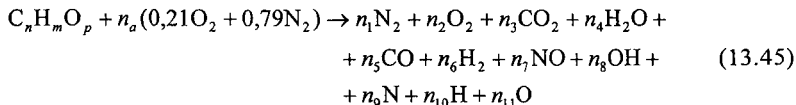
$$K_p = K_n \left(\frac{p/p_o}{n_T} \right)^{\Delta n} \quad (13.44)$$

siendo: p la presión total de la mezcla y $n_T = n_i + n_j$

A partir de las ecuaciones (13.42) y (13.44) se observa que $K_p = K_c = K_n$ cuando $\Delta n = 0$, es decir cuando no hay expansión/retracción molecular, y que K_n , suponiendo que $\Delta n \neq 0$, depende de la presión y de la temperatura a la que se encuentra el sistema multicomponente, mientras que K_c y K_p dependen exclusivamente de la temperatura. Las distintas constantes de equilibrio aquí presentadas se encuentran tabuladas o ajustadas para las reacciones elementales que conforman un proceso de combustión.

13.3.4 Sistemas CHON

Se conocen como sistemas CHON los sistemas reactivos multicomponentes en los que aparecen las especies carbono, hidrógeno, oxígeno y nitrógeno, y que son los sistemas típicos en procesos de combustión con combustibles convencionales en un MCIA. Un modelo simple que permite obtener una buena estimación de los parámetros energéticos, es decir del calor de reacción y por tanto de la temperatura adiabática de llama, y además la composición en equilibrio a temperaturas típicas de un proceso de combustión en un MCIA, es el modelo CHON de once especies en equilibrio que puede formularse de forma genérica como



donde para una p y T dada es necesario resolver el número de moles de las once especies consideradas. Para ello se dispone de cuatro ecuaciones que imponen el balance másico de los cuatro elementos:

$$\begin{aligned} \text{Carbono} & n = n_3 + n_5 \\ \text{Hidrógeno} & m = 2n_4 + 2n_6 + n_8 + n_{10} \\ \text{Oxígeno} & p + 2(0,21n_a) = 2n_2 + 2n_3 + n_4 + n_5 + n_7 + n_8 + n_{11} \\ \text{Nitrógeno} & 2(0,79n_a) = 2n_1 + n_7 + n_9 \end{aligned}$$

Además se necesitan otras siete ecuaciones que impongan la condición de equilibrio del sistema. Estas siete ecuaciones químicas pueden ser elegidas de entre varias posibilidades

diferentes, siempre que cumplan las condiciones siguientes: deben ser linealmente independientes, deben contener todas las especies, y sus constantes de equilibrio deben ser conocidas. Las siete ecuaciones químicas con sus correspondientes constantes de equilibrio referidas al número de moles podrían ser:

- | | | |
|-----|------------------------------------|---------------------------|
| (1) | $N_2 + O_2 \leftrightarrow 2NO$ | $K_1 = n_7^2 / n_1 n_2$ |
| (2) | $2H_2O + O_2 \leftrightarrow 4OH$ | $K_2 = n_8^2 / n_4^2 n_2$ |
| (3) | $2CO + O_2 \leftrightarrow 2CO_2$ | $K_3 = n_3^2 / n_5^2 n_2$ |
| (4) | $2H_2 + O_2 \leftrightarrow 2H_2O$ | $K_4 = n_4^2 / n_6^2 n_2$ |
| (5) | $N_2 \leftrightarrow 2N$ | $K_5 = n_9^2 / n_1$ |
| (6) | $O_2 \leftrightarrow 2O$ | $K_6 = n_{10}^2 / n_2$ |
| (7) | $H_2 \leftrightarrow 2H$ | $K_7 = n_{11} / n_2$ |

A partir de unas condiciones iniciales de relación aire/combustible, presión y temperatura, se puede resolver el sistema formado por las once ecuaciones mencionadas junto con el cálculo del calor de reacción y la temperatura adiabática de llama, lo que permite determinar la presión y temperatura final del sistema de forma conjunta con el sistema químico considerando disociación y en equilibrio.

La Figura 13.5 muestra los resultados que pueden obtenerse para el proceso de combustión entre dodecano y aire con distintos dosados, siendo las condiciones iniciales 80 bar y 1.000K. En la parte izquierda de la figura se observa cómo crece la concentración de CO y H₂ para dosados relativos mayores de 1, desapareciendo prácticamente el oxígeno molecular. Las concentraciones de CO₂ y en menor medida la de H₂O también disminuyen puesto que compiten con el monóxido de carbono y el hidrógeno molecular por el oxígeno disponible. En la parte derecha de la figura se presentan otros compuestos característicos del proceso de disociación a altas temperaturas, y que aparecen en cantidades pequeñas, aunque su efecto sobre el calor liberado no es despreciable. Los valores máximos del monóxido de nitrógeno, aparecen para dosados ligeramente pobres, donde hay exceso de oxígeno y la temperatura adiabática de llama es todavía relativamente alta.

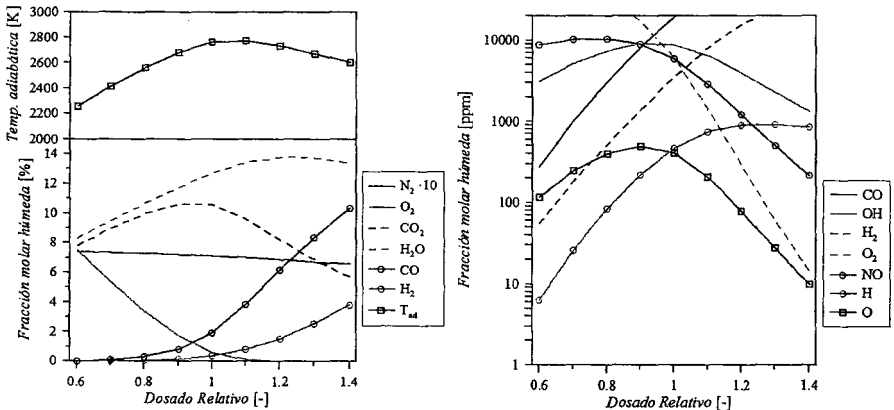


Figura 13.5 Temperatura adiabática de llama y fracción molar de los productos de la reacción a presión constante de una mezcla de dodecano y aire para distintos dosados.

En determinadas ocasiones no es necesario detallar todas las reacciones interdependientes que conforman el proceso de oxidación de un hidrocarburo, lo que permite simplificar la formulación a lo que se conoce como reacción en una sola etapa o mecanismo global de reacción. En este caso el combustible genérico $C_nH_mO_p$ se oxida directamente a productos finales sin disociación con una tasa que se expresa como:

$$\frac{d[C_nH_mO_p]}{dt} = -A \exp(E_A/RT) [C_nH_mO_p]^a [O_2]^b \quad (13.46)$$

Esta ecuación, que mantiene el aspecto general de las ecuaciones (13.30) y (13.31), no tiene base química, los valores de A , E_A , a y b tienen carácter empírico y están ajustados de acuerdo a datos experimentales. Las unidades de la constante A son $(m^3/kmol)^{a+b-1} s^{-1}$ y la Tabla 13.6 recoge los valores para algunos combustibles.

Tabla 13.6 Valores de las constantes de la ecuación (13.46), adaptadas de Turns.

Combustible		Factor A $((m^3/kmol)^{a+b-1} s^{-1})$	Temp. de activación (E_A/R) (K)	a	b
Metano	CH_4	$8,3 \cdot 10^5$	15.098	-0,3	1,3
Propano	C_3H_8	$4,8 \cdot 10^9$	15.098	0,1	1,65
Isoctano	C_8H_{18}	$2,6 \cdot 10^9$	15.098	0,25	1,5
Decano	$C_{10}H_{22}$	$2,1 \cdot 10^9$	15.098	0,25	1,5
Metanol	CH_4O	$1,8 \cdot 10^{10}$	15.098	0,25	1,5
Etanol	C_2H_6O	$1,7 \cdot 10^{10}$	15.098	0,15	1,6

13.4 Ecuaciones de conservación para flujo reactivo

Los procesos de combustión y en particular los procesos de combustión en MCIA, sean convencionales o no convencionales, son procesos complejos en los que se combinan el transporte de masa en flujo reactivo con el transporte de cantidad de movimiento y de energía. Por otra parte, en la mayoría de las situaciones prácticas reales el flujo es turbulento. El capítulo 24 del libro está dedicado a la descripción de los distintos modelos de cálculo que pueden plantearse para predecir distintos procesos aislados de la operación de un MCIA o incluso el funcionamiento completo del mismo. En este capítulo se introducen de forma general las ecuaciones de conservación y se particularizan a tres tipos de combustión relevantes en un MCIA con un planteamiento simplificado. La Tabla 13.7 recoge de forma compacta la estructura de la ecuación de conservación típica en un proceso termofluidodinámico en flujo reactivo, que se escribe para la variable genérica Φ como:

$$\frac{\partial(\rho\Phi)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\vec{u}\Phi) + \nabla \cdot (\rho\vec{J}_\Phi) = S_\Phi \quad (13.47)$$

T.acumulación T.convectivo T.difusivo T.fuente

siendo el operador $\vec{J}_\Phi = -D\nabla\Phi$, que se corresponde con las leyes de Fick, Stokes y Fourier para el transporte de especies, cantidad de movimiento y energía respectivamente y para los que la variable genérica Φ se particulariza como fracción másica de la especie Y_i , velocidad de fluido \vec{u} y entalpía específica h . El coeficiente D representa a su vez la difusividad másica, viscosidad cinemática y difusividad térmica respectivamente. Finalmente, el término fuente en el segundo miembro de la ecuación (13.47) incluye los conceptos recogidos en la Tabla 13.7 para cada ecuación de conservación.

Tabla 13.7 Forma que toman los términos de la ecuación (13.47) para cada una de las ecuaciones de conservación.

Ecuación	Φ	\vec{J}_Φ	S_Φ
Continuidad	1	0	0
Conservación especies	Y_i	$-D\nabla Y_i$ (Fick)	$\dot{\omega}_R$
Momento (3ec.)	u_j	$-\nu\nabla u_j$ (Stokes)	$\left\{ \begin{array}{l} -\partial p / \partial x_j \\ \text{Fuerzas másicas} \\ \text{Fuerzas viscosas} \end{array} \right.$
Energía	h	$-\alpha\nabla h$ (Fourier)	$\left\{ \begin{array}{l} Dp / Dt \\ \text{Fuentes térmicas} \\ \text{Trabajo de fuerzas viscosas} \\ \text{Trabajo de fuerzas másicas} \end{array} \right.$
Energía cinética turbulenta (e.c.t.)	k	$-\Pi_k \nabla k$	$G - \rho\varepsilon$
Velocidad de disipación de la e.c.t.	ε	$-\Pi_\varepsilon \nabla \varepsilon$	$C_1 \frac{\varepsilon G}{k} - C_2 \frac{\rho\varepsilon^2}{k}$

En la ecuación de continuidad el término fuente es idénticamente nulo, mientras que en la ecuación de conservación de especies el término fuente es la velocidad de reacción de la especie i . Para cada una de las tres ecuaciones de conservación de la cantidad de movimiento, el término fuente contiene las fuerzas debidas a gradientes de presión que suelen ser despreciables en un MCIA, las fuerzas másicas que pueden ser importantes debido a la diferencia de densidades entre los reactantes y los productos si la combustión es isobara, y finalmente las fuerzas viscosas no consideradas en el término difusivo, y que también suelen ser pequeñas.

Respecto de la ecuación de conservación de la energía el término fuente fundamental es el térmico debido al calor de reacción y también habría que considerar los términos debidos al trabajo de las fuerzas externas, que suele ser despreciable frente al anterior.

Finalmente se han añadido dos ecuaciones que no se basan, como las anteriores, en leyes físicas que son la ecuación de conservación de la energía cinética turbulenta y la ecuación de conservación de la velocidad de disipación de esta energía, basadas en datos empíricos para los pseudocoefficientes de difusividad, Π_k y Π_ε , las constantes C_1 y C_2 , y el término de ge-

neración G. Estas ecuaciones permiten, como se presenta en el capítulo 24, acoplar los modelos de turbulencia tipo $k - \varepsilon$ a la resolución del resto de ecuaciones de conservación y sustituir las difusividades moleculares por las turbulentas.

13.5 Clasificación de los procesos de combustión típicos en MCIA

En este apartado no se pretende realizar una clasificación exhaustiva de todos los procesos de combustión que pueden ocurrir en un contexto más amplio que un MCIA, sino que el objetivo es centrarse en aquellos que efectivamente se dan en estas plantas propulsoras. En capítulos anteriores se ha descrito el modo de funcionamiento de los MEP y de los MEC, señalando las diferencias que existen en sus modos de operación, regulación y en su evolución histórica. Todas estas diferencias vienen determinadas por las características del proceso de combustión intrínseco a cada tipo de motor.

En los MEP convencionales, el proceso de combustión se inicia con el aporte local de energía, normalmente mediante un arco eléctrico, a una mezcla aire-combustible homogénea, como se presenta en detalle en el capítulo 17. A partir de este instante se desarrolla un proceso de combustión premezclada sustentado por un frente de llama cuya velocidad de propagación es del orden de la velocidad lineal media del pistón. En términos cuantitativos, comparada con la velocidad del sonido, la velocidad de combustión es por tanto muy baja y se trata de una deflagración.

En los MEC convencionales, el proceso de combustión se inicia tras la inyección de combustible en las proximidades del PMS y una vez vencido el tiempo de retraso químico y físico. Esta etapa inicial del proceso de combustión en un MEC se denomina autoencendido. Tras el autoencendido de las primeras moléculas de combustible el proceso de combustión en un MEC es en realidad la superposición de tres modos distintos de combustión: nuevos núcleos de autoencendido que van venciendo su tiempo de retraso, combustión premezclada en mezcla no homogénea, pero conceptualmente similar a la que se desarrolla en un MEP y combustión por difusión, en la que el factor controlante es la tasa de mezcla aire-combustible y que es el modo de combustión que tradicionalmente ha caracterizado a este tipo de motor. La velocidad de combustión por difusión también es cuantitativamente lenta, por lo que se trata, como en el caso de la combustión premezclada tanto en MEP como en MEC, de una deflagración. La importancia relativa de cada uno de los tres modos de combustión depende mucho del tipo y tamaño de motor y de las condiciones de carga y régimen de giro del mismo.

El proceso de autoencendido intrínseco a los MEC es altamente indeseado en MEP puesto que puede ocasionar mal funcionamiento y averías en el mismo, como se estudia en el capítulo 18. El proceso de autoencendido, cuando se extiende a una cantidad importante de mezcla aire y combustible puede manifestarse en forma de gradientes de presión temporales y espaciales dentro de la cámara de combustión. Aunque en la literatura relativa a los MCIA en ocasiones se le denomina detonación, no lo es en sentido estricto, puesto que no se trata de un frente de llama soportado por una onda de choque, sino más bien una perturbación de presión dentro de la cámara generada por un proceso de combustión por autoinflamación.

Así pues, desde el punto de vista de los MCIA con sistemas de combustión tradicionales hay tres tipos de proceso de combustión que conviene conocer: el autoencendido para controlarlo en un MEC y evitarlo en un MEP, la combustión premezclada característica de los MEP y la combustión por difusión característica en los MEC.

Como se estudia en los capítulos 18 y 20, actualmente tanto los MEP como los MEC operan en ocasiones con procesos de combustión no convencionales, en el sentido de estratificar más la mezcla en MEP y premezclar más en MEC. En cualquier caso, en ambas situaciones podemos hablar de deflagraciones premezcladas, sean homogéneas o no homogéneas, o de deflagraciones por difusión.

13.5.1 Autoencendido de mezclas aire-combustible

Cuando una mezcla de aire y combustible se somete a una temperatura y presión suficientes, concretamente las que existen en la cámara de combustión en un MCIA al final del proceso de compresión, la mezcla se puede autoencender, es decir, se inicia y desarrolla un proceso de combustión de forma espontánea. Para simplificar conceptualmente el problema puede considerarse una mezcla homogénea, esencialmente en reposo, que se comprime desde unas condiciones iniciales (T_1 y p_1) en las que la mezcla no es químicamente activa hasta unas condiciones T_2 y p_2 por medio de una compresión rápida, ver esquema en la Figura 13.6.

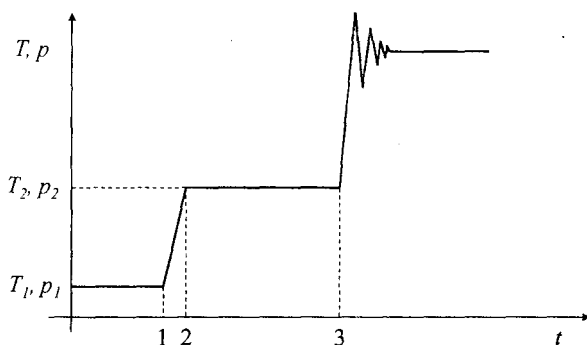
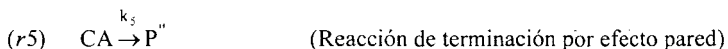
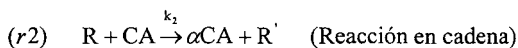


Figura 13.6 Esquema del proceso de autoencendido de una mezcla aire-combustible. 1-2 Compresión rápida desde T_1 , p_1 hasta T_2 , p_2 . 2-3 Tiempo de inducción o de retraso. 3 Combustión rápida y violenta debido a la autoinflamación de la mezcla.

Durante un determinado tiempo, que se llama tiempo de inducción o tiempo de retraso, no hay actividad energética importante y, vencido este tiempo de retraso, se observa experimentalmente un fuerte gradiente de presión provocado por el autoencendido y combustión extremadamente rápida de toda la mezcla combustible-aire contenida en la cámara de combustión. El carácter poco exotérmico observado experimentalmente durante el tiempo de retraso no implica que la actividad química sea nula. Existe evidencia de la aparición de productos parcialmente oxidados como aldehídos, cetonas, hidroperóxidos (fundamentalmente hidroperóxido de hidrógeno) y radicales peroxi. Semenov fue el primero en describir conceptualmente el proceso como un conjunto de reacciones en cadena en el que la concentración de radicales activos va creciendo, hasta alcanzar una concentración crítica, que desencadena el brusco autoencendido. Aunque el mecanismo propuesto por Semenov es ya un clásico, a continuación se plantea un mecanismo todavía más simplificado, propuesto por Glassman, que puede ilus-

trar conceptualmente el concepto de reacción en cadena y permite obtener expresiones para analizar los parámetros fundamentales del proceso.

Un modelo cinético de reacciones en cadena debe tener un conjunto de reacciones iniciales, que son las que dan comienzo al proceso de formación de radicales activos o compuestos activos (CA) a partir de los reactivos (R), un conjunto de reacciones en cadena que tienen un efecto multiplicador en la formación de compuestos activos y un conjunto de reacciones que forman los productos finales consumiendo radicales activos. El mecanismo simplificado de Glassman postula las cinco reacciones siguientes:



donde R y R' representan a los reactantes, CA representa a los radicales activos o portadores de cadena y P, P' y P'' son los productos. P y P' son los productos principales, mientras que P'' representaría a productos minoritarios formados en condiciones locales de paredes o superficies. La reacción r2 es la ecuación química básica que caracteriza una reacción en cadena en este modelo. Glassman propone dos condiciones que deben cumplirse en el instante del autoencendido. En primer lugar, la tasa neta de producción de compuestos activos debe anularse y, por otra parte, la tasa de producción de productos mayoritarios P debe tender a infinito.

La velocidad de formación de compuestos activos en el esquema propuesto por Glassman es:

$$\frac{d[CA]}{dt} = k_1[R] + k_2(\alpha - 1)[R][CA] - k_4[CA][R] - k_5[CA] \quad (13.48)$$

En función del valor del parámetro α de la reacción r2 podemos distinguir los siguientes casos:

- Si $\alpha < 1$ en realidad se consumen más compuestos activos de los que se generan en la reacción r2 y por tanto ésta se conceptúa como reacción de terminación y no como reacción en cadena.
- Si $\alpha = 1$ la reacción r2 es neutra desde el punto de vista de generación de compuestos activos, y por tanto tampoco es posible hablar de reacción en cadena propiamente. Con $\alpha = 1$ y aceptando la hipótesis de equilibrio para [CA], es fácil comprobar que la velocidad de generación de productos se puede expresar como:

$$\frac{d[P]}{dt} = \frac{k_1 k_3 [R]^2}{k_4 [R] + k_5} \quad (13.49)$$

que es una expresión en la que no aparece la velocidad específica de reacción de r2 y es por tanto representativa de un proceso de reacción no dominado por reacciones en cadena.

- Para valores de $\alpha > 1$ puede identificarse un valor crítico que cumple la igualdad

$$\alpha_{crit} = 1 + \frac{k_4[R] + k_3}{k_2[R]} \quad (13.50)$$

de tal forma que valores de $\alpha > \alpha_{crit}$ aseguran una tasa de producción de compuestos activos mayor que $k_1[R]$, que se corresponde estrictamente con la reacción de iniciación. Según Glassman, por tanto, una reacción en cadena se caracteriza por tener valores de α mayores que α_{crit} . Aceptando esta última hipótesis el valor de α se puede descomponer como:

$$\alpha = \alpha_{crit} + \Delta\alpha \quad (13.51)$$

y por tanto la ecuación (13.48) se puede escribir a la vista de (13.51) como:

$$\frac{d[CA]}{dt} = k_1[R] + k_2\Delta\alpha[R][CA] \quad (13.52)$$

Integrando la ecuación diferencial obtenida en (13.52) con la condición inicial $t = 0, [CA] = 0$, asumiendo que T y p son constantes y que $[CA] \ll [R]$ durante el tiempo de inducción y por tanto $[R] \approx cte$, se obtiene

$$e^{t/\tau} - 1 = \frac{[CA]}{k_1[R]\tau} \quad (13.53)$$

siendo en esta ecuación τ un tiempo característico con expresión

$$\tau = \frac{1}{k_2\Delta\alpha[R]} \quad (13.54)$$

El tiempo característico τ obtenido, puede considerarse como un estimador del tiempo de retraso, que por tanto se reduce con valores crecientes de la velocidad específica de reacción de la reacción en cadena r_2 , de la concentración de reactivos y del exceso del parámetro α sobre α_{crit} . Cuando $t/\tau < 1$ puede desarrollarse en serie el miembro izquierdo de la ecuación (13.52) y truncar en el segundo miembro del desarrollo para obtener

$$t \approx \frac{[CA]}{k_1[R]} \quad (13.55)$$

que indicaría que, en primera aproximación, la concentración de compuestos activos crece de forma lineal con el tiempo para un valor $k_1[R]$ dado, es decir, para una p, T , y $[R]$ definidas. Finalmente, si se acepta que el tiempo de retraso se escala con τ , y que la concentración crítica de compuestos activos se alcanza cuando ha transcurrido el tiempo de retraso, puede escribirse

$$\tau = \frac{1}{k_2\Delta\alpha[R]} \approx t_r = \frac{[CA]_{crit}}{k_1[R]} \quad (13.56)$$

o bien

$$[CA]_{crit} \approx \frac{k_1}{k_2\Delta\alpha} \quad (13.57)$$

que permite identificar que la concentración crítica de compuestos activos sólo depende de la inversa de $\Delta\alpha$ y del cociente de velocidades específicas entre la reacción de iniciación y la de propagación de cadena.

13.5.2 Combustión premezclada

En un proceso de combustión premezclada, se parte de una mezcla de aire y combustible evaporado homogénea o al menos relativamente homogénea. El proceso de combustión tradicional en un MEP es del tipo premezclada homogénea, de tal forma que el proceso de formación de la mezcla y el de combustión están suficientemente separados en el tiempo, o en el ciclo del motor, para asegurar esta homogeneidad. En los MEP con inyección directa de combustible, en determinadas condiciones operativas, se provoca la estratificación de la carga para obtener beneficios en términos de eficiencia y/o emisiones, con lo que estaríamos ante un proceso de combustión premezclada no homogénea, en la que adicional y simultáneamente al proceso de combustión premezclada hay fenómenos de difusión másica que en cualquier caso, no modifican esencialmente el concepto de combustión premezclada. En MEC, cuando el tiempo de retraso es importante y la cantidad de combustible inyectada durante el tiempo de retraso es elevada, puede existir un proceso de combustión premezclada no homogénea que coexiste con el proceso de autoencendido. En el capítulo 20 se analiza con más detalle este proceso que se trata de potenciar en determinados casos por las ventajas que tiene desde el punto de vista del control de emisiones.

Un proceso de combustión premezclada en un MEP se inicia con el aporte de energía local o proceso de encendido que se estudia con más detalle en el capítulo 17. A partir de este momento se desarrolla un frente de llama que progresa transformando los productos sin quemar en productos quemados a través de una reacción exotérmica con una velocidad denominada velocidad de combustión u_c . El capítulo 18 estudia en detalle el proceso en condiciones de operación típicas de un MEP. En este capítulo, para introducir los conceptos fundamentales, se va a suponer unas condiciones simplificadas.

Combustión premezclada laminar

La Figura 13.7 presenta un tubo de llama en el que se desarrolla un proceso de combustión premezclada. La velocidad con la que se suministra la mezcla de aire/combustible homogénea desde la izquierda de la figura se ajusta hasta estabilizar el frente de llama en una posición. Si el número de Reynolds del flujo es reducido el proceso de combustión se desarrolla en condiciones laminares. De forma conceptual se definen tres zonas que reciben el nombre de zona de precalentamiento, zona de reacción y zona de recombinación. En la zona de precalentamiento la mezcla de aire y combustible aumenta su temperatura debido a la difusión térmica y másica desde el frente de llama. Los hidrocarburos que se utilizan habitualmente como combustibles en un MEP son muy poco estables a temperaturas altas y en la zona de precalentamiento sufren un proceso de pirólisis y rotura de cadena por lo que aumenta la concentración de hidrógeno, hidrocarburos ligeros y compuestos que contienen dobles y triples enlaces. Por otra parte, en la zona de precalentamiento también aparecen compuestos parcialmente oxidados, como el monóxido de carbono, pero toda esta actividad química es poco relevante desde el punto de vista energético puesto que las reacciones son muy poco exotérmicas. La transformación a productos finales, representada en la figura por la concentración de dióxido de carbono, ocurre en una zona estrecha, la zona de reacción, al final de la cual se llega a la temperatura de quemados, temperatura que coincide con la adiabática de llama si las pérdidas de calor hacia las paredes son nulas o despreciables. La zona de recombinación tampoco es importante desde el punto de vista energético y la composición de los gases puede cambiar si se modifican las condiciones termodinámicas, o simplemente si las reacciones están controladas por cinética.

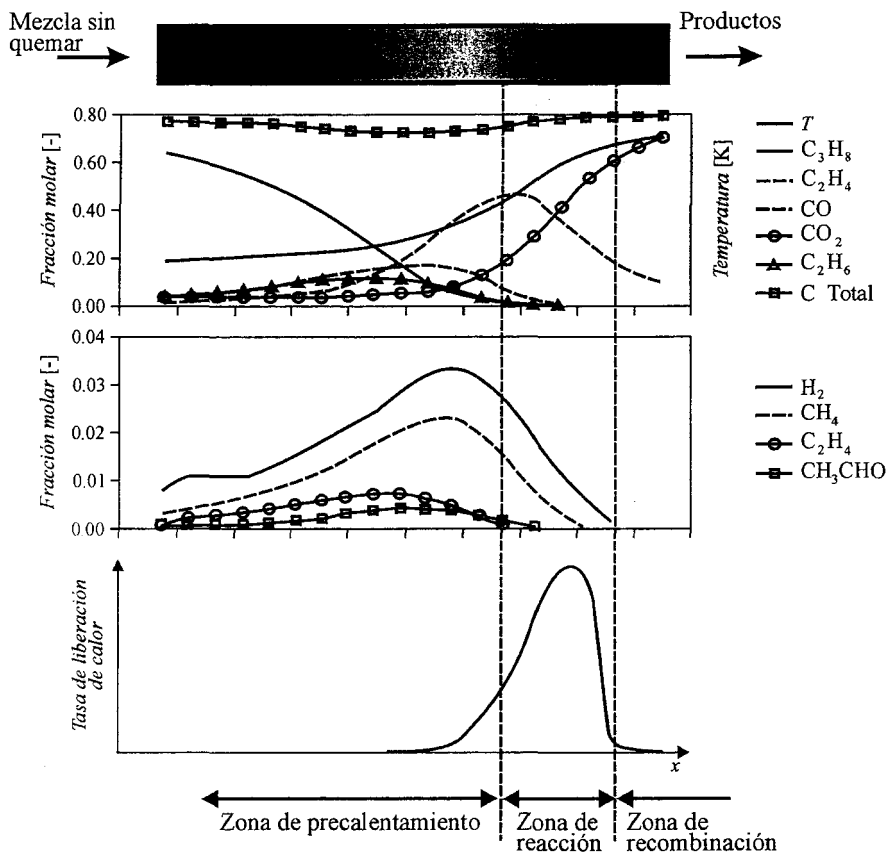


Figura 13.7 Zonas del proceso de combustión laminar premezclada.

En la Figura 13.7 es evidente que además del transporte de especies y energía debido a los efectos convectivos, hay transporte difusivo motivado por el gradiente de concentración de especies y de temperatura. Para abordar el problema se emplea lo que se conoce como teoría híbrida (térmica-másica) propuesta por Zeldovich, Frank-Kamenetski y Semenov, y que tiene la ventaja de contener los efectos físicos y químicos fundamentales del proceso, pero con una reducida complejidad analítica. Las hipótesis fundamentales que se aceptan son:

- Flujo unidimensional, estacionario y laminar.
- Las energías cinética y potencial así como el trabajo debido a las fuerzas viscosas son despreciables.
- La radiación térmica es despreciable frente a la difusión térmica.
- El número de Lewis $Le = \alpha/D$ que relaciona las difusividades térmica y másica es constante e igual a la unidad.
- Se considera una reacción en una etapa $R \rightarrow P$.

Tomando como elemento representativo de la reacción química el combustible y definiendo las dos variables adimensionales:

$$\zeta = \frac{Y_{f,sq} - Y_f}{Y_{f,sq}} \quad \theta = \frac{T - T_{sq}}{T_{pq} - T_{sq}} \quad (13.58)$$

siendo $Y_{f,sq}$ la fracción másica de combustible en la mezcla, T_{sq} la temperatura de la mezcla sin quemar y T_{pq} la temperatura de llama de los productos quemados que debe coincidir con la adiabática, puede escribirse las ecuaciones de continuidad, conservación de la especie combustible y conservación de la energía como:

$$\rho u = \rho_{sq} u_{CL} \quad (13.59)$$

$$\frac{d}{dx} \left(\rho D \frac{d\zeta}{dx} \right) - \rho_{sq} u_{CL} \frac{d\zeta}{dx} + \frac{\dot{\omega}_R}{Y_{f,sq}} = 0 \quad (13.60)$$

$$\frac{d}{dx} \left(\rho \alpha \frac{d\theta}{dx} \right) - \rho_{sq} u_{CL} \frac{d\theta}{dx} + \frac{q_R \dot{\omega}_R}{c_p (T_{pq} - T_{sq})} = 0 \quad (13.61)$$

En la ecuación (13.60) $\dot{\omega}_R$ es la velocidad de reacción del combustible por unidad de volumen [$\text{kg}/\text{m}^3\text{s}$], y en la ecuación (13.61) q_R es el calor de reacción por unidad de masa de combustible [W/kg].

Teniendo presentes las hipótesis aceptadas, las ecuaciones (13.60) y (13.61) son formalmente iguales dado que $D = \alpha = k_g / \rho c_p$ y además $q_R Y_{f,sq} = c_p (T_{pq} - T_{sq})$.

Si q_R del término fuente de la ecuación de la energía representa el calor generado por unidad de masa de combustible, el sistema formado por la ecuación (13.59) y las dos ecuaciones diferenciales (13.60) y (13.61) puede resolverse para obtener el campo de temperatura y el de fracción másica del combustible, pero el interés fundamental reside en obtener una expresión para la velocidad de combustión laminar que resulta ser de la forma:

$$u_{CL} \approx \sqrt{\alpha \dot{\omega}_R T_{sq}^2 \rho^{n-2}} \quad (13.62)$$

Un análisis de la ecuación (13.62) muestra que la velocidad de combustión laminar es proporcional a la media geométrica del coeficiente de difusión térmica y la velocidad de reacción, $\dot{\omega}_R$ o en otras palabras, la velocidad de propagación del frente de llama está controlada tanto por fenómenos físicos como químicos. De la ecuación (13.62) también se desprende que la u_{CL} debe crecer de forma lineal con la temperatura de la mezcla sin quemar y es poco sensible a la presión y decreciente con ella puesto que el orden de la reacción, n , correspondiente a un combustible típico en un MEP es ligeramente menor que 2. Finalmente, aunque de forma implícita, la velocidad u_{CL} depende mucho de la temperatura de quemados (o adiabática de llama) a través de $\dot{\omega}_R$ y por tanto todos aquellos parámetros que incrementan la temperatura adiabática de llama incrementan u_{CL} . En el capítulo 18 se presentan correlaciones experimentales para u_{CL} ajustadas para combustibles representativos de los empleados en MEP.

Con algunas hipótesis adicionales se puede estimar el espesor del frente de llama δ como

$$\delta \approx \frac{\alpha}{u_{CL}} \quad (13.61)$$

Los valores de la velocidad de combustión laminar u_{CL} para combustibles típicamente empleados en MEP están en el rango de 0,1 – 1 m/s, dependiendo del tipo de combustible, el dosado, la cantidad de inertes y las condiciones termodinámicas. A su vez, el espesor del frente de llama es del orden de 1 mm.

Se observa que incluso el rango superior de la velocidad de combustión laminar es un orden de magnitud inferior a la velocidad c_m máxima en un MEP. Por fortuna, el flujo en el

interior de la cámara de combustión de un MEP en las proximidades del PMS es turbulento, lo que implica que todos los fenómenos de transporte se aceleran respecto de los que se observan en condiciones laminares y como se estudiará en el capítulo 18, la velocidad de combustión premezclada turbulenta es cuantitativamente similar a la velocidad lineal media del pistón.

Combustión premezclada turbulenta

Cuando un proceso de combustión premezclada se desarrolla en una situación de flujo turbulento, los fenómenos de difusión tanto másica como térmica son más eficientes. Atendiendo a la intensidad de la turbulencia y a su escala espacial se puede considerar dos situaciones distintas, tal como se presenta en la Figura 13.8.

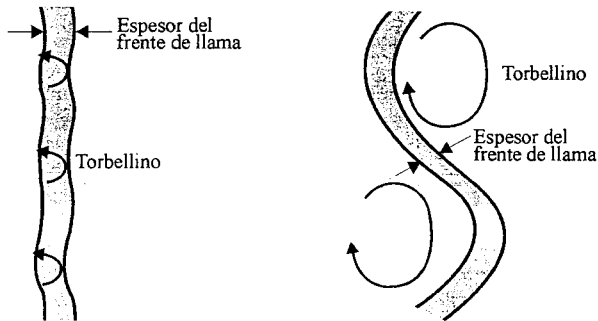


Figura 13.8 Izquierda: llama distribuida, la escala integral espacial de la turbulencia es del mismo orden del espesor del frente de llama. Derecha: llama distorsionada, la escala de la turbulencia es más grande que el espesor del frente de llama.

Se habla de llama distribuida cuando la intensidad de la turbulencia es alta y la escala espacial pequeña, típicamente del orden del espesor del frente de llama. Para este tipo de combustión premezclada turbulenta, el frente de llama no se distorsiona respecto del caso laminar, pero se comprueba experimentalmente que la velocidad de combustión es más alta.

Existen distintos modelos para determinar un escalado de la velocidad de combustión turbulenta u_{CT} respecto de la laminar para estas llamas distribuidas, pero esencialmente todos establecen una analogía entre la relación entre velocidad de combustión laminar y difusividad molecular obtenida en el apartado anterior $u_{CL} \approx \sqrt{\alpha}$ y su homónima en condiciones turbulentas $u_{CT} \approx \sqrt{\alpha_T}$, donde α_T es la difusividad térmica turbulenta, que teniendo en cuenta que el número de Prandtl puede considerarse constante, permite escribir

$$\frac{u_{CT}}{u_{CL}} \approx \sqrt{\frac{\mu_T}{\mu}} \approx \sqrt{\text{Re}} \quad (13.64)$$

lo que indica un escalado de la velocidad de combustión turbulenta con la raíz cuadrada del número de Reynolds del flujo cuando estamos en condiciones de llama distribuida.

Se habla de llama distorsionada o llama arrugada cuando la intensidad de la turbulencia es pequeña y la escala espacial grande comparada con el espesor del frente de llama. En este caso efectivamente la llama se deforma como se esquematiza en la Figura 13.8, lo que provoca un aumento de la superficie efectiva del frente de llama y por tanto un incremento cuantitativo de

los fenómenos de difusión. Para este caso también se han propuesto distintos modelos que se basan en un escalado de superficies de frente de llama:

$$\frac{u_{CT}}{u_{CL}} = \frac{A_{ef}}{A} \quad (13.65)$$

siendo A_{ef} la sección efectiva de intercambio de masa y energía y A la sección geométrica suponiendo una llama no deformada.

Para estimar el cociente del segundo miembro de la ecuación anterior se pueden emplear distintos modelos, como por ejemplo los de Damköhler, Karlovitz, Schelkin, etc. Un modelo simple es el propuesto por este último, en el que el frente de llama distorsionado por los torbellinos con escalas espaciales mucho mayores que el frente de llama, se asimila a conos que esquematiza la Figura 13.9. La base del cono tiene un diámetro igual al tamaño típico del torbellino caracterizado por la escala espacial, L_{INT} , mientras que la altura se hace igual al producto de la intensidad de la turbulencia, I , por el tiempo característico en el que el torbellino permanece asociado al frente de llama, es decir:

$$h = I\tau = \frac{L_{INT}I}{u_{CL}} \quad (13.66)$$

$$\frac{A_{ef}}{A} = \frac{\pi L / 2 \sqrt{h^2 + (L_{INT} / 2)^2}}{\pi L / 4} = \sqrt{1 + \left(\frac{2I}{u_{CL}}\right)^2} \approx Re \quad (13.67)$$

En el régimen de llamas premezcladas turbulentas arrugadas la velocidad de combustión turbulenta se escala, por tanto, de forma aproximadamente lineal con el número de Reynolds:

$$\frac{u_{CT}}{u_{CL}} \approx Re \quad (13.68)$$

En el capítulo 18 dedicado al proceso de combustión en MEP se analizan las implicaciones que estos resultados tienen sobre el comportamiento del motor.

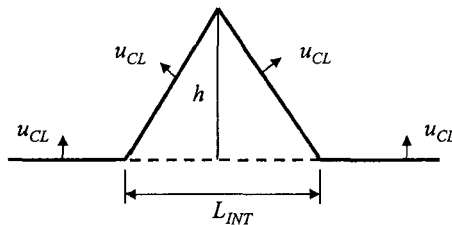


Figura 13.9 Modelo de los conos de Schelkin.

13.5.3 Combustión por difusión

En un proceso de combustión por difusión, al contrario que en un proceso de combustión premezclada, el combustible y el oxidante están inicialmente separados. El proceso de combustión y el proceso de mezcla entre el combustible y el oxidante son simultáneos y es este último el que controla al primero; por tanto, la tasa de mezcla es la que controla la tasa de liberación de calor. Cuando el combustible empleado se introduce en la cámara de combustión en forma líquida, como es el caso general en los MCIAs que operan con combustión por difu-

sión, simultáneamente a la mezcla del combustible y el oxidante, es necesario evaporar el combustible, y para promover un proceso de evaporación rápido se atomiza el combustible en forma de gotas de pequeño diámetro. En función de los valores relativos de la tasa de mezcla y de la tasa de evaporación se distinguen dos situaciones en los procesos de combustión por difusión: cuando la tasa de mezcla es más lenta que la tasa de evaporación, se dice que están controlados por mezcla, mientras que si la tasa de evaporación es la más lenta, se dice que están controlados por evaporación. En MEC tradicionales se pueden dar las dos situaciones, en función de las condiciones de operación del motor. La Figura 13.10 muestra una representación esquemática sobre la fotografía de una llama de difusión en la que se representa la longitud líquida, o distancia desde la tobera para que se complete el proceso de evaporación del combustible, y la longitud de llama. En el caso representado en la figura $L_{Ll} < L_{LL}$ por lo que el proceso de combustión está controlado por mezcla.

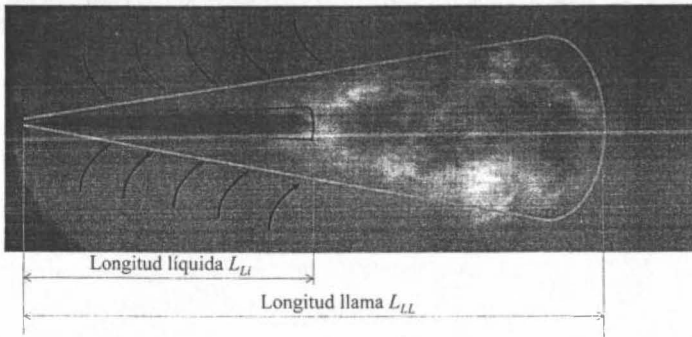


Figura 13.10 Imagen de una llama de difusión.

En una llama de difusión el combustible inyectado a elevada presión en la cámara de combustión y por tanto con una elevada cantidad de movimiento, es el encargado de promover la mezcla con el oxidante, transfiriendo cantidad de movimiento al aire, que se acelera y se incorpora o engloba a la corriente de combustible, y difundiendo combustible hacia el aire y viceversa como consecuencia del gradiente de concentraciones existente. Estos dos mecanismos de mezcla simultáneos posibilitan la aparición de una superficie que envuelve al eje del chorro en la que la relación combustible evaporado/oxidante es la estequiométrica, y que es donde se establecerá la llama si las condiciones termodinámicas del entorno permiten su aparición. Para abordar el problema de la tasa de mezcla entre aire y combustible se emplea el método de Spalding y Schlichting, que contiene los efectos fundamentales aunque simplifica mucho el problema. Las hipótesis fundamentales que se aceptan son las siguientes:

- Se inyecta un combustible gas con una velocidad u_{ef} y una densidad ρ_f a través de una tobera de diámetro ϕ_0 . Las dos condiciones de contorno que establece la tobera de inyección operando de forma estacionaria son el gasto másico de combustible, ecuación (13.69), y el flujo de cantidad de movimiento, ecuación (13.70).

$$\dot{m}_f = \rho_f u_{ef} \frac{\pi \phi_0^2}{4} \quad (13.69)$$

$$\dot{M}_f = \rho_f u_{ef}^2 \frac{\pi \phi_0^2}{4} \quad (13.70)$$

- La inyección de gas-gas en vez de líquido-gas es una hipótesis aceptable siempre que el fenómeno esté controlado por mezcla y se emplee la densidad del combustible real.
 - El combustible se inyecta sobre un gas con densidad ρ_a . Si se sustituye el diámetro geométrico de la tobera, ϕ_0 , por el diámetro equivalente definido como $\phi_{eq} = \phi_0 \sqrt{\rho_f / \rho_a}$ es fácil comprobar que se preservan las condiciones de contorno dadas por las ecuaciones (13.69) y (13.70), pero inyectando el combustible con una densidad ficticia igual a la del gas oxidante ρ_a , convirtiendo entonces el problema en isodenso.
 - La viscosidad cinemática del combustible y la del aire son iguales, con valor ν_f .
 - Se supone un problema isotermo y no reactivo, por lo que la ecuación de conservación de la energía es superflua.
 - El oxidante está inicialmente en reposo y se supone simetría cilíndrica.
- El número de Schmidt (Sc) es igual a uno, es decir la difusividad másica D y la difusividad de cantidad de movimiento ν_f son iguales.

El campo bidimensional de velocidades $u_x(x, r), u_r(x, r)$ y el campo de concentraciones de combustible $Y_f(x, r)$ se obtienen de las ecuaciones de continuidad, conservación de la especie combustible y conservación de la cantidad de movimiento en el eje x (eje del chorro):

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u_r) + \frac{\partial}{\partial r}(\rho u_r) = 0 \quad (13.71)$$

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u_r Y_f) + \frac{\partial}{\partial r}(\rho u_r Y_f) = \frac{\partial}{\partial r} \left(\rho D r \frac{\partial Y_f}{\partial r} \right) \quad (13.72)$$

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u_x r u_x) + \frac{\partial}{\partial r}(\rho u_r r u_x) = \frac{\partial}{\partial r} \left(\rho \nu r \frac{\partial u_x}{\partial r} \right) \quad (13.73)$$

En las ecuaciones (13.72) y (13.73) se ha considerado únicamente el término de difusión másica y de cantidad de movimiento en sentido radial, despreciando el término equivalente en dirección axial puesto que la contribución convectiva en esta dirección, primer término en cada ecuación, es mucho mayor que el difusivo.

El sistema de ecuaciones diferenciales tiene solución analítica para condiciones de flujo laminar y esta solución se puede generalizar en forma de escalamiento para el caso de flujo turbulento si se acepta que la viscosidad y la difusividad turbulenta se escalan con:

$$D_T \approx \nu_T \approx u_{ef} \phi_{eq} \quad (13.74)$$

La Figura 13.11 representa esquemáticamente un chorro gaseoso y el escalamiento de los parámetros fundamentales.

Si el número de Schmidt es igual a 1 existe una analogía entre el campo de velocidades axiales y el campo de fracciones másicas de combustible, para distancias suficientemente alejadas de la tobera.

$$Y_f(x, r) = \frac{u_x(x, r)}{u_{ef}} \quad (13.75)$$

Agua abajo de la tobera de inyección hay una longitud, la longitud intacta, que es del orden de $5 \phi_{eq}$, a partir de la cual la velocidad normalizada y la concentración en la línea central del chorro siguen una ley de tipo hiperbólico:

$$\frac{u_{eje}}{u_{ef}} \approx Y_{f,eje} \approx \frac{\phi_{eq}}{x} \quad (13.76)$$

La tasa de mezcla, a su vez, sigue una ley lineal:

$$\frac{\dot{m}_f + \dot{m}_a}{\dot{m}_f} \approx \frac{x}{\phi_{eq}} \tag{13.77}$$

siendo \dot{m}_a el gasto de aire que atraviesa una sección perpendicular al eje del chorro a una distancia x aguas abajo de la tobera, por tanto igual al englobado entre la tobera y la distancia x .

Para distancias suficientemente alejadas de la tobera el primer término de la ecuación (13.77) se puede aproximar por \dot{m}_a / \dot{m}_f , por lo que se concluye que el ángulo de apertura del chorro turbulento gaseoso, θ , es esencialmente constante. Este extremo también se confirma experimentalmente. En el caso de chorros líquidos reales, el ángulo de apertura del chorro depende de determinadas condiciones aguas arriba de la tobera como son la geometría, la existencia o no de cavitación, etc., pero también depende de la densidad del aire sobre el que se inyecta como se verá en el capítulo 19.

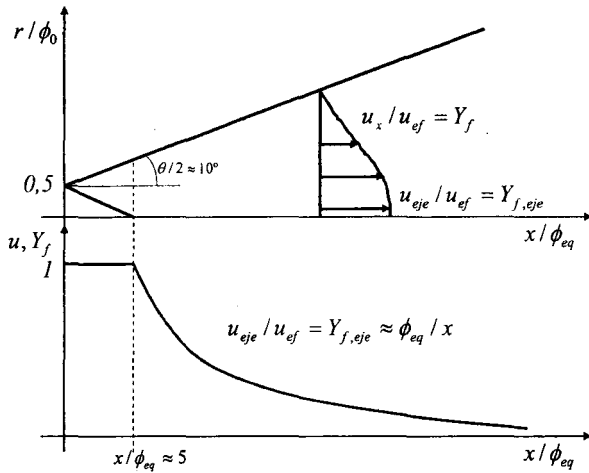


Figura 13.11 Escalado de los parámetros fundamentales en un chorro gaseoso.

La combinación de las ecuaciones (13.76) y (13.77) también muestra en términos de escalado que el flujo de cantidad de movimiento en secciones aguas abajo de la tobera es conservativo e igual al flujo de cantidad de movimiento \dot{M}_f en la tobera.

El campo de velocidades axiales y de concentraciones puede escribirse como:

$$\frac{u_x}{u_{eje}} = \frac{Y_f}{Y_{f,eje}} \approx \left[1 + a \left(\frac{r}{x} \right)^2 \right]^{-2} \tag{13.78}$$

siendo a un valor constante, que da origen a perfiles transversales al eje del chorro isomorfos y dependientes sólo del cociente r/x , y por tanto independientes de la posición aguas abajo de la tobera. El perfil radial representado en la Figura 13.11 y dado por (13.78) tiene un aspecto gaussiano y en la práctica muchas veces se emplean perfiles alternativos del estilo de

$$\frac{u_x}{u_{eje}} = \frac{Y_f}{Y_{f,eje}} \approx \exp \left[-\alpha \left(\frac{r}{x} \right)^2 \right] \tag{13.79}$$

donde α es el parámetro de forma de la curva.

Particularizando la ecuación (13.78) para la fracción másica estequiométrica, $Y_{f,est}$, se puede determinar el radio de la superficie estequiométrica para cada posición axial aguas abajo de la tobera. Hay un valor especialmente representativo del radio estequiométrico que es precisamente $r_{est} = 0$, que ocurre a una distancia de la tobera para la que en el eje del chorro se alcanzan las condiciones estequiométricas y que se corresponde con L_{LL} en la Figura 13.10.

Es fácil obtener que:

$$L_{LL} \approx \frac{\phi_{eq}}{Y_{f,est}} \quad (13.80)$$

Por lo tanto la distancia a la que se completa el proceso de mezcla depende linealmente del diámetro equivalente y de la relación estequiométrica entre el combustible empleado y el oxidante, y no depende de la velocidad de inyección u_0 .

El tiempo característico para que una molécula de combustible alcance el frente de llama se determina a partir de:

$$\tau_{LL} \approx \int_0^{L_{LL}} \frac{dx}{u_{eje}} \quad (13.81)$$

Integrando esta expresión a la vista de (13.76) y (13.80), se obtiene un escalado para el tiempo característico

$$\tau_{LL} \approx \frac{\phi_{eq}}{u_f Y_{f,est}^2} \quad (13.82)$$

que muestra una dependencia con la inversa de la velocidad de inyección.

Tanto la longitud característica de mezcla como el tiempo característico dependen del diámetro equivalente. Si se pretende reducir el tamaño de la llama o el desfase entre el proceso de inyección del combustible y su proceso de combustión se debe reducir el diámetro equivalente, que para un combustible de propiedades dadas pasa por reducir el diámetro geométrico o por aumentar la densidad del oxidante.

Evaporación de chorros líquidos

En MEC con tecnología actual, el combustible se inyecta en forma líquida en la cámara de combustión y se disgrega o atomiza en gotas de pequeño diámetro para favorecer el proceso de evaporación que ocurre aguas abajo de la tobera de inyección, al englobar el chorro de combustible el gas oxidante a temperatura elevada.

Los procesos de atomización primaria y secundaria y por tanto los parámetros que permiten mejorar la eficiencia del proceso de atomización, se estudian en el capítulo 19. Aquí se plantean las bases que gobiernan la evaporación del chorro líquido.

La longitud líquida del chorro se puede estimar con una ecuación similar a (13.80) como

$$L_{Li} \approx \frac{\phi_{eq}}{Y_{f,evap}} \quad (13.83)$$

donde ahora $Y_{f,evap}$ es la fracción másica de combustible correspondiente a su evaporación del mismo. Es decir, $Y_{f,evap}$ da una idea de la cantidad de oxidante que debe englobarse para poder aportar la energía correspondiente al combustible para su completa evaporación. Este valor puede estimarse en una primera aproximación a partir de un simple balance de entalpías como

$$\frac{1}{Y_{f,evap}} \approx \left(\frac{\dot{m}_{oxi}}{\dot{m}_f} \right) = \frac{c_{p,i}(T_{eb} - T_i) + h_{LV}}{c_{p,oxi}(T_{oxi} - T_{eb})} \quad (13.84)$$

siendo c_{pl} el calor específico del combustible líquido, $c_{p,oxi}$ el calor específico a presión constante del oxidante, T_{eb} la temperatura de ebullición del combustible a la presión considerada, T_i la temperatura del combustible líquido inyectado, T_{oxi} la temperatura del gas oxidante y h_{LV} la entalpía de vaporización del combustible.

Cuando la longitud líquida L_{Li} es mucho más corta que la longitud de llama L_{LL} el control del proceso de combustión lo ejerce la tasa de mezcla de aire, por lo que los fenómenos de atomización y difusión térmica y másica asociados a la evaporación del combustible líquido pasan a ser poco relevantes, y el estudio del chorro y su interacción con el aire puede realizarse a la luz de la teoría de los chorros gaseosos. Este es el caso de los procesos de combustión por difusión convencionales en MEC de inyección directa funcionando a cargas medias y altas con combustibles tradicionales. En determinadas condiciones de operación a cargas muy bajas, en condiciones de operación a bajas temperaturas o utilizando combustibles con poca volatilidad, se observa que $L_{Li} \approx L_{LL}$, lo que indica que el control del proceso pasa a ser de la tasa de evaporación del combustible, y no de la tasa de mezcla. En estas condiciones, el modelo de chorro gaseoso deja de ser utilizable y hay que considerar un conjunto de fenómenos asociados a la atomización del combustible y a su evaporación que complican el problema.

Para realizar una primera aproximación al problema e identificar los parámetros fundamentales que controlan el problema de la evaporación de un chorro atomizado se plantea aquí el modelo simple de evaporación de gotas aisladas propuesto por Lefevbre (ver Figura 13.12).

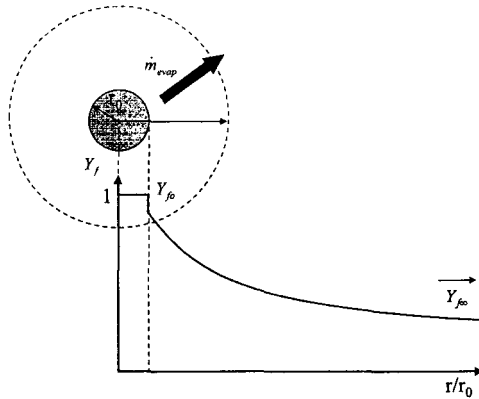


Figura 13.12 Variación de las concentraciones de combustible en el proceso de evaporación de una gota aislada.

Considerando una gota de combustible líquido de radio r_0 , se puede determinar la tasa de combustible evaporado \dot{m}_{evap} a partir de la ecuación de conservación de la masa y de la ecuación de conservación de la especie combustible Y_f en una superficie esférica de radio r concéntrica con la gota

$$\frac{\dot{m}}{4\pi r^2} = \frac{\dot{m}_{evap}}{4\pi r^2} = \rho u \quad (13.85)$$

$$\rho u Y_f - \rho D \frac{dY_f}{dr} = \frac{\dot{m}}{4\pi r^2} \quad (13.86)$$

siendo ρ la densidad de la mezcla aire/combustible evaporado local, u la velocidad local de la mezcla y D la difusividad másica del combustible evaporado en aire. Integrando la ecuación (13.86) suponiendo el producto ρD constante, con la condición impuesta por (13.85) y las condiciones de contorno

$$r = r_0 \quad Y_f = Y_{fo} \quad ; \quad r \rightarrow \infty \quad Y_f = Y_{fo}$$

se puede obtener una expresión para la concentración másica de combustible $Y_f(r)$ y fundamentalmente en el contexto que nos ocupa, una expresión para la tasa de evaporación de una gota aislada como

$$\dot{m}_{evap} = 4\pi r_0 \rho D \ln \left(\frac{1 - Y_{fo}}{1 - Y_{fp}} \right) \quad (13.87)$$

que también puede escribirse como

$$\dot{m}_{evap} = 4\pi r_0 \rho D \ln(1 + B) \quad (13.88)$$

siendo: $B = (Y_{fp} - Y_{fo}) / (1 - Y_{fo})$ que se conoce como el número de transferencia de Spalding.

La ecuación (13.88) indica que la tasa de evaporación de una gota es lineal con su tamaño característico r_0 a pesar de ser un fenómeno de tipo superficial; es lineal con el coeficiente de difusión másico, mostrando la importancia que la difusión tiene en el proceso y es creciente con el número de transferencia de Spalding que en definitiva indica la dependencia creciente con la concentración de combustible evaporado en la interfase o, para unas condiciones de p y T dadas, la dependencia creciente con la presión de vapor y la volatilidad del combustible.

Obtenida una expresión para la tasa de evaporación de una gota, es fácil determinar el tiempo necesario para evaporarla totalmente desde el diámetro inicial, $d_0 = d_{0i}$, hasta su total desaparición, $d_0 = 0$. Para ello se plantea que la tasa de evaporación del combustible debe ser igual a la tasa de desaparición de masa de combustible líquido con densidad ρ_l , es decir:

$$\dot{m}_{evap} = - \frac{dm_{gota}}{dt} = - \rho_l \pi \frac{d_0^2}{2} \frac{d(d_0)}{dt} \quad (13.89)$$

Combinando las ecuaciones (13.88) y la (13.89) se obtiene la ecuación:

$$\frac{d(d_0^2)}{dt} = -8 \frac{\rho}{\rho_l} D \ln(1 + B) \quad (13.89)$$

El término de la derecha se denomina constante de evaporación k_v , e integrando la ecuación entre el diámetro inicial y final de la gota, podemos obtener una expresión para el tiempo característico de evaporación de la gota:

$$\tau_v = \frac{d_{0i}^2}{k_v} \quad (13.89)$$

Esta expresión muestra que el tiempo característico de evaporación crece con el cuadrado del diámetro inicial. Por tanto, un buen proceso de atomización y la rotura del chorro en pequeñas gotas son factores muy importantes para la reducción del tiempo de evaporación. El tiempo característico de evaporación, por otra parte, es inversamente proporcional a la constante de evaporación k_v , lo que pone de manifiesto la influencia de la difusión másica a través del producto ρD y del número de transferencia de Spalding B o, en otras palabras, de la con-

centración de combustible evaporado en la superficie Y_{fo} que puede relacionarse con la presión de vapor y la temperatura de la gota a través de las ecuaciones de Dalton y de Clausius-Clayperon, como enseña la termodinámica. Combustibles más volátiles y temperaturas de la gota próximas a la temperatura de ebullición del combustible incrementan B y por tanto reducen τ_c . El proceso de evaporación de un chorro similar al que se desarrolla en un MEC, es obviamente más complejo que el de una gota aislada, sobre todo en las zonas más densas del chorro, sin embargo, las escalas planteadas en las ecuaciones anteriores permiten realizar estimaciones aceptables.

13.6 Resumen

En este capítulo se han presentado de forma resumida los conceptos fundamentales de los aspectos físicos y químicos de los tipos de procesos de combustión que aparecen tradicionalmente en un MCIA.

El autoencendido de mezclas aire-combustible, que es la forma típica de iniciar el proceso de combustión en un MEC, como se desarrolla en más detalle en el capítulo 20 es en cambio una forma de combustión anormal indeseable en un MEP (capítulo 18).

La combustión premezclada es la forma de operación tradicional de los MEP, siendo fundamentalmente laminar al principio del proceso y turbulenta durante la mayor parte del desarrollo posterior del frente de llama en la cámara de combustión. Algunos nuevos conceptos de combustión en MEC, actualmente en estudio y desarrollo, también se basan en gestionar procesos de combustión que ocurren en condiciones premezcladas (capítulo 20).

La combustión por difusión, característica de los MEC, es probablemente el proceso más complejo y que se suele abordar con la analogía de los chorros gaseosos, que es suficiente para establecer escalas espaciales y temporales e incluso órdenes de magnitud cuando el proceso está controlado por mezcla.

La última parte del capítulo está dedicada a la evaporación de chorros líquidos y gotas de combustible, definiendo escalas que posteriormente se emplean en los capítulos 19 y 20.

Referencias y Bibliografía

Bibliografía

- Barnard, J. A.; Bradley, J.N., *Flame and combustion*. Chapman & Hall, 1985.
- Glassman, I., *Combustion*. Academic Press, 1987.
- Kuo, K. K., *Principles of combustion*. Wiley, 1986.
- Lefebvre, A. H., *Atomization and sprays*. Hemisphere, 1989.
- Peters, N., *Turbulent combustion*. Cambridge University Press, 2000.
- Semenov, N. N., *Some problems in chemical kinetics and reactivity*. Princeton University Press, 1958.
- Spalding, D. B., *Combustion and mass transfer*. Pergamon, 1979.
- Turns, S. R., *An introduction to combustion*. McGraw-Hill, 1979.
- Williams, F. A., *Combustion theory*. Benjamin-Cummings, 1985.
- Williams, A., *Combustion of liquid fuel sprays*. Butterworths, 1990.
- Zeldovich, Y. B.; Barenblatt, G. I.; Librovich, V. B.; Makhviladze, G. M., *The mathematical theory of combustion and explosions*. Plenum, 1985.

Capítulo 14

Combustibles

M. Lapuerta

J. J. Hernández

14.1	Introducción.....	390
14.2	Definición y clasificación.....	390
14.3	Historia de los combustibles.....	391
14.4	Procesos de producción.....	393
14.4.1	Combustibles de origen fósil.....	393
14.4.2	Combustibles de origen renovable.....	396
14.5	Propiedades fisicoquímicas de los combustibles.....	401
14.5.1	Densidad.....	401
14.5.2	Viscosidad y lubricidad.....	402
14.5.3	Inflamabilidad.....	402
14.5.4	Volatilidad y entalpía de vaporización.....	404
14.5.5	Propiedades de flujo en frío.....	406
14.5.6	Estabilidad.....	407
14.5.7	Impurezas.....	407
14.6	Parámetros termoquímicos de los combustibles.....	407
14.6.1	Poder calorífico.....	407
14.6.2	Dosado estequiométrico.....	408
14.6.3	Temperatura adiabática de llama.....	409
14.7	Normativas y directivas.....	410
14.8	Combustibles de sustitución.....	411
14.9	Resumen.....	412
	Referencias y bibliografía.....	413

14.1 Introducción

Los combustibles tradicionalmente utilizados por los motores alternativos son líquidos y proceden del petróleo, siendo por tanto de origen fósil. La gasolina, en el caso de los MEP, y el gasóleo, en el caso de MEC, constituyen los principales productos de las refinerías propiedad de compañías petroleras. Su facilidad para el almacenamiento en condiciones ambientales y su gran densidad energética confieren al motor una gran autonomía y a su sistema de alimentación una relativa sencillez. Estas ventajas, junto con otras más específicas de cada tipo de motor, hacen que estos combustibles sean ventajosos para su consumo en motores de combustión interna alternativos en general, y en particular para su consumo en el sector de la automoción.

Por otra parte, las limitaciones impuestas por las normativas de emisiones no solo han obligado a los fabricantes a desarrollar sistemas de combustión y postcombustión cada vez más limpios o eficaces, sino que también han arrastrado a la industria petrolera en la carrera tecnológica para lograr emisiones aún menores.

El sector transporte (donde el peso de los MCIA es más importante) destaca por su importante contribución a las emisiones de efecto invernadero, y sin embargo, dado que sus emisiones son difusas (no localizables), difícilmente puede contribuir económicamente a través de ninguno de los mecanismos puestos en marcha a raíz del Protocolo de Kyoto de 1997. Por el contrario, es el sector que más esfuerzos ha realizado por reducir emisiones y consumos. De cara al futuro, se señala al hidrógeno como vector energético entre la fuente energética y la propulsión, pero su implantación tecnológica e industrial está lejos de poder alcanzarse. Entre tanto, los biocarburos, aunque también sometidos a una estricta limitación de su calidad y de su sostenibilidad, van tomando protagonismo progresivamente.

14.2 Definición y clasificación

Los combustibles son sustancias capaces de reaccionar exotérmicamente con el oxígeno, transformando por tanto la energía asociada a su estructura molecular en energía térmica. La principal clasificación de los combustibles los divide en sólidos, líquidos y gaseosos. No obstante, los MCIA, por sus elevadas exigencias de velocidad de mezcla y reacción, requieren combustibles líquidos o gaseosos, descartándose por tanto combustibles sólidos como el carbón o la biomasa sin procesar químicamente.

Los combustibles líquidos tienen las ventajas de su gran densidad energética (poder calorífico), que les asegura una gran autonomía, y de su seguridad de manejo. La primera es de gran importancia en el transporte, pues reduce la frecuencia de repostaje. Por el contrario, estos combustibles requieren sistemas que faciliten la evaporación y la mezcla con el oxidante, dado que la combustión tiene lugar en fase gaseosa. Los combustibles gaseosos tienen la ventaja de su buena capacidad para mezclarse homogéneamente y para quemarse con reducidas emisiones. Sin embargo, su elevado volumen específico complica las opciones de almacenamiento y reduce su autonomía, lo que, por lo general, los descarta para el transporte de largo recorrido.

Una clasificación de los combustibles utilizables en MCIA puede ser la mostrada en la Figura 14.1, aunque hay que tener en cuenta que la mayoría de los combustibles actualmente utilizados en los MCIA son mezclas de varios de los mostrados en la clasificación. En los próximos apartados se desarrolla esta clasificación.

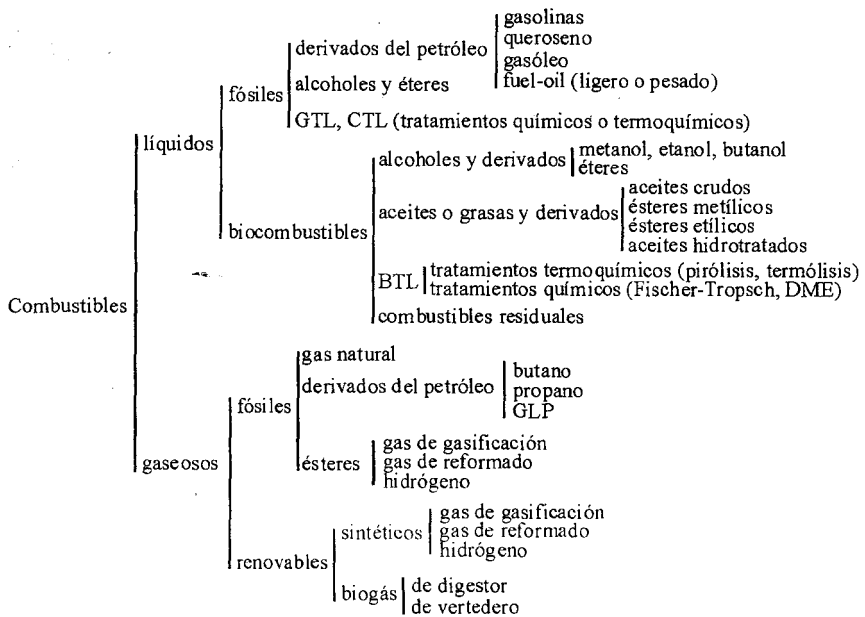


Figura 14.1 Clasificación de los combustibles utilizables en MCIA.

14.3 Historia de los combustibles

El desarrollo de los combustibles ha seguido un curso paralelo al de los motores, respondiendo a las necesidades del mercado, a los cambios sociales y económicos y a la conciencia medioambiental. A lo largo de este proceso, los mayores impulsos se vivieron durante las dos guerras mundiales.

Aunque los primeros motores de encendido por chispa funcionaron con combustibles a base de alcoholes, que se transportaban desde USA hasta Europa en barriles de madera, las primeras gasolinas surgieron a principios del siglo XX y eran muy volátiles, poco densas y de bajo octanaje. A partir de la primera guerra mundial, las gasolinas mejoraron mucho, lo que permitió a su vez grandes aumentos en la eficiencia de los motores. Una de las vías de mejora fue el aumento de las relaciones de compresión, que, no obstante, llevaba asociado el problema del picado. Esto motivó la aparición de los primeros aditivos tales como el tetraetilo de plomo (1921) y, años después, de la escala del índice de octano (1929). Entre tanto, se observó que los compuestos de plomo favorecían la aparición de depósitos en bujías y válvulas, lo que motivó la incorporación de aditivos barredores (compuestos a base de bromo y cloro, denominados *scavengers*, hoy en día prohibidos) que al reaccionar con el plomo generaban productos gaseosos eliminables por el escape. Por otra parte, la escasez de gasolina que se vivió en los años de la postguerra también motivó que en Alemania y en Inglaterra se recuperasen los motores Diesel para vehículos.

Aunque el motor Diesel se concibió para funcionar con aceites vegetales y polvo de carbón, los primeros prototipos se alimentaron con queroseno, que por aquel entonces consti-

tuía el producto mayoritario de la destilación del petróleo. Sin embargo, cuando se desarrollaron los sistemas de inyección a alta presión (años 20), pasó a consumirse una fracción del crudo destilada a mayor temperatura, a la que se denominó gasóleo.

En 1937 se desarrolla el proceso de alquilación, y a partir de entonces la composición de la gasolina producida en las refinerías empieza a diferenciarse respecto de la obtenida simplemente por destilación, y en consecuencia a aumentar su octanaje. También el gasóleo mejoró su calidad a base de descartar las fracciones más viscosas del petróleo, lo que supuso su diferenciación con respecto al fuel-oil. El protagonismo de la aviación en la segunda guerra mundial supuso un nuevo estímulo al desarrollo de las gasolinas, que por entonces propulsaban los aviones de combate. La experiencia adquirida en producción de gasolinas de muy alta calidad se tradujo en los años 50 en la aparición de varias clases de calidad diferenciada (standard y premium, en España normal y súper). En cuanto al gasóleo, se definió el Diesel index, antecedente del número de cetano, que distinguía los gasóleos con mayor fracción parafínica, dada su mayor tendencia al autoencendido. No obstante, los contenidos en azufre seguían siendo altos (dependiendo del origen del crudo), lo que era causa de problemas de corrosión. Los 50 y los 60 fueron los años en los que se desarrolló la industria de los aditivos, tanto para gasolinas como para gasóleos. Además de los mejoradores de octano, surgieron aditivos anticongelantes, detergentes para evitar el ensuciamiento de bujías y conductos, y dispersantes para eliminar partículas sólidas procedentes del lubricante. Para los gasóleos surgieron los aditivos mejoradores del flujo en frío, los lubricantes y los estabilizantes, y ya tras la crisis de 1973, como consecuencia de la pérdida de calidad de los gasóleos (debida a la masiva incorporación de destilado de craqueo, necesaria para compensar el exceso de demanda), aparecen también los mejoradores del número de cetano como el nitrato de octilo.

Por esa época surgieron las especificaciones de calidad de los combustibles, que ayudaron a uniformizar las calidades de los combustibles y a racionalizar el uso de los aditivos. Al margen de una primera norma de combustibles de motores estacionarios (British Standard 209) que se publicó en 1929, la primeras normas de calidad del gasóleo y de la gasolina aparecen en Inglaterra en 1957 (la BS 2869) y en 1967 (la BS 4040) respectivamente.

En los años 80, la aparición de los catalizadores en motores de gasolina como medio necesario para cumplir las normativas de emisiones (basados en la impregnación de metales como paladio, platino y rodio, muy sensibles al envenenamiento con plomo), junto con la constatación de los efectos adversos para la salud de la presencia de plomo en la sangre, obliga a la progresiva eliminación de los aditivos de plomo, eliminación que concluye en 1995. Son sustituidos por otros aditivos consistentes en sales orgánicas de sodio, potasio, fósforo y manganeso (como el metil ciclopentadienil tricarbonil Manganeso, o MMT), y sobre todo, los éteres derivados de alcoholes, principalmente el MTBE (metil terbutil éter) y el ETBE (etil terbutil éter), de excelentes propiedades antidetonantes. Además, al desaparecer la protección mecánica que las sales de plomo garantizaban en los asientos de las válvulas, los fabricantes se ven obligados a partir de 1986 a fabricar dichos asientos con materiales más duros para evitar su desgaste (recesión) y las consecuencias de éste en eficiencia y emisiones. Con el tiempo se acaban imponiendo los éteres como componentes de las gasolinas para vehículos modernos, quedando reservados los basados en sales de potasio y de fósforo para los vehículos antiguos (ya que estas sustancias también envenenan los catalizadores) y manteniéndose el MMT en unos pocos países, si bien la directiva europea 2009/30/CE ya restringe su uso dado su carácter venenoso.

En el caso de los combustibles Diesel, la aparición de las normativas de emisiones de partículas, junto con la preocupación por los efectos adversos de los óxidos de azufre en la atmósfera, motiva igualmente la progresiva eliminación del azufre, lo cual obliga a incorporar en las refinerías sistemas para la hidrodesulfuración de los combustibles, a costa de incrementar el coste energético y ambiental (por emisiones de CO₂) de producción del combustible. Este proceso comenzó en los años 90, en los que gasóleos y gasolinas tenían respectivamente alrededor de 3000 ppm y 1000 ppm de azufre, y llega hasta la casi completa eliminación de azufre en gasóleos y gasolinas en 2009 en Europa (<10 ppm) y en USA (<15 ppm). Dada las propiedades lubricantes del azufre al combinarse con el níquel de las aleaciones metálicas del motor, la eliminación del azufre ha obligado a las compañías petrolíferas a añadir aditivos de lubricidad en la mayoría de sus gasóleos.

Por último, los combustibles que alimentan los motores actuales, provistos de sofisticados sistemas de inyección y de nuevos sistemas de postratamiento que requieren la completa eliminación del azufre, están sujetos a estrictas normas de calidad (ver apartado 14.7) e incorporan paquetes de aditivos comerciales, de formulación oculta, que contienen inhibidores de corrosión, detergentes y colorantes, sustancias antidetonantes (en el caso de las gasolinas), aditivos de lubricidad y de flujo en frío (en los combustibles Diesel) y recientemente, incluso, aditivos (fuel borne) que faciliten la regeneración de las trampas de partículas [1].

14.4 Procesos de producción

Se desarrolla a continuación una breve descripción de los procesos de producción de los combustibles de origen fósil, principalmente de los derivados del petróleo (apartado 14.4.1), y de los procesos de producción de biocarburantes de primera y de segunda generación (apartado 14.4.2.), así como de los postratamientos habituales en ambos casos, incluyendo los procesos de aditivación.

14.4.1 Combustibles de origen fósil

La mayoría de combustibles de origen fósil que pueden usarse en MCIA se derivan del petróleo. No obstante, existen también procesos de transformación gas-líquido o incluso sólido-gas-líquido que pueden aprovecharse para obtener combustibles aptos para los MCIA a partir de gas natural o de carbón, dando lugar a los denominados GTL o CTL (*Gas-To-Liquid* o *Carbon-To-Liquid*, respectivamente, en terminología inglesa). Los procesos productivos de ambos tipos de combustibles se basan en procesos de reformado catalítico Fischer-Tropsch, si bien para producir los CTL es necesario previamente someter al carbón a procesos de gasificación. Los procesos Fischer-Tropsch se describen brevemente en el siguiente apartado ya que son procesos de creciente interés para la producción de biocarburantes. Por último, también el gas natural se utiliza como materia prima para la producción, por reformado catalítico, de hidrógeno, combustible de gran interés para motores de combustión interna por su capacidad para quemarse en condiciones de mezcla muy pobre.

El petróleo constituye actualmente el origen de la cuarta parte de la energía primaria consumida en el mundo. Es una mezcla de hidrocarburos, principalmente líquidos pero que también contiene gases y sólidos, y que se almacena en yacimientos rocosos en algunas regiones del mundo. Sus principales componentes son hidrocarburos alifáticos saturados o parafinas (tanto lineales como ramificadas), hidrocarburos alifáticos insaturados, hidrocarburos cíclicos saturados o naftenos e hidrocarburos aromáticos, que a su vez pueden clasificarse en mono, di

o poliaromáticos. También pueden encontrarse en el petróleo proporciones de hasta el 8% de azufre, tanto en forma de azufre elemental como de compuestos inorgánicos u orgánicos. Y también se encuentran proporciones menores de compuestos oxigenados, nitrogenados y de organometálicos. La diferente volatilidad de todos estos componentes permite su separación por medio de destilación fraccionada, siendo ésta la principal operación realizada en las refinerías de petróleo. La columna de destilación (Figura 14.2), estratificada térmicamente, se compone de platos situados a diferentes alturas que recogen el líquido condensado a cada altura. A través de los orificios de cada plato se borbotea el vapor procedente del plato inferior, consiguiéndose un máximo contacto que facilita la transferencia de masa necesaria para uniformizar la composición en cada plato. Además, la presencia de reflujos como los mostrados en la figura asegura una separación aún más fina. Se obtiene así una fracción gaseosa fácilmente condensable (GLP), la nafta (materia de la que posteriormente se obtienen las gasolinas comerciales), querosenos, gasóleos, fuelóleos y una fracción final que, tras ser sometida a un nuevo proceso de destilación en vacío (entre 20 y 25 mbar) recupera algo más de gasoil y fueloil, destinándose el resto (residuo de vacío) a la producción de aceites lubricantes, ceras, barnices y asfaltos para carreteras.

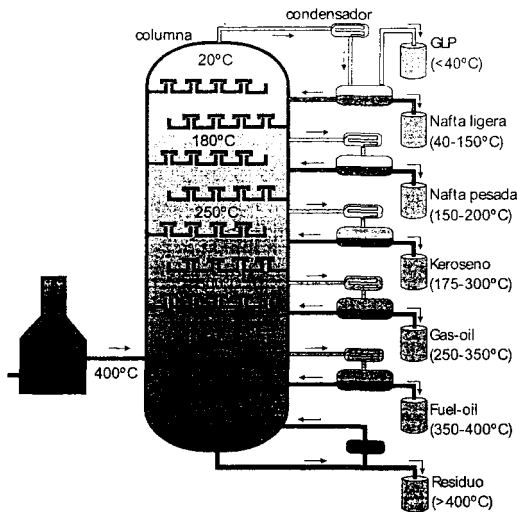


Figura 14.2 Columna de destilación y rangos de temperatura de ebullición aproximados de cada fracción.

La producción de cada una de las fracciones del petróleo ha ido cambiando con los años en función de las variaciones de la demanda. Si en los años 70 la demanda de productos pesados (fuelóleos, lubricantes y asfaltos) superaba el 40%, hoy en día, debido al incremento en la demanda de gasolinas y sobre todo de gasóleos, la demanda de productos pesados se ha reducido al 15 % en peso, habiendo superado la demanda de productos intermedios (querosenos y gasóleos) a la de ligeros. Por esta razón, y por la necesidad de optimizar la calidad de los productos, todas las fracciones de la destilación se someten posteriormente a una serie de operaciones destinadas a ajustar los flujos producidos a la demanda de combustibles, a mejorar sus propiedades y a eliminar su contenido en azufre. Estas operaciones son:

- **Reformado catalítico:** Tiene como objeto producir gasolinas a partir de la nafta pesada y para ello se favorece la deshidrogenación de ciclohexanos y ciclopentanos para aumentar el contenido en aromáticos (de gran valor como antidetonante en gasolinas) y la isomerización de parafinas (igualmente con objeto de elevar el octanaje de las gasolinas), causando también el hidrógeno resultante un cierto efecto de hidrocraqueo que incrementa las fracciones ligeras. Este proceso, que utiliza catalizadores bimetalicos con base de platino, se utiliza también para fabricar hidrocarburos aromáticos como el benceno, tolueno y xileno.
- **Isomerización:** Se aplica a la fracción más ligera de la nafta, igualmente con objeto de convertirla en gasolina, o bien de proporcionar reactivos para posteriores procesos de alquilación. Es un proceso menos agresivo que el reformado y persigue la obtención de parafinas ramificadas, de idéntica composición química pero de mejor octanaje que las lineales.
- **Craqueo:** Existen diversos procesos de craqueo, todos ellos destinados a romper las moléculas más largas en moléculas ligeras aprovechables para gasolinas, querosenos y gasóleos. Tradicionalmente se utilizaba el craqueo térmico (con temperaturas mayores de 400°C y elevados tiempos de residencia), pero cada vez más se hace uso de procesos a temperatura reducida con catalizadores (craqueo catalítico), con aportación de hidrógeno (hidrocraqueo) o con tiempos de residencia reducidos (viscoreducción). Los procesos de craqueo catalítico más utilizados son aquellos en los que el catalizador se regenera de forma continua sobre un lecho fluido (FCC, *Fluid Catalytic Cracker*). Todos los procesos de craqueo eliminan carbono de los productos que se acumula en forma de coque, que se añade por tanto a la cesta de productos de la refinería.
- **Alquilación:** Consiste en la reacción catalítica entre isoparafinas (básicamente el isobutano resultante de la isomerización de la nafta ligera, tras retirarle el isobuteno consumido en la reacción de producción de éteres) y olefinas ligeras (etileno, propileno, el propio buteno y penteno, todos ellos gaseosos) para producir isoparafinas líquidas, de buenas propiedades como componentes de las gasolinas. Los principales catalizadores usados en este proceso son los ácidos sulfúrico y clorhídrico.
- **Hidrodesulfuración:** Es necesario para eliminar el azufre de gasolinas, querosenos y gasóleos. Ello se consigue haciendo incidir una corriente caliente de hidrógeno en un reactor con catalizadores de cobalto, molibdeno y níquel. Se produce así la sustitución de los átomos de azufre de los hidrocarburos por átomos de hidrógeno. Además de la desulfuración se consigue desnitrificar los hidrocarburos, hidrogenar las olefinas (ganando el producto en estabilidad) y un ligero craqueo, eliminándose los residuos ligeros (ácido sulfhídrico y amoníaco) en una columna de destilación (*stripper*) y recogiendo el producto desulfurado por el fondo de ésta.
- **Eterificación:** Es la reacción entre un alcohol y una isoolefina, procedente del craqueo catalítico FCC (generalmente se utiliza la fracción C₄ entera, si bien de esta fracción solo reacciona el isobuteno), para dar lugar a un éter, que se utiliza como componente antidetonante de las gasolinas. Aunque el alcohol utilizado en muchas refinerías es metanol y el éter resultante metil terbutil éter (MTBE: $(\text{CH}_3)_3\text{-C-O-CH}_3$), en países productores de bioetanol como España es habitual utilizar etanol como reactivo, siendo el éter resultante el etil terbutil éter (ETBE: $(\text{CH}_3)_3\text{-C-O-CH}_2\text{-CH}_3$). Aunque menos habitual, también es posible utilizar isopentenos (de la fracción C₅ del FCC), con la ventaja de ser un producto menos demandado, dando lugar a otros éteres con parecidas propiedades antidetonantes como el teramil metil éter (TAME: $\text{CH}_3\text{-CH}_2\text{-C-(CH}_3)_2\text{-O-CH}_3$) o el teramil etil éter (TAE: $\text{CH}_3\text{-CH}_2\text{-C-(CH}_3)_2\text{-O-CH}_2\text{-CH}_3$).

- Otros procesos también habituales en refinería son la polimerización, destinada a producir olefinas líquidas a partir de otras gaseosas de menor peso molecular, la gasificación, destinada a obtener gas de síntesis (generalmente para autoconsumo) a partir del coque o los residuos asfálticos, la posterior obtención de hidrógeno a partir del gas de síntesis, o la dulcificación de la fracción gaseosa del petróleo, destinada a eliminar el ácido sulfhídrico de recuperación de azufre o de tratamiento de efluentes.

Todos estos procesos se complementan con otros tantos para la producción de aceites lubricantes y de materias primas para la industria petroquímica, que a su vez da lugar a la fabricación de una gran cantidad de productos tales como plásticos, detergentes, poliésteres, resinas, fibras, etc.

Por último, dentro de los procesos de producción de combustibles fósiles, es necesario mencionar el gas natural (al margen de su uso, ya comentado, como materia prima para fabricar combustibles líquidos), muy utilizado en motores de gas estacionarios, principalmente destinados a la producción de energía eléctrica con cogeneración, pero también utilizado en motores de autobús para transporte público o en camiones de recogida de basura. Desde los yacimientos de gas, tras el endulzamiento (eliminación del ácido sulfhídrico), el secado y el preenfriamiento hasta unos -30°C para eliminar hidrocarburos condensables, el gas se transporta por gasoducto hasta los centros de consumo o hasta las plantas de licuación, donde el gas se almacena en estado líquido por debajo de -160°C y a presión atmosférica. En este caso el gas natural licuado (GNL) se transporta en buques metaneros hasta las terminales de regasificación y se distribuye de nuevo por gasoductos de alta presión (entre 60 y 120 bar). Si el consumo final tiene lugar en motores estacionarios, es necesario reducir la presión en estaciones de regulación. Por el contrario, el consumo en vehículos requiere que el gas sea recomprimido en estaciones de compresión.

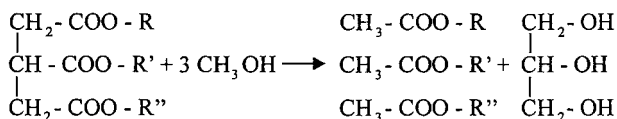
14.4.2 Combustibles de origen renovable

Actualmente, los biocombustibles que se han consolidado como sustitutos parciales de los combustibles de origen fósil son el bioDiesel, como componente del gasoil, y el bioetanol y su éter derivado, el ETBE, como componente de la gasolina. Estos biocombustibles son considerados de primera generación debido a que proceden de semillas vegetales pero no aprovechan la biomasa lignocelulósica cuyo desarrollo es imprescindible para dar lugar a dichas semillas. La enorme cantidad de carburantes consumidos en el mundo haría totalmente imposible sustituir por completo los combustibles fósiles por biocarburantes de primera generación, dado que la capacidad de cultivo agrícola sería insuficiente. Por eso, se fomentan en la actualidad los biocarburantes que puedan obtenerse a partir de biomasa lignocelulósica, y por tanto permitan aprovechar el contenido carbonoso del conjunto del cultivo y no solo de una pequeña proporción. Está demostrado que el balance energético, medioambiental e incluso económico de estos combustibles es mucho mejor que el de primera generación [2]. El problema es que la mayoría de las tecnologías de producción de los biocarburantes de segunda generación no está aún plenamente desarrollada, o no son aún lo suficientemente rentables [3]. Se describen a continuación los procesos convencionales para la producción de bioDiesel y de alcoholes, para a continuación describir brevemente otros procesos de producción de biocombustibles con perspectivas de futuro [4].

Se denomina bioDiesel a un combustible de origen vegetal o animal, y por tanto de carácter renovable, constituido por ésteres alquílicos de ácidos grasos. Los aceites o grasas de los

que procede son moléculas grandes, denominadas triglicéridos, compuestas por grupos de tres ácidos grasos. Los aceites vegetales se obtienen por extracción química o mecánica a partir de semillas oleaginosas como las de colza, soja, girasol y palma. Aunque menos frecuentes, otras semillas que también han servido como origen del bioDiesel son el coco, la nuez, el ricino, la jatrofa, el cacahuete, la aceituna, el maíz, el azafrán, el algodón, el lino, el cardo, etc.

Para producir bioDiesel los aceites vegetales se someten a una reacción química denominada transesterificación, en la que se combinan con metanol (o etanol), en presencia de un catalizador, obteniéndose ésteres metílicos (FAME, *Fatty Acid Methyl Esthers*) o etílicos (FAEE, *Fatty Acid Ethyl Esthers*), y glicerina como coproducto. La reacción de transesterificación con metanol (o metanolísis), mostrada a continuación, da lugar a un éster metílico:



La Tabla 14.1 muestra algunas propiedades derivadas de la composición química de los principales bioDiesel de tipo metílico, en función de la materia de origen. El bioDiesel, como combustible en motores Diesel, tiene un notable potencial para reducir emisiones contaminantes, especialmente partículas, monóxido de carbono e hidrocarburos [5].

Tabla 14.1 Fórmula resumida y propiedades químicas de algunos ésteres metílicos de aceites vegetales.

Ester	Fórmula	m_m (g/mol)	Contenido en O (% m/m)	Relación H/C	Nº enlaces dobles
Girasol	$\text{C}_{18,9}\text{H}_{34,8}\text{O}_2$	294,6	10,86	1,84	1,53
Colza	$\text{C}_{19,0}\text{H}_{35,2}\text{O}_2$	295,2	10,84	1,86	1,35
Soja	$\text{C}_{18,8}\text{H}_{34,6}\text{O}_2$	293,0	10,92	1,84	1,57
Palma	$\text{C}_{18,1}\text{H}_{34,9}\text{O}_2$	284,2	11,26	1,93	0,60

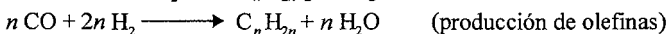
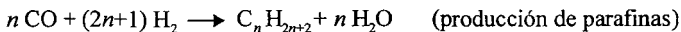
Los aceites vegetales y las grasas animales pueden, alternativamente, someterse a procesos de hidrocrqueo en instalaciones similares a las de las refinerías de petróleo, o incluso en las propias refinerías, dando lugar a hidrocarburos parafínicos lineales (no oxigenados). El producto final se denomina Diesel renovable o HVO (*Hydrotreated Vegetable Oil*) [6], quedando propano como coproducto. En el proceso, además de hidrogenarse las moléculas hasta su saturación, compiten reacciones de hidroxigenación (que dan lugar a n-parafinas con la misma longitud carbonosa que el ácido que compone el aceite) y de decarboxilación (que dan lugar a n-parafinas con un átomo menos de carbono). Posteriormente, si las temperaturas del reactor son suficientemente altas, pueden también darse reacciones de craqueo e isomerización que favorezcan la producción de parafinas más ligeras e incluso más ramificadas que pueden hacer el producto adecuado para sustituir gasolinas.

El bioetanol puede utilizarse como combustible en motores alternativos, mezclado con la gasolina, e incluso en motores Diesel. Pero no es el único alcohol que se ha utilizado en motores, principalmente de encendido por chispa [7]. Los principales alcoholes utilizados en este tipo de motores son:

- Metanol (CH_3OH). Aunque históricamente se ha obtenido de la destilación de la madera, el método industrial actual para fabricación del metanol, tanto si es de origen vegetal como fósil (a partir del gas natural o del petróleo), es por gasificación y posterior tratamiento de los gases formados (CO y H_2) en reactores catalíticos de alta presión y temperatura. Se ha utilizado tanto puro en motores de altas prestaciones (aviones, vehículos de competición) como mezclado con combustibles convencionales en diferentes porcentajes (por ejemplo al 85%, M85).
- Etanol ($\text{CH}_3\text{-CH}_2\text{-OH}$). Se produce por fermentación de ciertos cultivos vegetales (bioetanol) ricos en almidón (amiláceos: cereales, patata, etc.) o en azúcares (sacaríferos: remolacha, sorgo dulce, uva, caña de azúcar, etc.), siguiendo la secuencia de procesos del esquema de la Figura 14.3. Más recientemente se están desarrollando procesos de fermentación celulósica que añaden a los anteriores un proceso previo de hidrólisis enzimática, y que convertirían al bioetanol en un biocarburante de segunda generación. El etanol se utiliza mezclado con la gasolina en diferentes concentraciones (E22, E85) o incluso puro, práctica habitual en Brasil, donde el programa Proalcohol, con el fin de fomentar el consumo de derivados de la caña de azúcar, logró la adaptación de más de 3 millones de vehículos. Hoy en día en Brasil toda la gasolina que se consume tiene un 22% de bioetanol, e incluso el usuario puede incrementar aún más la proporción de etanol, mezclando dicha gasolina a su gusto con bioetanol hidratado.
- Butanol ($\text{CH}_3\text{-CH}_2\text{-CH}_2\text{-CH}_2\text{-OH}$). Se produce también a partir de materia azucarada o amilácea, por medio del proceso de fermentación acetobutilica (o fermentación ABE), en el que interviene la bacteria *Clostridium Acetobutylicum*. El resultado de la transformación es un porcentaje minoritario de etanol y porcentajes mayoritarios de acetona (con otros mercados no energéticos) y butanol. El biobutanol obtenido puede ser de gran interés como sustituto de las gasolinas y, parcialmente, también de los gasóleos. Aunque el proceso es conocido desde hace mucho tiempo, hoy por hoy no ha demostrado suficiente rentabilidad a escala industrial.

Los principales procesos de producción de biocarburantes de segunda generación son:

- Fischer-Tropsch. Aunque no es un proceso nuevo, en los últimos tiempos ha recuperado interés, hasta el punto de considerarse uno de los procesos con más futuro. Permite producir hidrocarburos líquidos aptos para el transporte a partir de gases combustibles (GTL), y por tanto si éstos proceden de biomasa (ya sea obtenida por gasificación, reformado o digestión), el producto final sería un biocarburante BTL (*Biomass-To-Liquid* en terminología inglesa) [8]. Este proceso, que en realidad es un reformado catalítico a alta presión (20 bar) con vapor, tiene la gran ventaja respecto a los procesos de producción actuales de los biocarburantes de que la materia de origen puede ser biomasa lignocelulósica, lo que multiplica el potencial de producción respecto del esquema actual que solo usa los granos o semillas. Las principales reacciones del proceso Fischer-Tropsch se basan en un gas compuesto por monóxido de carbono e hidrógeno y son las siguientes:



Existen principalmente dos tipos de procesos Fischer-Tropsch: alta temperatura y baja temperatura. Los primeros utilizan catalizadores férricos y las reacciones tienen lugar entre 300 y 350 °C. En estas condiciones, la selectividad es mayor para hidrocarburos de bajo

peso molecular y muy ramificados (condición para un buen número de octano), por lo que son más adecuados para la producción de combustibles que sustituyan a las gasolinas (aunque tienen la limitación de generar cierto contenido en cetonas y aromáticos). Los de baja temperatura utilizan catalizadores a base de hierro y de cobalto. Las reacciones tienen lugar entre 200 y 240 °C, por lo que la selectividad es mayor para hidrocarburos de alto peso molecular de cadena lineal y muy saturados (condición para un buen número de cetano), por lo que son más adecuados para la producción de combustibles que sustituyan a los gasóleos (aunque, en ocasiones, el excesivo peso molecular obliga a someterlos a posteriores procesos de craqueo). En cualquier caso, los productos obtenidos mediante el proceso Fischer-Tropsch tienen las ventajas de apenas contener azufre y, en función del tipo de proceso, optimizar mucho los índices de calidad, ya sea el número de octano o el de cetano.

- Síntesis de Bio-DME [9]. El dimetil-éter ($\text{CH}_3\text{-O-CH}_3$) es un combustible almacenable en estado líquido y consumible en estado vapor, que por tanto tiene propiedades parecidas al GLP e incluso puede aprovechar sus infraestructuras de distribución, almacenamiento y seguridad. Sin embargo, sus propiedades de autoencendido (número de cetano superior a 55) lo hacen más adecuado para la combustión en ciclo Diesel que en ciclo de encendido por chispa. Puede producirse a partir de gas de gasificación de biomasa (o de residuos como los licores negros) por medio de reactores catalíticos a alta presión y temperatura, similares a los utilizados para producir metanol.
- Fermentación celulósica. Consiste en someter a la biomasa (con sus fracciones celulosa, hemicelulosa y lignina), previamente molida, a una solubilización a alta presión y media temperatura (en presencia de catalizadores ácidos) y a una posterior hidrólisis enzimática y fermentación bacteriana. Existen varios tipos de procesos (Techrol, Natik) que se distinguen principalmente en el proceso de hidrólisis. En este proceso, se suministra una serie de enzimas para romper las cadenas largas de carbohidratos, transformando el almidón en cadenas cortas de glucosa.
- Aprovechamiento de sustancias naturales ricas en ácidos grasos. Esta es una vía de posible utilización de materias primas de gran capacidad de captación de carbono vía fotosíntesis, rápido crecimiento, y en consecuencia, abundantes en la naturaleza, tales como algas unicelulares o plancton marino, que al no tener fracción celulósica, evitan muchos de los problemas tecnológicos anteriores. La concentración de aceites por medio de disolventes orgánicos puede proporcionar materia para producción de biocombustibles con buenos rendimientos globales.

Por último, deben mencionarse los procesos de producción de gases combustibles a partir de biomasa (que pueden usarse como combustibles en estado gaseosos o servir como reactivos para la producción de combustibles líquidos), y en especial del biohidrógeno. Las vías de producción se distinguen principalmente en función del grado de humedad de la biomasa. En el caso de biomásas secas, principalmente de tipo leñoso, las diferentes tecnologías de gasificación (en lecho fijo, fluido o arrastrado) utilizan aire o aire y vapor como agentes gasificantes para proporcionar un gas rico en hidrógeno y monóxido de carbono que, una vez eliminadas las partículas y alquitranes, puede quemarse en motores de gas estacionarios específicamente diseñados. En el caso de biomásas húmedas (purines de ganadería, lodos de depuradora, fangos o biomasa herbácea) o de residuos urbanos, los procesos de digestión anaeróbica proporcionan, por medio de biodigestores o en los propios vertederos, el biogás, compuesto principalmente de metano. Este gas, una vez dulcificado y deshidratado, se puede igualmente con-

sumir en motores estacionarios para generación o cogeneración eléctrica, e incluso se ha usado ocasionalmente como combustible para transporte de corto recorrido.

Especial interés tiene el biohidrógeno como gas combustible, no sólo para motores de combustión interna sino también para pilas de combustible. Son muchas las tecnologías de producción de biohidrógeno que podrían utilizarse en el futuro tales como el reformado catalítico a partir del gas de gasificación de biomasa (o de biogás, o de bioalcoholes), la fotólisis directa del agua sin intervención eléctrica, o incluso puede llegar a considerarse como hidrógeno renovable el producto de la hidrólisis eléctrica convencional siempre y cuando la electricidad proceda de fuentes renovables. En el primer caso, la gasificación de la biomasa o el reformado catalítico deben ser complementados, en primer lugar, por una reacción gas-agua que enriquezca el contenido en hidrógeno a costa del de monóxido de carbono, y en segundo lugar, por una depuración a base de membranas o de procesos de absorción-desorción que pueden llegar a dejar el hidrógeno con purezas casi absolutas.

Todos los procesos comentados en este apartado se resumen en el esquema de la Figura 14.3.

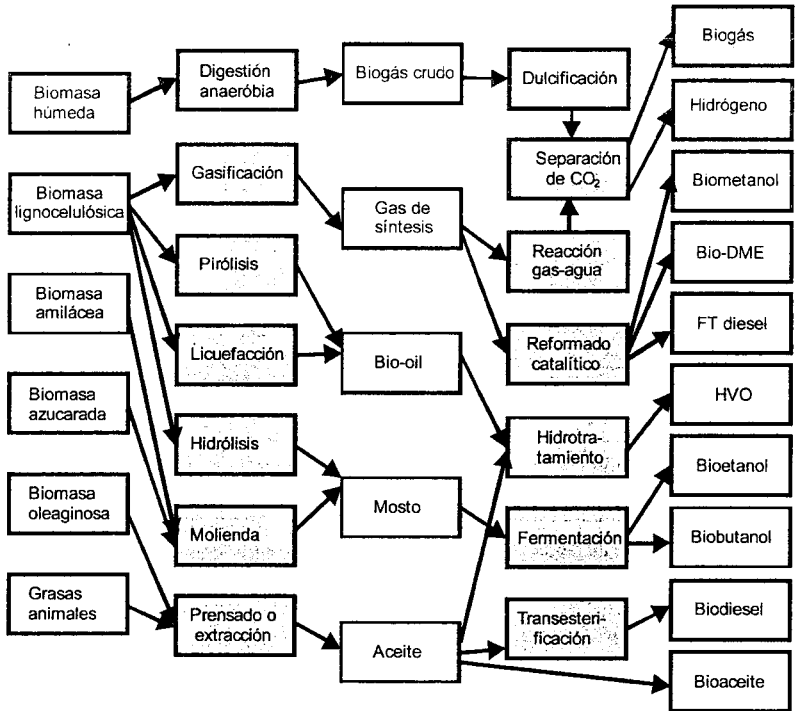


Figura 14.3 Métodos de producción de biocombustibles.

14.5 Propiedades físicoquímicas de los combustibles

14.5.1 Densidad

La densidad (ρ) es la masa por unidad de volumen del fluido. Incluso si el combustible es líquido, su densidad depende ligeramente de la presión y en mayor medida de la temperatura. La densidad de algunos combustibles se muestra en la Tabla 14.2.

La mencionada dependencia, y las habituales dispersiones de densidad entre combustibles líquidos suministrados por diferentes compañías, justifican la necesidad de utilizar sistemas gravimétricos en vez de volumétricos cuando pretende medirse con precisión el consumo de combustible de una máquina térmica.

Por otra parte, los sistemas de inyección de combustible en los motores son volumétricos. La inyección tiene lugar a una cierta presión (muy alta en el caso de los motores Diesel y relativamente baja en los de gasolina), y a temperaturas mayores que la atmosférica (en el extremo de un inyector Diesel pueden acercarse a los 100°C) como consecuencia del calentamiento provocado por la compresión o por la proximidad con las zonas calientes del motor. Todo ello obliga a considerar las variaciones de densidad del combustible en el diseño del sistema de inyección, y aun así, las dispersiones de densidad de los combustibles repercuten negativamente en el rendimiento y las emisiones generadas.

Tabla 14.2 Densidad a 15°C y viscosidad a 40°C de algunos combustibles líquidos.

Combustible	ρ (kg/m ³) a 15°C	ν (cSt) a 40°C
Metanol	791,3	0,58
Etanol	789,4	1,13
Butanol	809,7	2,22
MTBE	745	0,48
ETBE	747	0,54
DME	667	<0,1
Gasolina	720-775	0,65
Queroseno	775-840	1,8*
Gasoil	820-845	2-4,5
Fuel-oil	920-950	100-1000
BioDiesel (FAME)	860-900	3,5-5
Fischer-Tropsch Diesel	770-800	2-4,5
n-Dodecano	750	0,36

* Valor típico (la norma ASTM D1655 exige <8 cSt a -20°C)

Para medir la densidad se emplean boyas calibradas, que se sumergen en el líquido, de forma que la lectura de la densidad se obtiene en el nivel de flotación de la boya (método del hidrómetro). La normativa europea permite la medición de la densidad tanto por el método del hidrómetro (EN-3675) como por el método del tubo oscilante (EN-12158), en cualquier caso a

15 °C y 1 atm. También en Europa, las especificaciones de densidad para las gasolinas exigen valores entre 720 y 775 kg/m³ (obsérvese que el rango completo es inferior a la densidad del etanol), mientras que las especificaciones del gasoil y del bioDiesel exigen valores entre 820 y 845 kg/m³ en el primer caso y entre 860 y 900 kg/m³ en el segundo. La no coincidencia entre estos rangos supone, en la práctica, una limitación para las mezclas gasolina-etanol y gasoil-bioDiesel.

14.5.2 Viscosidad y lubricidad

Aunque no tanto como en el caso de un lubricante, la viscosidad cinemática de un combustible líquido (ν) es un parámetro importante pues su valor debe ser suficientemente bajo como para poder circular por los circuitos de alimentación sin excesivas pérdidas de carga, y en algunos casos como el gasoil y el fuel-oil, lo suficientemente alto como para cumplir con unas ciertas exigencias lubricantes.

Para medir la viscosidad cinemática de un combustible o de un lubricante se emplean viscosímetros, consistentes en tubos capilares a través de los cuales fluye un volumen calibrado bajo una columna de líquido reproducible, en un tiempo determinado, que es proporcional a la viscosidad, siendo la constante de proporcionalidad la de calibración del viscosímetro. La norma europea que establece el método de medida es la EN-3104, y requiere que el proceso tenga lugar a temperatura controlada de 40°C, dada la gran influencia de esta variable sobre la viscosidad. Las especificaciones europeas de viscosidad para el gasoil y el bioDiesel son 2-4,5 cSt y 3,5-5 cSt respectivamente, no exigiéndose ningún límite para las gasolinas. La viscosidad cinemática de algunos combustibles se muestra en la Tabla 14.2.

La lubricidad es otra especificación en el caso de los gasóleos, que indica la capacidad lubricante del mismo. La lubricidad se cuantifica por medio del diámetro medio de la huella (en micras) generada en ensayos de desgaste entre una bola sometida a un movimiento oscilatorio y un disco plano bañado por el combustible. El procedimiento de este ensayo está establecido en la norma europea EN-12156 y se realiza sobre un banco de ensayos denominado HFRR (*High Frequency Reciprocating Rig*). En Europa se exige que la huella, una vez corregida en función de la humedad, no supere las 460 micras. En los gasóleos, la pérdida de lubricidad ocasionada por los procesos de desulfuración se restaura por medio de aditivos o añadiendo bioDiesel, de mejores propiedades lubricantes que el gasóleo de petróleo. Está demostrado que pequeñas proporciones de bioDiesel en el gasóleo mejoran notablemente la lubricidad de éste.

Aunque la viscosidad y la lubricidad están relacionadas, son propiedades distintas. La primera es una propiedad reológica mientras la segunda es tribológica. De hecho, algunos parámetros composicionales del combustible ejercen efectos opuestos sobre una y otra. Este es el caso, por ejemplo, del grado de insaturación, que disminuye la viscosidad pero incrementa la lubricidad.

14.5.3 Inflamabilidad

Existe una serie de características que describen el comportamiento de un combustible frente a la combustión o durante ésta. Pueden destacarse las siguientes:

- Límites de inflamabilidad. Existen dos para cada combustible: el superior y el inferior, si bien son dependientes de la presión y de la temperatura. Una llama puede progresar siempre y cuando su relación de mezcla combustible vaporizado/aire esté comprendida entre el límite inferior (L_i) y el superior (L_s) de inflamabilidad. Fuera de los límites la llama se

acaba extinguiendo. La Tabla 14.3 muestra algunos límites de inflamabilidad en aire de varios combustibles a 20°C y 1 atm. Puede observarse que el rango de inflamabilidad del hidrógeno es muy amplio debido a su gran difusividad, que la inflamabilidad de los combustibles oxigenados se extiende notablemente para mezclas ricas y que los grados de ramificación o de insaturación de los combustibles hacen que éstos sean más inflamables.

Tabla 14.3 Límites de inflamabilidad de diversos combustibles con aire.

Combustible	Relaciones másicas aire/combustible		
	L_i	Esteq.	L_s
Metano	34,4	17,3	10,3
Metanol	12,6	6,5	1,6
Etanol	18,5	9,0	2,7
Propano	30,7	15,7	5,9
n-Octano	26,5	15,1	7,7
isooctano	31,9	15,1	4,0
Gasolina	18,2	14,6	3,1
Hidrógeno	348	34,5	4,8
CO	7,6	2,5	0,35
Acetileno	43,5	13,3	0,26

- Temperatura de inflamabilidad (*Flash point*). Es la mínima temperatura a la que existe peligro de inflamación de un combustible ante la proximidad de un agente exterior, a presión ambiental. Es importante por razones de seguridad para el transporte y almacenamiento de combustibles.
- Temperatura de autoinflamación. Es la mínima temperatura a la que un combustible se autoinflama al entrar en contacto con el aire. Depende de la presión y de la relación de mezcla, por lo que no es una característica fisicoquímica del combustible.
- Número de octano (ON). Es la resistencia a la autoinflamación de un combustible. Tiene interés en motores de encendido provocado, en los que se desarrolla un frente de llama que avanza barriendo la mezcla de reactivos presente en la cámara. La autoinflamación de ésta en zonas aún no alcanzadas por el frente de llama provoca aumentos bruscos de presión (picado) muy perjudiciales para el motor. Cuanto mayor es el número de octano menor es la tendencia a que esto ocurra. Su valor numérico indica la concentración de isooctano en n-heptano (combustibles de referencia a los que se asignan los valores 100 y 0 respectivamente) que en las mismas condiciones produciría al quemarse la misma intensidad de picado. Dado que hay combustibles con resistencia al autoencendido aún mayor que la del isooctano, se asigna también el número de octano 120 a una mezcla de isooctano con 0,264 mL/L de tetraetilo de plomo, con el fin de extender hasta este extremo la escala de medición. El método de medida consiste en aumentar la relación de compresión en un motor monocilíndrico estándar (denominado CFR, *Cooperative Fuel Research*, de relación de compresión ajustable) hasta que se registra una intensidad de picado estándar (50 unidades en la escala Knockmeter), y encontrar la composición de la mezcla que provocó dicha intensidad a la misma relación de compresión. Existen dos métodos para su determinación

experimental, *Research* y *Motor* que establecen sendos números de octano, el RON (el más comúnmente utilizado) y el MON. El método *Research* (definido en la norma europea EN-5164) establece la resistencia a la autoinflamación de un combustible en condiciones poco severas, mientras que el método *Motor* (norma EN-5163) lo hace en condiciones más severas. Esta mayor severidad es simulada en el método *Motor* por medio del precalentamiento de la mezcla, el mayor régimen de giro (900 rpm frente a las 600 rpm del método *Research*) y el incremento del avance al encendido a medida que aumenta la relación de compresión (frente al avance fijo de 13° de cigüeñal en el método *Research*). Como consecuencia, el MON suele ser inferior al RON en hasta 10 unidades, denominándose a esta diferencia sensibilidad.

- Número de metano (MN). Indica también la resistencia a la autoinflamación de un combustible, pero en este caso gaseoso. Cuanto mayor es el número de metano menor es la tendencia a que ocurra el picado. La escala de ON no es válida porque el ON del gas natural, y más aún del metano, superaría el valor límite de 120. El valor numérico del MN indica la concentración de metano en hidrógeno (combustibles de referencia a los que se asignan los valores 100 y 0 respectivamente) que en las mismas condiciones produciría al quemarse la misma intensidad de picado. El ensayo se realiza en un motor CFR similar a los utilizados para el número de octano.
- Número de cetano (CN). Es una magnitud relacionada con el tiempo de retraso (t_r) de un motor Diesel (periodo transcurrido desde el comienzo de la inyección hasta el de combustión) y por tanto una medida de la calidad de autoencendido de los gasóleos. Cuanto mayor es el número de cetano menor es el tiempo de retraso, y por tanto menor la cantidad de combustible que se quema premezclado (lo que origina gradientes de presión elevados, y en el extremo, marcha dura). Su valor numérico indica la concentración de n-hexadecano (cetano) en heptametilnonano (isocetano), referencias a las que se asignan los valores 100 y 15 respectivamente, de una mezcla de ambos que produciría el mismo tiempo de retraso al quemarse en idénticas condiciones. El procedimiento de medida (establecido en Europa en la norma EN-5165) consiste en aumentar la relación de compresión de un motor CFR provisto de precámara de combustión, con avance a la inyección de 13° de cigüeñal y girando a 900 rpm, hasta conseguir que la combustión comience exactamente en el PMS, y encontrar la composición de la mezcla que lo logró con la misma relación de compresión. Un método más reciente, definido en la norma EN-15195 y realizado en un dispositivo basado en una cámara de combustión de volumen constante, denominado *Ignition Quality Tester* (IQT), permite obtener valores del número de cetano derivado (DCN) que se aceptan también como indicadores de la tendencia al autoencendido en condiciones de motor. En este caso, la norma propone una correlación $(DCN=4,46 + 186,6/t_r \text{ (ms)})$ para determinar el valor del DCN a partir del tiempo de retraso medido, extendiéndose el rango de validez desde un tiempo de retraso de 3,3 ms (al que corresponde un DCN de 61) hasta 6,4 ms (al que corresponde un DCN de 34). Dicha correlación se basa en el comportamiento conocido de dos fluidos de referencia que sirven además para la calibración del equipo: el n-heptano, que debe proporcionar un tiempo de retraso de 3,78 ms, y el metil ciclohexano, que debe dar 10,4 ms aun estando fuera del rango de validez del equipo.

14.5.4 Volatilidad y entalpía de vaporización

Es la tendencia de un combustible líquido a evaporarse en unas determinadas condiciones. Un combustible es más volátil cuanto menor es su temperatura de ebullición. La mayoría de los combustibles, dado su carácter multicomponente, no tiene un punto de ebullición fijo.

La volatilidad de un combustible se determina por la curva de destilación obtenida con las normas EN-3405 o ASTM D86, a presión atmosférica, si bien en el caso de combustibles de baja volatilidad presenta muchas ventajas realizar el ensayo a presión reducida, y posteriormente transformar las temperaturas medidas a sus equivalentes atmosféricas, siguiendo en este caso la norma ASTM D1160. La curva de destilación indica el porcentaje en volumen de combustible vaporizado en función de la temperatura, destacando como valores representativos las temperaturas a las que se vaporiza el 10% (T10), 50% (T50), 90% (T90) y el 100 % (Punto final). A la fracción sin destilar que queda en el matraz se le denomina residuo. Las curvas de volatilidad típicas de diferentes combustibles se muestran en la Figura 14.4.

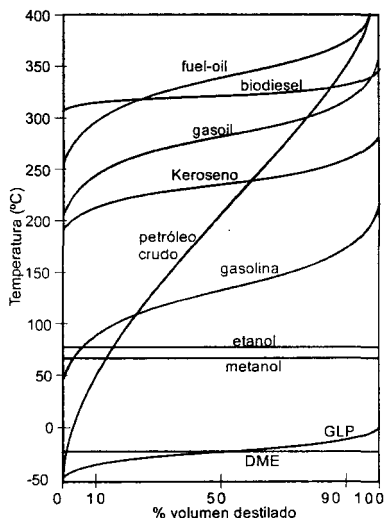


Figura 14.4 Curvas de destilación.

Otra magnitud relacionada con la volatilidad de un combustible es la presión de vapor, que a una temperatura dada (38°C), es la presión a la que se establece el equilibrio líquido/vapor. Un líquido es más volátil cuanto mayor es su presión de vapor. Una alta presión de vapor, o valores bajos de T10, pueden provocar tapones de vapor en los conductos de suministro de combustible. Por el contrario, valores muy altos de T10 provocan dificultades para el arranque en motores de gasolina. Valores altos de T90 anuncian depósitos en cámaras de combustión, ensuciamiento de bujías y emisiones de partículas.

También es importante conocer cuál es la entalpía de vaporización, es decir la energía absorbida del ambiente cuando el combustible se evapora, ya que ello puede producir enfriamiento en los sistemas de alimentación e incluso durante la combustión, favoreciendo el apagado de llama, dificultando el arranque en frío o influyendo sobre la formación de contaminantes. Las entalpías de vaporización de los hidrocarburos, como las de cualquier líquido, disminuyen al aproximarse a su temperatura crítica, y además son tanto mayores cuanto más alta es dicha temperatura. Por eso, la entalpía de vaporización es mayor para los alcoholes que para los ésteres de ácidos grasos, y mayor para éstos que para los hidrocarburos. Además, dado que al aumentar su peso molecular los combustibles son menos volátiles, las temperaturas de cambio de fase se aproximan al punto crítico, lo que conduce a que cuanto menos volá-

til es un combustible menor es su entalpía de vaporización. Por eso las gasolinas tienen mayor entalpía de vaporización que los gasóleos y éstos que los fuelóleos.

14.5.5 Propiedades de flujo en frío

Las propiedades de flujo en frío de un combustible están relacionadas con la tendencia del mismo a formar cristales. Estos cristales aumentan de tamaño a medida que disminuye la temperatura, ya que aumenta la atracción entre los compuestos céreos formando entre sí aglomerados, los cuales pueden dificultar el paso del combustible a través de los sistemas de alimentación e inyección del motor. Las cuatro propiedades de flujo en frío más usadas son el punto de niebla (PN), el punto de vertido (PV), el punto de obstrucción de filtros en frío (POFF) y la filtrabilidad:

- PN: temperatura a la que empieza la formación de los primeros cristales o ceras cuando se somete a enfriamiento normalizado al combustible según el método estandarizado ASTM D-2500. Estos cristales o ceras pueden pasar a través de las bombas y filtros del motor. Por ello, el PN como límite de operación es excesivamente restrictivo.
- PV: temperatura a la que todo el combustible adquiere un estado gelatinoso cuando se somete a enfriamiento según la norma ASTM D-97. El PV siempre es menor que el PN. A esta temperatura el combustible no se vierte al inclinar la probeta en la que se encuentra. En este punto el combustible no puede ser bombeado e incluso, a temperaturas mayores que el PV, obstruye totalmente los filtros del motor. Por tanto, esta temperatura como límite de operatividad es poco restrictiva.
- POFF: temperatura a la que se obstruyen los filtros a causa de la aglomeración de los cristales formados en el combustible ensayado. Esta temperatura se mide en un ensayo normalizado según EN-116, ASTM D-6371 o IP-309. Normalmente se encuentra comprendida entre el PN y el PV. Por esta razón, predice mejor las temperaturas límite de operación en motores.
- Filtrabilidad: expresa igualmente la tendencia a la obstrucción de filtros, pero controlando la caída de presión y el caudal a través de éste, y sin llegar a la obstrucción, en un banco de filtrabilidad, más próximo a la disposición del filtro en un motor. El método se define en las normas ASTM D2068 e IP 387.

La composición y estructura molecular del combustible tienen gran influencia sobre las propiedades de flujo en frío. Los parámetros que más afectan son la longitud de cadena, el grado de saturación y la ramificación de la molécula.

De entre los combustibles utilizados en MCI, el más crítico en cuanto a sus propiedades de flujo en frío es el bioDiesel. Dado que las cadenas carbonosas que lo componen son lineales, en este caso, sólo los dos primeros parámetros tienen algún efecto. El punto de niebla de los ésteres aumenta con la longitud de cadena y el grado de saturación de éstos, y el resto de propiedades de flujo en frío del bioDiesel sigue la misma tendencia. Estas dependencias obligan a seleccionar las materias primas para la producción de bioDiesel en función de la región y de la época del año. Para reducir las temperaturas de obstrucción de filtros se pueden utilizar varios métodos:

- Selección adecuada de proporciones de mezcla (Diesel-bioDiesel) o de materias primas (en el caso del bioDiesel).
- Empleo de aditivos. La adición de aditivos no altera el PN del combustible, pero una vez formados los primeros cristales actúan sobre ellos, evitando su aglomeración y crecimiento. Esto logra disminuir el PV y el POFF.

- Winterización. Este proceso consiste en el enfriamiento del bioDiesel hasta una temperatura a medio camino entre el punto de niebla y el de vertido, y una vez conseguida dicha temperatura, se realiza una separación por decantación y filtrado de los cristales formados.

14.5.6 Estabilidad

Otras propiedades importantes de los combustibles son aquéllas que cuantifican la estabilidad del combustible, es decir, su resistencia a la degradación, principalmente durante el almacenamiento. La estabilidad puede ser térmica u oxidativa, pero es esta última la que puede ser más crítica durante el almacenamiento. Existen numerosos métodos para medir la estabilidad de un combustible. En los gasóleos tradicionalmente se ha seguido el método establecido en la normas EN ISO 12205 y ASTM-2274, que limita la aparición de insolubles tras un proceso de burbujeo a 95°C con oxígeno en 25 g/m³. En el bioDiesel se utiliza el ensayo Rancimat de oxidación acelerada a 110°C (norma EN-14112), que fue recientemente modificado (norma EN-15751) para poder utilizarse también en el gasoil (actualmente con cierto contenido en bioDiesel). En este ensayo se mide de forma continua la conductividad eléctrica de la muestra de combustible hasta detectarse una elevación repentina, indicativa del comienzo del proceso de oxidación, denominándose tiempo de inducción al tiempo transcurrido hasta que esto ocurre. Las especificaciones europeas requieren un tiempo de inducción de 8 horas para el bioDiesel y de 20 horas para el gasoil.

Los biocarburantes, en general, son más degradables que los combustibles de origen fósil, por lo que es necesario habitualmente añadirles aditivos antioxidantes, que encarecen el producto. La estabilidad disminuye con la presencia de dobles enlaces, que en el caso de los biocarburantes procedentes de aceites, se cuantifica por medio del índice de yodo. Sin embargo, cuando la molécula contiene más de un doble enlace, otros parámetros que consideran la posición relativa entre ellos son mejores indicativos de la tendencia a la oxidación.

14.5.7 Impurezas

Entre los parámetros de calidad de los combustibles, varios de ellos cuantifican las impurezas derivadas de los procesos productivos o por la contaminación ocurrida en la distribución o almacenamiento del producto final. Entre ellas cabe destacar el contenido en azufre (hoy en día restringido hasta casi los límites de detección de los analizadores), el de agua (dependiente del carácter higroscópico del combustible, mucho mayor en el bioDiesel y en el etanol que en gasóleos y gasolinás) o el de ácidos grasos libres, glicerina, mono, di y triglicéridos, ácidos libres, metales, partículas sólidas, etc.

14.6 Parámetros termoquímicos de los combustibles

14.6.1 Poder calorífico

El contenido energético de un combustible se expresa por medio de su poder calorífico, ya definido en el Capítulo 13. En la Tabla 14.4 se muestran algunos ejemplos de poderes caloríficos superior (a volumen constante) e inferior (a presión constante), este último en base másica y en base volumétrica, de combustibles habituales o comúnmente usados como combustibles de sustitución (caso del n-dodecano). Es interesante observar que el metano y el propano, gaseosos en condiciones normales, poseen un poder calorífico superior a las gasolinas y gasó-

leos. Esta aparente ventaja no es tal si no se almacenan licuados a presión, pues en condiciones normales su poder calorífico por unidad de volumen es muy inferior. También es interesante notar que el poder calorífico de los combustibles oxigenados se reduce con respecto a los no oxigenados, como consecuencia del carácter exotérmico de los procesos de oxidación.

En la Tabla 14.4, en los casos de combustibles multicomponentes (gasolinas, gasóleos, fuelóleos, GLP), se presentan resultados típicos, aunque pueden variar en función del yacimiento, del proceso de producción o de la legislación de cada país. Por ejemplo, en España se exige que el GLP tenga un contenido mínimo de propano del 20% en volumen y un contenido máximo de butano del 80%.

Tabla 14.4 Poder calorífico superior e inferior de algunos combustibles, en base másica y en base volumétrica (en condiciones normales en el caso de los gases).

Combustible	PCS_v (kJ/kg)	PCI_p (kJ/kg)	PCI_p (kJ/Nm ³)	PCI_p (kJ/l)
			(gases)	(líquidos)
Metano	55522	50032	35723	
Propano	50325	46334	90958	
Butano	49210	45277	117163	
Metanol	22884	20094		15900
Etanol	29847	26952		21276
Butanol	36020	33090		26793
MTBE	37957	35108		26155
ETBE	39247	36315		27127
DME	31681	28882	59274	
GLP	50152	46607	104060	
Gasolina	46500	43400		32442
Gasoil	45000	42400		35298
Fuel-oil	42200	40500		37867
BioDiesel (FAME)	40170	37530		33026
Fischer-Tropsch Diesel	45471	43247		33862
n-Dodecano	47764	44422		33316
Hidrógeno	142180	120210	10727	
Monóxido de carbono	10110	10110	12630	

14.6.2 Dosado estequiométrico

Para el estudio del proceso de combustión suele ser interesante conocer el dosado estequiométrico referido al proceso de combustión estequiométrico con aire, ya introducido en el capítulo 3. También puede interesar conocer el dosado estequiométrico correspondiente a las condiciones locales de combustión, para lo cual hay que considerar que, cuando se recirculan gases de escape, la fracción molar del oxígeno en el oxidante es inferior a la del aire. Por el

contrario, existen motores que con el fin de quemar combustibles residuales de mala calidad, introducen membranas en el sistema de admisión que enriquecen el contenido en oxígeno del aire. Como complemento a la información descrita en el capítulo 3, en la Tabla 14.3 se muestra la inversa del dosado estequiométrico de diferentes combustibles al quemarse con aire y en la Figura 14.5 se representa dicho dosado frente a la composición (para un combustible de fórmula genérica $C_nH_mO_p$). Puede observarse una vez más que el dosado estequiométrico de los combustibles oxigenados es mayor que el de los no oxigenados, ya que al contener oxígeno en la molécula, sus requerimientos de oxidante externo disminuyen. Tal disminución es muy parecida a la ya comentada del poder calorífico.

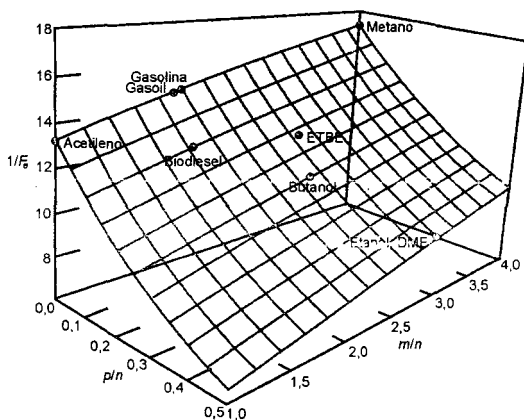


Figura 14.5 Inversa del dosado estequiométrico en función de la composición del combustible.

14.6.3 Temperatura adiabática de llama

La temperatura adiabática de llama, definida en el Capítulo 13, es un parámetro importante en estudios de combustión, por su efecto controlador en la velocidad de las reacciones químicas, su importancia en el diseño de zonas calientes en cámaras de combustión, su notable efecto sobre la formación de óxidos de nitrógeno y su importancia para la determinación de la temperatura de radiación a partir de los productos de combustión.

La temperatura adiabática de llama disminuye de forma notable con el contenido en oxígeno del combustible, aumenta con el grado de insaturación y varía ligeramente con la longitud de la cadena carbonosa (dependiendo del grado de insaturación): aumenta en los hidrocarburos saturados pero disminuye en los insaturados [10]. Estas dependencias se esquematizan en la Figura 14.6, donde se han representado los valores correspondientes a combustión estequiométrica y a presión constante. Según puede observarse, las temperaturas adiabáticas de llama de gasolinas suelen ser ligeramente inferiores a las de los gasóleos, aunque esto depende, principalmente, de la concentración de aromáticos de cada uno de ellos. Por otra parte, el bioDiesel tiene temperaturas adiabáticas ligeramente inferiores a las del gasóleo, y los alco-

holes tienen temperaturas adiabáticas notablemente inferiores a las de las gasolinas, quedándose los éteres en valores intermedios.

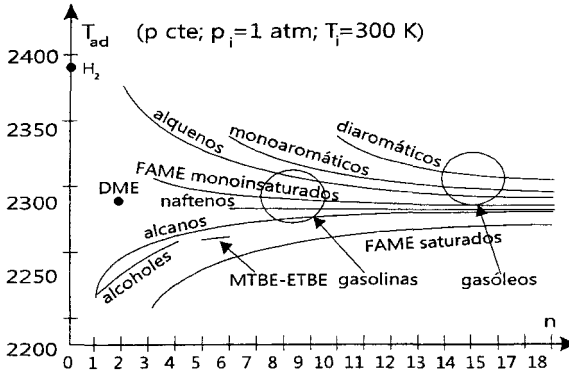


Figura 14.6 Variación de la temperatura adiabática de llama con la composición química.

14.7 Normativas y directivas

El consumo de combustibles está condicionado por las directivas y las normas de calidad. Las primeras delimitan el marco en el que deben ejecutarse las normas de calidad, dictan políticas de promoción, incluyendo incentivos fiscales, y establecen medidas de obligado cumplimiento u objetivos indicativos de consumo y producción. Por su parte, las normas de calidad, que deben ser transpuestas en las figuras legales de los países de aplicación para que sean vinculantes, establecen los márgenes en los que debe situarse cada una de las propiedades de los combustibles.

En Europa, las directivas han tenido un importante papel en las últimas décadas en el desarrollo de los biocombustibles, en el fomento de éstos para la sustitución de combustibles fósiles, y en los requerimientos de sostenibilidad de los biocombustibles. Su aprobación requiere el acuerdo entre el Consejo, el Parlamento y la Comisión Europea. Merece la pena destacar la directiva 28/2009/CE, que por primera vez exige unos requisitos de sostenibilidad a los biocombustibles, que suponen garantizar que sus emisiones de gases de efecto invernadero (cuantificadas como emisiones de CO_2 equivalentes) deben ser al menos un 35 % inferiores a las de los combustibles fósiles a los que sustituyen (se han estimado las emisiones de gasolinas y gasóleos de petróleo en $83,8 \text{ gCO}_2\text{eq/MJ}$), y establecen un calendario de incremento de estas cifras en el futuro.

En cuanto a las normas de calidad en Europa, las principales normas relativas a los combustibles que pueden utilizarse en los motores de combustión interna se muestran en la Tabla 14.5. Cada una de ellas sufre revisiones periódicas que actualizan sus límites y los adaptan a las cambiantes tecnologías de los motores, indicándose la fecha de aprobación tras la numeración de la norma. Estas revisiones deben ser propuestas y aprobadas por el Comité Europeo de Normalización, en el que participan miembros de los comités nacionales de los distintos países miembros. Una vez aprobadas en Europa, se traducen y aprueban en los comités nacionales, antes de ser transpuestas, pudiendo las transposiciones a ley derivar en alguna modificación de

las especificaciones. Por otra parte, las normas de calidad de los combustibles de aviación y de aplicaciones marítimas son dictadas por organismos internacionales civiles y militares.

Tabla 14.5 Normas europeas o internacionales de combustibles utilizables en MCLA.

Combustible	Norma europea
Gasóleo de automoción	EN-590
Gasolinas	EN-228
GLP	EN-589
Fuelóleos marinos	ISO-8217
BioDiesel automoción	EN-14214
Bioetanol	EN-15376

14.8 Combustibles de sustitución

La mayoría de los combustibles líquidos comerciales están constituidos por una gran cantidad de compuestos orgánicos. Sin embargo, lo que caracteriza a un combustible comercial determinado no es su composición, sino el cumplimiento de unas determinadas propiedades fisicoquímicas cuyos límites están establecidos en las normas. Debido a la complejidad de estos combustibles y por cuestiones de reproducibilidad de resultados y simplicidad en la realización de estudios experimentales y de modelado, es útil la utilización de combustibles de sustitución, es decir, mezclas más sencillas de algunos compuestos de referencia. En la selección de un combustible de sustitución se debe tener en cuenta tanto el combustible al que sustituyen como la característica que pretenden simular y se suelen clasificar por este último factor. Así existen combustibles de sustitución físicos (que simulan propiedades como la densidad, viscosidad, conductividad térmica, poder calorífico, etc.), químicos (que poseen una similar distribución de familias químicas y peso molecular) o de comportamiento (que simulan alguna propiedad derivada del uso del combustible como el tiempo de retraso, la velocidad de combustión, etc.).

Para seleccionar el combustible de sustitución adecuado es necesario utilizar determinados criterios tales como:

- Semejanza. El combustible de sustitución debe ser capaz de reproducir la característica deseada. Además, el grado de adecuación debe ser verificado mediante la realización de trabajos experimentales.
- Representatividad. Debe incluir las principales familias de hidrocarburos en una proporción semejante a la del combustible real.
- Coste económico. Teniendo en cuenta el carácter tanto experimental como de modelado del combustible de sustitución, el coste de los compuestos que forman parte del mismo debe ser tan bajo como sea posible.
- Simplicidad. El número de compuestos debe ser el mínimo necesario para que el combustible de sustitución sea capaz de simular la característica objetivo.
- Disponibilidad. Para la selección de combustibles de sustitución en trabajos en los que se modela el proceso de combustión, las reacciones involucradas en dicho proceso para los componentes considerados (mecanismos de reacción) deben ser conocidas. Además, debido a las limitaciones en la capacidad computacional, las moléculas seleccionadas no deben

ser demasiado complejas (parafinas menores de 12 carbonos, naftenos con menos de 8 carbonos y monoaromáticos).

Debido a que el empleo de combustibles de sustitución ha tenido su origen en el modelado de procesos de autoencendido, los sustitutos habitualmente empleados han sido aquellos cuyas propiedades de autoencendido (cuantificadas por el número de cetano (NC) para el gasóleo y el número de octano (NO) para la gasolina) son similares a las de los combustibles comerciales. Este es el caso del n-heptano para el combustible Diesel o del isooctano para la gasolina. Sin embargo, y aunque el uso de un alcano como combustible de sustitución puede ser válido como primera aproximación debido a su simplicidad, la compleja composición de los combustibles comerciales (que incluyen también especies de la familia de los aromáticos y naftenos) y la poca representatividad de los números de cetano y octano en la cinética del autoencendido, aconsejan el uso de sustitutos más complejos y realistas. Además, la incorporación de los biocombustibles en el transporte por carretera, algunos de los cuales poseen un alto contenido en ésteres y/o alcoholes, también advierte de la necesidad de disponer de sustitutos para dichas especies.

14.9 Resumen

En este capítulo se ha efectuado una completa descripción de los procesos de producción y de las principales propiedades fisicoquímicas y termoquímicas de los combustibles empleados en MCIA. Dicha descripción se ha realizado distinguiendo entre combustibles de origen fósil y aquellos que, por su carácter renovable, se han consolidado en los últimos años como sustitutos parciales o totales de los anteriores (siendo el bioDiesel y el bioetanol los de mayor empleo como sustitutos del gasoil y la gasolina respectivamente). Tras la clasificación de los combustibles y una breve descripción de la historia de los mismos (apartados 14.2 y 14.3), en el apartado 14.4 se explican los principales métodos de producción. Mientras que los métodos de obtención de combustibles líquidos fósiles se basan en la separación de los diferentes componentes del petróleo por medio de una destilación fraccionada en las refineries de petróleo, los combustibles de origen renovable se pueden obtener a través de una mayor variedad de procesos, estando todavía algunos de ellos sometidos a un importante desarrollo científico y tecnológico (fermentación celulósica, aprovechamiento de sustancias naturales ricas en ácidos grasos, etc.).

En el apartado 14.5 se ha realizado una descripción de las principales propiedades que caracterizan el comportamiento de un combustible cuando se emplea en MCIA (densidad, viscosidad y lubricidad, inflamabilidad, volatilidad, propiedades de flujo en frío, estabilidad e impurezas), haciendo especial hincapié, por un lado, en los equipos y normativas que rigen la determinación de las mismas y, por otro lado, en la influencia del tipo de combustible (fósil o renovable). Además de las propiedades anteriores, en el apartado 14.6 se describen los parámetros termoquímicos cuya influencia en las prestaciones y emisiones contaminantes del motor resulta muy relevante, como son el poder calorífico, el dosado estequiométrico y la temperatura adiabática de llama.

Por último, y después de la enumeración en el apartado 14.7 de las principales normativas europeas que rigen la calidad de los combustibles, se introducen y definen los combustibles de sustitución (apartado 14.8). Dichos combustibles, usados principalmente en tareas de modelado, tratan de evitar la complejidad de los combustibles comerciales mediante la sustitución de

los mismos por compuestos más sencillos que reproducen alguna característica del combustible original (tiempo de autoencendido, velocidad de combustión, etc.).

Referencias y bibliografía

Referencias

1. Elvers, B., *Handbook of fuels. Energy sources from transportation*. Wiley-VHC, 2008.
2. Gnansounou, E.; Dauriat, A.; Villegas, J.; Panichelli, L., Life cycle assesment of biofuels: Energy and greenhouse gas balances. *Bioresource Technology* **100**, pp. 4919-4930, 2009.
3. Sims, E.H.R.; Mabee, W.; Saddler, J.N.; Taylor, M., An overview of second generation biofuel technologies. *Bioresource Technology* **101**, pp. 1570-1580, 2010.
4. Hamelinck, C.N.; Faaij, A.P.C., Outlook of advanced biofuels. *Energy Policy* **34**, pp. 3268-3286, 2006.
5. Lapuerta, M.; Armas, O.; Rodríguez-Fernández, J., Effect of bioDiesel fuels on Diesel engine emissions. *Progress in Energy and Combustion Science* **34**, pp. 198-223, 2008.
6. Knothe, G., BioDiesel and renewable Diesel: a comparison. *Progress in Energy and Combustion Science* **36**, pp. 364-373, 2010.
7. Agarwal, A.K., Biofuels (alcohols' and bioDiesel) applications as fuels for internal combustion engines. *Progress in Energy and Combustion Science* **33**, pp. 233-271, 2007.
8. Alleman, T.L.; McCormick, R.L., Fischer-Tropsch Diesel fuel properties and exhaust emission. *SAE paper 2003-01-0763*, 2003.
9. Arcoumanis, C.A.; Bae, C.; Crookes, R.; Kinoshita, E., The potential of di-methyl-ether (DME) as an alternative fuel for compression-ignition engines: a review. *Fuel* **87**, pp. 1014-1030, 2008.
10. Glaude, P.A.; Fournet, R.; Bounaceur, R.; Molière, M., Adiabatic flame temperature from biofuels and fossil fuels and derived effect on NOx emissions. *Fuel Processing Technology* **91**, pp. 229-235, 2010.

Bibliografía

- Díaz Fernández, J.L., *El petróleo y el gas natural. Situación actual y perspectivas*. Fundación para estudios sobre la energía, Madrid, 2009.
- Mittelbach, M.; Remschmidt, C., *BioDiesel, el manual completo*. Boersedruck, 2007.
- Poulton, M.L., *Alternative fuels for road vehicles*. Computational Mechanics Publications, 1994.
- Speight, J.G., *Fuel Science and Technology Handbook*. Dekker, 1990.
- Schobert, H.H., *The chemistry of hydrocarbon fuels*. Butterworths, 1990.

Capítulo 15

Emisiones contaminantes

M. Lapuerta

R. Ballesteros

15.1	Introducción.....	416
15.2	Parámetros para caracterizar emisiones	417
15.2.1	Índices de emisión.....	417
15.2.2	Medidas típicas de emisiones.....	418
15.3	Óxidos de nitrógeno: formación y efectos	419
15.3.1	Óxido nítrico	419
15.3.2	Dióxido de nitrógeno	423
15.3.3	Óxido nitroso.....	423
15.4	Monóxido de carbono: formación y efectos.....	424
15.5	Hidrocarburos: formación y efectos.....	427
15.5.1	Hidrocarburos totales.....	428
15.5.2	Hidrocarburos aromáticos policíclicos	428
15.5.3	Hidrocarburos carbonílicos.....	430
15.6	Partículas: formación y efectos	431
15.6.1	Hollín.....	432
15.6.2	Formación de partículas y composición	437
15.6.3	Distribución de tamaños de partículas	439
15.7	Otras emisiones	440
15.8	Emisiones de efecto invernadero.....	441
15.9	Resumen	443
	Referencias y bibliografía.....	443

15.1 Introducción

Como es sabido, los procesos de combustión en motores de combustión interna alternativos permiten al ser humano obtener muchos de los productos y servicios que resultan imprescindibles en la actual sociedad del bienestar. Sin embargo, todo proceso de combustión lleva asociado un problema de contaminación medioambiental. Ya en 1952 se produjo en Londres un fenómeno de contaminación, que posteriormente se denominó *smog* gris o *smog* industrial (anglicismo formado por la unión de las palabras *smoke* (humo) y *fog* (niebla)), que consistió en una neblina tóxica, producida básicamente por una mezcla de humedad, humo con alto contenido en azufre procedente de las chimeneas de carbón y falta de vientos, y cuyos efectos fueron devastadores, ya que produjo la muerte de 4000 personas durante los cuatro días que duró la emergencia. Tras estos sucesos, el gobierno británico alentó la eliminación del carbón como combustible para calefacción.

El incremento del uso del automóvil generó un nuevo tipo de contaminación atmosférica, que se presenta en ambientes contaminados por hidrocarburos sin quemar o parcialmente quemados (HC) producidos por una combustión incompleta, y óxidos de nitrógeno, ambos procedentes principalmente de los gases de escape de los motores, junto con la incidencia de la luz solar. Esta mezcla genera ozono troposférico por vía fotoquímica y peroxiacetilnitratos (PAN) que dan lugar, junto con el dióxido de nitrógeno, a una nube amarillo-parduzca e irritante para los ojos y las vías respiratorias conocida habitualmente como *smog* fotoquímico. Dicho fenómeno se produce en ambientes contaminados, en climas cálidos y con mucho sol, y se observa principalmente al mediodía, cuando los procesos fotoquímicos han logrado producir los gases irritantes. Este fenómeno empezó a ser común en la década de los años 50 en ciudades como Los Ángeles, y fue a partir de entonces cuando apareció la preocupación social acerca de los contaminantes emitidos por sistemas de combustión (especialmente, los móviles), así como sobre sus procesos de formación. Aparecieron, como consecuencia, las primeras normativas que limitaban las emisiones. Posteriormente, la preocupación y las consiguientes reglamentaciones fueron extendiéndose a otros sectores y países.

Hoy en día una parte importante del presupuesto de las industrias se destina a limitar el impacto medioambiental, bajo la presión bien de normativas aplicables al producto terminado o bien inspecciones sobre las propias instalaciones industriales. Por todo esto, la reducción del impacto medioambiental se ha convertido en uno de los principales objetivos de la investigación.

El control de las emisiones contaminantes es el factor que gobierna el diseño de los modernos sistemas de combustión. Los contaminantes más importantes derivados del proceso de combustión son los hidrocarburos sin quemar o parcialmente quemados (aldehídos, alcanos, alquenos, etc.) y los óxidos de nitrógeno (NO_x), anteriormente comentados, además de las partículas, monóxido de carbono (CO), óxidos de azufre (SO_x) y gases que contribuyen al efecto invernadero como el dióxido de carbono (CO_2).

Se puede hacer una clasificación de los contaminantes en función de cual sea su origen, llamando, por tanto, contaminantes primarios a aquellos que son emitidos directamente desde la fuente y secundarios a aquellos formados en la atmósfera por reacciones entre los primarios. Ambos afectan al entorno y a la salud humana de diversos modos. Se pueden señalar estos cuatro efectos como los principales de los contaminantes en la troposfera: alteración de las

propiedades atmosféricas y las precipitaciones, daños en la vegetación, deterioro de los materiales y potencial incremento de las enfermedades y mortalidad en los humanos.

Un resumen de los mecanismos que conducen a la formación de estos contaminantes en motores de combustión interna se describe en este capítulo con detalles de los mecanismos básicos que aclaran su formación y emisión.

15.2 Parámetros para caracterizar emisiones

15.2.1 Índices de emisión

El índice de emisión para la especie contaminante i es la relación entre la masa de dicha especie y la masa de combustible quemado por el proceso de combustión.

$$EI_i = \frac{m_i}{m_f} \quad (15.1)$$

Como se puede observar, el índice de emisión es adimensional. Sin embargo, para valores muy pequeños de dicho índice, suelen utilizarse unidades como, por ejemplo, g/kg. Este índice es muy útil porque no da lugar a ambigüedad en su interpretación ya que expresa la cantidad de contaminante formado por masa de combustible consumido, independientemente del grado de dilución de los productos o de la eficiencia de la combustión.

En la combustión de un hidrocarburo con aire, el índice de emisión puede ser calculado a partir de la medida de las concentraciones de las especies de interés junto con todas aquellas especies que contienen carbono. Asumiendo que todo el carbono del combustible aparece como CO y CO₂ en los productos de la combustión, se puede escribir la ecuación (15.2):

$$EI_i = \left(\frac{X_i}{X_{CO} + X_{CO_2}} \right) \left(\frac{n PM_i}{PM_f} \right) \quad (15.2)$$

donde X son las fracciones molares, n es el número de átomos de carbono en un mol de combustible C_nH_m y PM_i y PM_f son los pesos moleculares de la especie i y del combustible respectivamente. El primer término de la ecuación (15.2) representa el número de moles de i por mol de carbono del combustible, mientras que el segundo término permite la conversión de moles de carbono a moles de combustible y su respectiva conversión a unidades másicas.

En un proceso de combustión de una mezcla pobre (condiciones de trabajo con exceso de aire), en el cual las cantidades de CO, H₂, y otras especies contaminantes, sean muy pequeñas, la combustión de un mol de combustible con n_a moles de aire (suponiendo que el aire es una mezcla con un 21% de O₂ y un 79% en volumen de N₂) se puede expresar tal y como se muestra en el Capítulo 13 en la reacción 13.8. A partir de esa expresión, la fracción molar para la especie i se define como:

$$X_i = \frac{n_i}{n_i} = \frac{n_i}{n_{CO_2} + n_{H_2O} + n_{N_2(a)}} = \frac{n_i}{n + \frac{m}{2} + n_{N_2(a)}} \quad (15.3)$$

donde $n_{N_2(a)}$ es el número de moles de la especie inerte nitrógeno.

Es importante señalar que la relación anterior se refiere a un proceso de combustión con mezcla pobre (exceso de aire). Para mezclas ricas, la situación es más complicada debido a que las cantidades de monóxido de carbono y de hidrógeno molecular son mucho más importantes y, por lo tanto, se han de contabilizar en los moles totales de productos de la combustión. De forma general, se puede escribir que:

$$X_i = \frac{n_i}{n_t} \quad (15.4)$$

15.2.2 Medidas típicas de emisiones

Los niveles de emisión pueden expresarse de distintas formas que a veces pueden dar lugar a comparaciones dificultosas y ambiguas. Estas diferencias tienen su origen en las necesidades de las distintas tecnologías [1]. En vehículos pesados Diesel y de gasolina, resulta común expresar las emisiones en función de la potencia efectiva desarrollada por el motor (emisión específica) como:

$$EE_i = \frac{\dot{m}_i}{N_e} \quad (15.5)$$

En esta expresión (15.5) las unidades normalmente utilizadas son g/kWh. La emisión específica está relacionada con el índice de emisión (EI) por la siguiente ecuación:

$$EE_i = \frac{\dot{m}_i}{N_e} = \frac{\dot{m}_f EI_i}{N_e} \quad (15.6)$$

Otra medida de las emisiones frecuentemente empleada es la masa de contaminante emitida por unidad de energía liberada por el combustible (15.7), donde PCI es el poder calorífico inferior del combustible:

$$\frac{\dot{m}_i}{Q_{lib}} = \frac{EI_i}{PCI} \quad (15.7)$$

Las unidades usuales son g/MJ.

En vehículos ligeros, suele usarse la cantidad de contaminante emitida por unidad de distancia recorrida por el vehículo (g/km). Sin embargo, para procesos de homologación, la medida viene dada en g/ciclo de homologación.

En muchas ocasiones resulta ventajoso expresar las emisiones en unidades adimensionales. Las unidades más comúnmente utilizadas son el tanto por uno o tanto por ciento, las partes por millón (bien en masa o bien en volumen, siendo el factor de conversión de una a la otra el peso molecular) y si las cantidades emitidas son muy pequeñas, en partes por billón (que también pueden referirse a la masa o al volumen). Si las emisiones son gaseosas, lo más habitual es que dichas unidades se refieran a relaciones volumétricas, coincidiendo entonces con las relaciones molares.

En resumen, se puede afirmar que la medida utilizada depende de cuál sea la aplicación específica del proceso.

15.3 Óxidos de nitrógeno: formación y efectos

Por NO_x se designa de forma genérica a los óxidos de nitrógeno, mayoritariamente NO y NO_2 . En motores se forma principalmente óxido nítrico, NO , (su cinética química es dominante frente a la del NO_2) aunque, en algunos casos, aparece una cantidad apreciable de NO_2 debido a la conversión de NO a NO_2 en zonas de baja temperatura y cantidad de O_2 importante.

Los principales efectos bioquímicos y fisiológicos de los NO_x son:

- Los NO_x son uno de los principales responsables de la lluvia ácida y potencialmente productores de *smog* fotoquímico.
- El dióxido de nitrógeno, de olor penetrante y color marrón rojizo, puede irritar los pulmones y reducir su resistencia a enfermedades infecciosas si el nivel excede de 600 mg/m^3 .
- El monóxido de nitrógeno participa en la reducción de ozono en la estratosfera facilitando así el paso de la radiación solar ultravioleta hasta la superficie terrestre.

A las temperaturas habituales de postcombustión, la presencia de estas especies viene dada por la siguiente relación: $\text{NO} > \text{NO}_2 > \text{N}_2\text{O} > \text{NO}_3 > \text{N}_2\text{O}_3$, aunque a efectos de modelado para la producción de óxidos de nitrógeno sólo se suelen considerar los tres primeros [1], que son los que se describen con detalle en los siguientes apartados.

15.3.1 Óxido nítrico

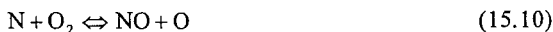
Existen cuatro mecanismos principales de formación de NO en la combustión de combustibles convencionales [2]. Dichos mecanismos son los siguientes:

- Mecanismo térmico.
- Mecanismo súbito, prompt o de Fenimore.
- Mecanismo debido al N_2O intermedio.

El mecanismo térmico es el mecanismo más importante a altas temperaturas. Se debe a la oxidación del nitrógeno presente en el aire atmosférico, siendo éste el oxidante habitualmente empleado en la mayoría de los sistemas de combustión. La formación de óxido nítrico partiendo del nitrógeno molecular requiere romper un fuerte enlace triple entre los átomos de nitrógeno de esta molécula. Una molécula de oxígeno no es capaz de romper este enlace bajo condiciones de combustión porque, incluso a altas temperaturas, la reacción directa entre el oxígeno molecular y el nitrógeno molecular (15.8) es demasiado lenta [3].



Por lo tanto, la formación de óxido nítrico partiendo de N_2 ocurre a través de un mecanismo de reacción en cadena, propuesto inicialmente por Zeldovich en la década de los 40. En la combustión de mezclas combustible/aire pobres o cercanas a la estequiométrica, como ocurre en los motores Diesel, las reacciones principales que gobiernan la formación de NO son:



Los átomos de N liberados en la reacción (15.10) son oxidados a NO principalmente por el radical hidroxilo (OH) a través de la reacción (15.11):



Esta última reacción fue propuesta por Lavoie *et al.* [4] y junto con las dos reacciones anteriores, componen el mecanismo extendido de Zeldovich, ampliamente empleado en MCIA para estimar la emisión de NO. Se ha comprobado que el hecho de no considerar esta tercera reacción produce una sobrestimación en el valor de la concentración de NO modelado, y es de esperar que a medida que aumenta el dosado relativo global de la mezcla (cuánto más rica es en combustible), menor importancia adquiera la reacción (15.11) en la formación y destrucción de NO, debido principalmente a la abundancia de combustible sin quemar o parcialmente quemado para competir por los radicales OH con el nitrógeno atómico.

La reacción en cadena representada por las tres reacciones anteriores (15.9, 15.10 y 15.11) se inicia con la presencia de átomos de oxígeno, formados por la disociación de moléculas de oxígeno, provocada dicha disociación por las elevadas temperaturas que se alcanzan en los procesos de combustión. Los átomos de oxígeno son responsables por tanto de la reacción en cadena, ya que su concentración en equilibrio es mucho mayor que la de los átomos de nitrógeno. La energía de activación de la reacción (15.9) es elevada (319 kJ/kmol), lo que indica su fuerte dependencia con la temperatura, provocando que el mecanismo térmico deje de tener importancia a temperaturas inferiores a 1800–2000 K.

El modelo cinético de más aceptación para el cálculo del NO térmico se basa en la teoría desarrollada por Lavoie [4]. En este trabajo se asume que las reacciones controlantes en la formación de esta especie son las propuestas por el mecanismo de Zeldovich más las correspondientes a la posible influencia del N_2O intermedio. Para proceder a la resolución del sistema de ecuaciones que se plantea según este modelo se recurre a una serie de simplificaciones:

- La velocidad de formación de las especies no nitrogenadas como el O, H, O_2 y OH, es mucho mayor que la correspondiente a las nitrogenadas. Por lo tanto, se asume que las concentraciones de las primeras cuatro especies son las del equilibrio químico.
- Por ser la concentración de N_2 muy superior a las de NO y N, se puede suponer que ésta no depende del tiempo, y además, que su valor es el correspondiente al equilibrio.

Tal y como se puede deducir de lo anterior, los modelos para el cálculo del NO térmico dependen en gran medida de la exactitud con la que se determinan las concentraciones de las especies O, O_2 y OH, como se puede comprobar en la reacción (15.10). En las tres reacciones del mecanismo térmico están involucrados los radicales O y OH, que también son importantes en la oxidación del combustible, por lo que, en general, es necesario acoplar las reacciones de NO térmico con la secuencia de reacciones que describen dicha oxidación. Sin embargo, comparando las velocidades características de ambos procesos, Zeldovich comprobó que las velocidades de formación de NO térmico eran mucho menores que las del proceso de combustión y que, por lo tanto, la mayor parte del NO emitido se formaba una vez finalizado dicho proceso, es decir, en los gases de postcombustión y no en el seno de la llama. Esto ha llevado a que la mayor parte de los trabajos para el modelado de la formación de NO partan de la hipótesis de que los procesos de combustión y de formación de NO térmico están desacoplados, calculándose la tasa de formación de NO a partir de su cinética química suponiendo que las concentraciones de O, O_2 , OH y N_2 alcanzan su valor de equilibrio, dependiente de las condiciones de presión y temperatura existentes en cada momento en el interior de la cámara de combustión.

El mecanismo súbito, *prompt* o de Fenimore de formación de NO es, a día de hoy, todavía poco conocido. Se ha observado que en las proximidades de la llama las concentraciones de NO son mucho mayores que las predichas por el mecanismo térmico e incluso esta especie empieza a aparecer antes de que dicho mecanismo pueda ocurrir. Algunos autores atribuyen

este comportamiento a la elevada concentración de radicales O y OH que se produce en el seno de la llama (lo que habitualmente se conoce con el nombre de superequilibrio de las especies O y OH). Sin embargo, Fenimore demostró que el NO formado en llamas que involucran mezclas ricas no puede ser explicado únicamente por la razón anterior ya que las concentraciones requeridas para demostrar las velocidades de formación de NO observadas eran considerablemente mayores que los valores de equilibrio, y propuso que en mezclas ricas las reacciones que involucran especies hidrocarbonadas tienen un papel importante en la cinética de formación de NO. El mecanismo se basa en que determinados compuestos hidrocarbonados, procedentes de la descomposición del combustible, reaccionan con N₂ para formar aminas o compuestos ciano, que se convierten rápidamente en especies intermedias que acaban formando NO. Esquemáticamente, el mecanismo se puede describir por las reacciones siguientes:



La primera reacción (15.12) es la dominante del proceso. El NO se forma por reacción de los átomos de nitrógeno producidos en las reacciones anteriores con radicales OH a través de la reacción (15.11), y por reacción de compuestos ciano y aminas con especies oxigenadas. La conversión de HCN en NO se esquematiza en la Figura 15.1. A diferencia del NO térmico, el NO súbito depende sólo ligeramente de la temperatura. En motores Diesel, la contribución de este mecanismo a la emisión total de NO se estima por debajo del 5% [3].

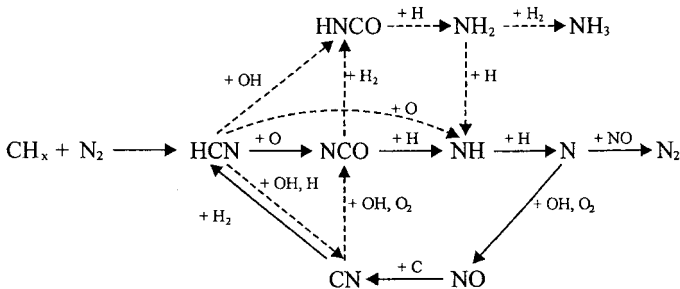


Figura 15.1 Vías de formación de NO asociadas con el mecanismo súbito.

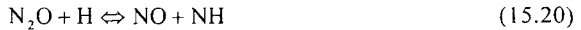
De lo explicado anteriormente se puede afirmar que, en llamas pobres o cercanas a la estequiométrica, las elevadas tasas de formación de NO que se observan en la zona de la llama son consecuencia de las concentraciones de superequilibrio de los radicales O y OH. Por tanto, las reacciones del mecanismo térmico serían suficientes para predecir las emisiones de NO siempre y cuando se usen valores adecuados para estos dos radicales. Sin embargo, en llamas ricas, aunque estas concentraciones en superequilibrio pueden llevar a un aumento del NO formado en la llama, resultados experimentales han demostrado que las reacciones entre especies

hidrocarbonadas intermedias y el nitrógeno molecular también juegan un papel importante en la cinética de formación del NO.

El mecanismo debido al N_2O intermedio es importante en procesos de formación de NO a bajas temperaturas ($T < 1500$ K) y en la combustión de mezclas pobres ($F_r < 0,8$). Entre los diversos mecanismos propuestos en la bibliografía, uno de los más conocidos es el desarrollado por Lavoie *et al.* [4], que considera las siguientes reacciones:



Por otra parte, Turns [1] también propone un esquema basado en tres reacciones. La primera de ellas coincide con la reacción (15.16), mientras que las otras dos (reacciones 15.19 y 15.20), tienen en cuenta, respectivamente, la disociación del N_2O a través de un tercer cuerpo (M) y su posible transformación en NO tras combinarse con hidrógeno atómico.



La consideración del N_2O como especie integrante de los productos de la combustión es importante, por ejemplo, en MEC que empleen nuevas estrategias de reducción de NO_x (combustión premezclada pobre y elevadas tasas de EGR), pues la disminución en la temperatura de combustión provocada por dichas estrategias limita la formación de NO pero incrementa la de N_2O , teniendo esta especie un elevadísimo potencial para producir efecto invernadero [5].

Como ejemplo se muestra en la Figura 15.2 para un motor Diesel de inyección directa de 4 tiempos, el efecto de la presión de inyección y del avance en la inyección sobre las emisiones de NO. Una mayor presión de inyección provoca un aumento en la emisión de NO como consecuencia de la mejora del proceso de mezcla, produciéndose el englobamiento de aire a temperaturas locales mayores. Un adelanto de la inyección también causa un mayor nivel en la emisión de NO, debido a que la liberación de calor tiene lugar más cerca del punto muerto superior y, por tanto, las temperaturas locales alcanzadas son mayores.

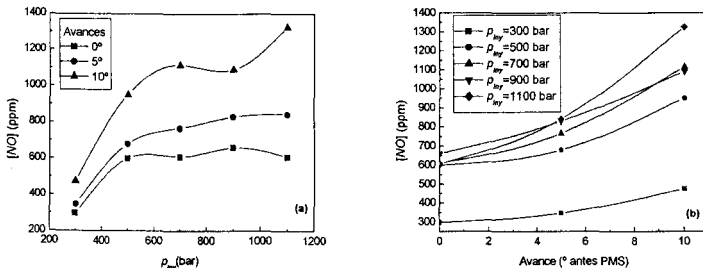


Figura 15.2 Concentración de NO final (ppm) experimental (a) en función de la presión de inyección y (b) en función del avance a la inyección para un dosado relativo global de 0,4.

15.3.2 Dióxido de nitrógeno

En los motores Diesel, la cantidad emitida de este compuesto (NO_2) puede llegar a alcanzar valores comprendidos entre un 10 y un 30% de las emisiones totales de NO_x , teniendo además un potencial mayor que el NO para contribuir a la lluvia ácida y al *smog* fotoquímico. Las reacciones principales que llevan a la formación y destrucción de NO_2 son las siguientes:



donde el radical HO_2 se forma en regiones de baja temperatura a través de la reacción (15.24):



La formación de NO_2 ocurre cuando las moléculas de NO , procedentes de zonas de alta temperatura, se difunden o son transportadas por mezcla hacia regiones más ricas en HO_2 . Las reacciones (15.22) y (15.23) son muy activas a alta temperatura, por el rápido incremento producido en la concentración de radicales H y O , evitando así la formación de NO_2 en estas condiciones. Así, la producción del NO_2 es inversamente proporcional a la temperatura.

El balance entre formación y destrucción de NO_2 está básicamente dominado por la temperatura, existiendo una relación inversa entre esta variable y la formación de NO_2 vía HO_2 . En condiciones normales el NO_2 solamente existiría como una especie intermedia transitoria en los equipos de combustión, y su emisión únicamente ocurriría si algún tipo de enfriamiento (mezcla de regiones calientes y frías) llevara a la congelación de las reacciones de destrucción del mismo. Algunos trabajos muestran el efecto del dosado relativo sobre la relación NO_2/NO en MEC, habiéndose observado un aumento en dicha relación a medida que el dosado relativo disminuye. Otros autores argumentan que los niveles de NO_2 observados en la zona de combustión se deben a la reacción $\text{NO} + \text{O} \rightarrow \text{NO}_2$ como consecuencia del rápido enfriamiento que sufre el gas quemado en las zonas cercanas a la pared de la cámara de combustión.

Cabe señalar que el NO_2 constituye una especie que puede ser objeto de errores en su medida. Existen estudios que indican que los elevados niveles medidos de NO_2 en determinados equipos se deben a los procesos que tienen lugar en el equipo de medida, en el cual las bajas temperaturas conducen a altas concentraciones de radicales HO_2 . Este efecto provoca que la validación de modelos predictivos de NO_2 a través de la comparación con resultados experimentales sea un tema todavía difícil y sometido a numerosas investigaciones.

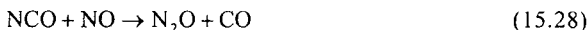
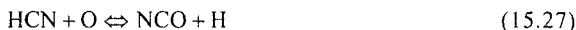
La proporción de NO_2 en los óxidos de nitrógeno emitidos por un motor, por ejemplo un motor Diesel, se incrementa cuando dicho motor tiene un catalizador de oxidación, cuyo objetivo es oxidar CO e hidrocarburos, provocando la conversión de NO a NO_2 . Por otra parte, dicho NO_2 es interesante para oxidar las partículas atrapadas en los filtros de regeneración continua, pues permite dicha oxidación a temperaturas considerablemente menores que las necesarias si se utiliza únicamente el oxígeno en exceso de los gases como agente oxidante.

15.3.3 Óxido nítrico

Además de su contribución como especie intermedia en la formación de NO , el estudio de las emisiones de N_2O procedentes de la combustión de combustibles fósiles está adquiriendo

una gran importancia en los últimos años debido, por una parte, a su gran efectividad como gas causante del efecto invernadero (296 veces más efectivo que el CO_2 según su índice *GWP*, *Global Warming Potential*, contribuyendo en el año 2004 en un 5,9% del total de los gases de efecto invernadero), y por otra, a su gran estabilidad para atravesar la atmósfera y participar en la química de destrucción del ozono estratosférico. La concentración de este compuesto en los gases de escape de la mayoría de los equipos de combustión es muy pequeña. Entre el 5 y el 5,5% de las emisiones de N_2O provocadas por fuentes antropogénicas se debe a los automóviles, siendo los mayores contribuyentes aquellos que poseen convertidores catalíticos para eliminar los NO_x , donde la concentración de N_2O se ve incrementada en un factor de 3 a 4 dependiendo de la temperatura del catalizador.

La formación de N_2O se debe principalmente a reacciones que involucran a las especies NH_3 y HCN , que pueden encontrarse entre los volátiles de cualquier combustible que posea especies nitrogenadas en su estructura molecular. Las reacciones más importantes de formación de N_2O son las siguientes:



Como se puede observar en la Figura 15.1, la oxidación de HCN puede también conducir a la formación de NH_3 , actuando este compuesto entonces como especie capaz de formar N_2O a través de la reacción con el radical OH , generando así la siguiente reacción en cadena:



Las reacciones (15.28) y (15.31) constituyen las dos grandes vías de formación de N_2O , siendo la primera de ellas la más importante, reduciéndose la formación de este compuesto a medida que aumenta la temperatura. Además, la producción de N_2O sólo es posible en mezclas pobres, debido a la reducción en las temperaturas de combustión y al bajo contenido en átomos de H que presentan los gases derivados de una combustión pobre, con la consiguiente disminución en la velocidad de la reacción 15.28 y por tanto, en la destrucción de N_2O . Por lo tanto, las nuevas estrategias de reducción de emisiones en motores Diesel basadas en la reducción de la temperatura de combustión (mezclas pobres homogéneas y/o elevadas tasas de EGR), si bien reducen la emisión de NO , y por tanto, de NO_2 , paradójicamente pueden estar conduciendo a aumentos en el N_2O .

15.4 Monóxido de carbono: formación y efectos

El mecanismo de formación de CO es un paso intermedio fundamental en la oxidación de un hidrocarburo y está íntimamente ligado con el dosado. El CO es una de las especies contaminantes más importantes en procesos de combustión en los cuales, localmente, puedan darse

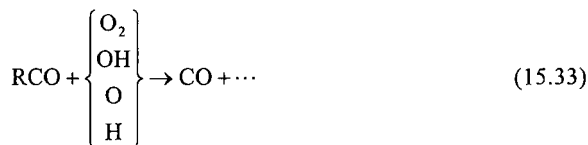
condiciones de mezcla rica (esto puede ocurrir en sistemas de combustión que trabajen con mezclas estequiométricas o ricas, como los motores de gasolina, o bien en sistemas que utilicen mezclas pobres pero las condiciones de mezcla sean bastante heterogéneas, como los motores Diesel).

En motores de gasolina, la formación de CO se debe básicamente a la disociación de las moléculas de CO₂, teniendo ésta lugar a temperaturas elevadas (aproximadamente a partir de 2000 K, que son temperaturas locales típicas que se alcanzan en los procesos de combustión). La cantidad de CO generada por un equipo de combustión depende del balance entre los procesos de formación (reacciones rápidas) y oxidación del mismo (reacciones lentas), siendo ambos muy activos a temperaturas elevadas. Por tanto, en procesos donde los tiempos de residencia fueran del orden de segundos, las reacciones de oxidación del CO alcanzarían el equilibrio y la cantidad de CO en los gases de escape sería prácticamente nula. Sin embargo, en sistemas con tiempos de residencia cortos, como son los motores de gasolina, las temperaturas bajan muy rápidamente produciéndose la congelación de la reacción y emitiendo una cantidad considerable de CO a la atmósfera.

La combustión de un hidrocarburo se puede descomponer en dos etapas: la primera supone la ruptura de las moléculas de combustible para formar CO (reacción rápida, reacción 15.32), mientras que la segunda es la oxidación del CO a CO₂.



La reacción del radical RCO para producir CO puede ocurrir vía descomposición térmica, tal y como aparece en la reacción anterior (dominante a las temperaturas típicas que se alcanzan en los procesos de combustión) o vía:



La oxidación del CO es muy lenta a menos que haya una especie presente en la reacción que contenga el radical OH, ya que las reacciones que involucran al O₂ y al radical O son mucho más lentas. Asumiendo que el agua es la especie que aporta el hidrógeno, los pasos que describen la oxidación del CO son:



La primera de las reacciones es muy lenta y no contribuye significativamente a la formación de CO₂, pero, en cierta medida, sirve para iniciar el proceso. El paso más importante en la oxidación de CO es la reacción (15.36), produciéndose CO₂ y átomos de hidrógeno. Estos últimos reaccionan con el oxígeno para formar OH y O, radicales que dan lugar a las reacciones (15.36) y (15.37), respectivamente, produciéndose un proceso en cadena. El paso impor-

tante, reacción (15.36), está en equilibrio incluso a bajas temperaturas. Sin embargo, la reacción que origina los radicales OH es mucho más lenta que la anterior y, por lo tanto, el CO no llega a alcanzar el equilibrio por falta de estos radicales.

En motores donde la combustión por difusión sea mayoritaria hay dos fuentes principales que dan lugar a la formación de CO. La primera de ellas se da en regiones excesivamente pobres en el interior de la cámara de combustión que no son capaces de mantener una combustión rápida. La llama no se puede propagar a través de estas zonas, ocurriendo así la oxidación parcial del carbono del combustible (formándose, entre otros, CO y aldehídos). Obviamente, las características del equipo que introduce el combustible en la cámara (inyectores) y de los sistemas de mezcla aire-combustible, juegan un papel importante en este mecanismo. Este proceso suele darse a bajas cargas y alto exceso de aire. La segunda fuente de formación de CO en combustión por difusión es la aparición de regiones excesivamente ricas, consecuencia de un deficiente mezclado del hidrocarburo evaporado con el aire presente en la cámara, no dando tiempo a que las reacciones de oxidación se completen. Este proceso suele darse a altas cargas con bajos niveles de exceso de aire.

Otro mecanismo que suele ocasionar la formación de CO es el apagado de llama en la pared debido a las bajas temperaturas de la misma.

Resumiendo, las emisiones de CO provocadas por los motores de combustión interna alternativos están controladas principalmente por el dosado, siendo estas emisiones más importantes en los motores de gasolina que en los Diesel, debido a que los primeros trabajan con mayores dosados relativos, cercanos al estequiométrico a bajas cargas y ricos a plena carga. En motores de gasolina, trabajando en un rango de mezclas ricas, las concentraciones de CO en el escape aumentan a medida que lo hace el dosado, mientras que para mezclas pobres éstas concentraciones son mucho menores y no se ven afectadas prácticamente por este parámetro. En este tipo de motor, las emisiones de CO se deben principalmente a la disociación de las moléculas de CO₂, teniendo menos importancia otros procesos como el enfriamiento provocado por superficies frías y la oxidación parcial de parte del combustible.

En motores Diesel, en los cuales el proceso de combustión es heterogéneo, además del mencionado proceso de disociación, existen dos fuentes principales de CO. La primera de ellas la constituyen zonas excesivamente pobres que no son capaces de soportar una rápida combustión, pues la llama no puede propagarse a través de ellas y se forman productos procedentes de la pirólisis y oxidación parcial del combustible (importante a bajas cargas cuando el exceso de aire es elevado). La segunda fuente se corresponde con zonas excesivamente ricas que no son capaces de mezclarse con la suficiente cantidad de aire para producir la oxidación completa del combustible.

El cálculo teórico de las emisiones de CO asumiendo equilibrio químico conduce a errores importantes (Figura 15.3). A pesar de que las principales reacciones de formación y destrucción del CO, (reacciones 15.32 y 15.34 respectivamente), son suficientemente rápidas como para considerar esta hipótesis, se ha comprobado que los valores de este compuesto medidos en el escape de motores son mucho mayores que los que se obtendrían bajo esta consideración. La justificación a este efecto radica en la lentitud con la que ocurren las reacciones de recombinación de radicales OH y O a medida que disminuye la temperatura durante las carreras de expansión y escape. Esto provoca que las cantidades de estos radicales no puedan alcanzar sus correspondientes valores de equilibrio, produciéndose la congelación de las reacciones de destrucción del CO.

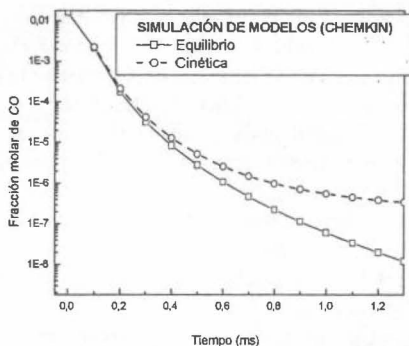


Figura 15.3 Resultados del análisis cinético de la concentración de CO durante la carrera de escape en un MClA realizado con CHEMKIN.

El CO emitido es incoloro e inodoro y es letal en bajas dosis debido a que se combina con la hemoglobina de la sangre más rápidamente que el oxígeno y reduce la capacidad de la misma para transportar oxígeno. Existe una relación entre la concentración de CO y el tiempo de exposición al mismo (Figura 15.4). Por ejemplo, una exposición a 600 ppm durante 3 horas puede causar la muerte. A las concentraciones típicas encontradas en la calle (30 mg/m³ en horas punta de tráfico), el CO causa dolores de cabeza, cansancio y somnolencia bajo una exposición prolongada. En la atmósfera, el CO se oxida para formar CO₂, siendo éste uno de los gases responsables del efecto invernadero (apartado 15.8).

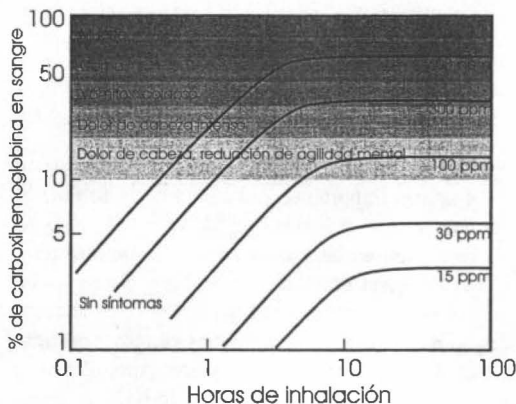


Figura 15.4 Efectos de la inhalación de CO.

15.5 Hidrocarburos: formación y efectos

Los hidrocarburos sin quemar se emiten, principalmente, como consecuencia de la combustión incompleta del combustible y, por tanto, su composición resulta extremadamente hete-

rogénea. En este apartado, se explican las causas que dan lugar a la emisión de hidrocarburos y los efectos tanto biológicos como fisiológicos que los distintos tipos de hidrocarburos tienen dependiendo de su estructura y composición molecular.

15.5.1 Hidrocarburos totales

El irregular proceso de combustión que conduce a la formación de hidrocarburos (HC) puede producirse por varios motivos, como por ejemplo, apagado de llama por efecto pared o por *misfiring*, insuficiente evaporación del combustible, fugas de escape, cortocircuito de la carga fresca (principalmente en motores de dos tiempos), combustible atrapado en pequeños volúmenes, dosados locales extremos y otras causas menos comunes.

La composición del combustible puede influir tanto cuantitativa como cualitativamente en la emisión de compuestos orgánicos. Combustibles con altas proporciones de aromáticos y olefinas producen altas concentraciones de hidrocarburos reactivos. Sin embargo, muchos de los compuestos orgánicos encontrados en el escape no están presentes en el combustible, indicando por tanto que ocurren fenómenos de pirólisis y síntesis durante el proceso de combustión. Para mezclas ligeramente pobres, donde existe exceso de oxígeno y la temperatura aún es elevada, la aparición de hidrocarburos sin quemar es mínima, puesto que éstos se oxidan, aunque sólo sea parcialmente (formación de CO), en el colector y tubo de escape.

El efecto pared tiene una gran importancia en la formación de estas especies contaminantes. La mezcla de aire y combustible que está en las proximidades de la superficie de la culata, pistón y cilindro, tiene una gran facilidad para ceder calor, por lo que no alcanza una temperatura suficiente y la llama no progresa, deteniéndose a cierta distancia de la superficie. También en el hueco existente entre el pistón y el cilindro ocurre un fenómeno similar, ya que debido al pequeño espesor de la película de aire y combustible no se alcanzan las condiciones necesarias para que tenga lugar la combustión.

Los hidrocarburos gaseosos de los gases de escape de un motor Diesel incluyen una gran variedad de parafinas (C2-C20), olefinas (C2-C4), aromáticos y sus análogos oxigenados. Los perfiles de emisiones de estos compuestos orgánicos gaseosos son diferentes para los vehículos de encendido por compresión y encendido provocado. En los motores de gasolina, los hidrocarburos con número de carbono mayor de 12 representan menos del 5% de los HC, mientras que en los motores Diesel éstos pueden llegar a ser el 65% - 82% del total de HC. Las familias de compuestos más abundantes en las emisiones de HC (motores Diesel) son los alquenos, seguidos por los alcanos y aromáticos.

Aunque actualmente las normativas que limitan las emisiones en los motores de automoción sólo regulan la cantidad total de hidrocarburos emitidos por un motor, es de esperar que, debido a la diferente toxicidad (principalmente de los hidrocarburos aromáticos policíclicos, PAH) y reactividad atmosférica (especialmente de los aldehídos y cetonas) de estos compuestos, las futuras normativas anticontaminantes regulen también el tipo de hidrocarburo emitido.

15.5.2 Hidrocarburos aromáticos policíclicos

Aunque el peligro global de las emisiones es estudiado muchas veces como conjunto, existen compuestos conocidos particularmente por su alta peligrosidad, por lo que es necesario su control independiente. Uno de los problemas de la normativa de emisiones actual, es que muchos de estos compuestos no están regulados individualmente o como clase, pero pertenecen al

grupo de HC que es regulado colectivamente. Los hidrocarburos aromáticos policíclicos (*PAH*) son un ejemplo de éstos.

Los *PAH* son un variado grupo de compuestos orgánicos cuyas moléculas están formadas por dos o más anillos aromáticos, de los cuales al menos dos están unidos y comparten átomos de carbono adyacentes. Para que un compuesto sea considerado *PAH*, los anillos aromáticos que lo conforman deben contener exclusivamente átomos de carbono e hidrógeno. Si un grupo funcional (NO_2 , OH , NH_2^+ , etc.) o algún elemento (azufre, nitrógeno u oxígeno) está unido a los anillos aromáticos, entonces el compuesto pertenece a la clase más general denominada compuestos aromáticos policíclicos (*PAC*). En general los *PAH*, como grupo específico dentro de los *PAC*, reciben especial atención en el estudio de las emisiones de los motores Diesel debido a su conocida relevancia toxicológica [6] y a que desempeñan un papel fundamental en la formación del hollín de las partículas. Los *PAH* se forman durante la combustión incompleta de la materia orgánica (aceite, carbón, madera y combustibles), por lo que son contaminantes comunes en aire, agua y sedimentos, así como también en algunos ambientes de trabajo. La pirosíntesis y la pirólisis son los principales mecanismos que podrían explicar la formación de los *PAH* en la combustión. Los hidrocarburos de bajo peso molecular forman *PAH* por medio de pirosíntesis. Cuando la temperatura excede de 500°C los enlaces carbono-carbono se rompen y dan lugar a radicales libres que se combinan para formar acetileno, cuya contribución a la formación de *PAH* y hollín ha sido ampliamente estudiada. La Figura 15.5 ilustra la formación de anillos aromáticos a partir del etano.

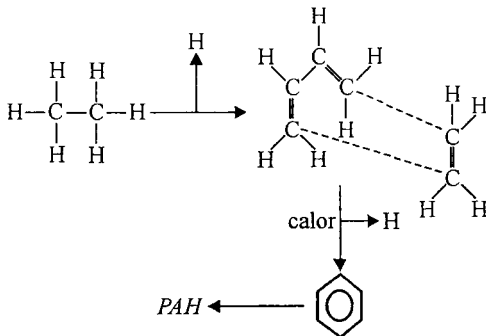


Figura 15.5 Pirosíntesis de *PAH* a partir de una molécula de etano.

La tendencia de los hidrocarburos a formar estructuras de *PAH* por pirosíntesis varía en el siguiente orden: Aromáticos > cicloalquenos > alquenos > alcanos. Por otro lado, los compuestos pesados presentes en los combustibles y en los aceites vegetales forman *PAH* por medio de procesos de pirólisis (ruptura de enlaces orgánicos). Algunos autores sugieren que especies intermedias como la acroleína y el ciclohexeno juegan un papel fundamental en la formación de *PAH* a partir de combustibles libres de anillos aromáticos.

Al menos 32 *PAH* han sido identificados en las emisiones de motores Diesel hasta el momento. Este elevado número hace que la Agencia Medioambiental Americana (*US EPA*) [7] elabore una lista de los contaminantes más peligrosos del aire con el fin de comparar emisiones y evaluar los efectos de los compuestos más tóxicos. En esta lista están incluidos el naftaleno y el grupo genérico denominado *POM* (materia orgánica policíclica), en el que se clasifican los compuestos con más de un anillo bencénico que tienen un punto de ebullición superior

a 100°C. Un grupo de siete *PAH* han sido identificados por la *US EPA* como probables agentes cancerígenos para humanos. Estos son benzo(a)antraceno, benzo(b)fluoranteno, benzo(k)fluoranteno, criseno, benzo(a)pireno, dibenzo(ah)antraceno e indeno(123-cd)pireno. Estos siete compuestos, junto con el naftaleno y los agentes cocarcinógenos acenafteno, acenaftileno, fluoreno, fenantreno, antraceno, fluoranteno, pireno y benzo(ghi)perileno conforman la lista de 16 *PAH* prioritarios de la *US EPA* [8], cuya determinación es la más común en las investigaciones de emisiones de motor. Entre los *PAH* más abundantes en las emisiones de los motores Diesel se encuentran el naftaleno, el fenantreno, el pireno, el criseno y el fluoranteno.

En la actualidad, no existen límites estándares para las concentraciones de *PAH* ni en el aire ni en el escape de los motores. Sin embargo, algunos países contemplan valores máximos, no obligatorios, de exposición al benzo(a)pireno y la directiva de la Unión Europea 2004/107/EC propone una concentración máxima de este compuesto de 1 ng/m³ en el material particulado de diámetro menor o igual a 10 micras, *PM10* (promediado a lo largo de un año). El hecho de establecer valores límite de exposición a un *PAH* determinado es indicativo de la preocupación creciente por el peligro que supone el contacto con estos compuestos, lo cual también se ve reflejado en la sugerencia de la Directiva Europea de que cada estado miembro supervise la concentración en el aire, de benzo(a)antraceno, benzo(b)fluoranteno, benzo(k)fluoranteno, dibenzo(ah)antraceno e indeno(123-cd)pireno, como posibles compuestos perjudiciales, además del benzo(a)pireno.

15.5.3 Hidrocarburos carbonílicos

Los distintos compuestos oxigenados que se pueden encontrar entre los hidrocarburos son:

- Alcoholes, fenoles y derivados: R – OH (grupo hidroxilo)
 - Aldehídos y cetonas: R – CO – R (grupo carbonilo)
 - Ácidos carboxílicos y derivados: R – COOH (grupo carboxilo)
- donde R representa un grupo alquilo.

La principal razón para el estudio más exhaustivo de las especies carbonílicas en el escape es la reactividad de las mismas. Estos compuestos no están presentes en el combustible, gasóleo, biodiesel o gasolina, pero aparecen en etapas intermedias de la combustión. Los efectos directos de estos compuestos sobre la salud humana (irritación del sistema respiratorio y de los ojos o carácter cancerígeno de algunos, como la acroleína) no son muy importantes debido a su corta vida media en la atmósfera. Mucho más importante es su potencial de formación de ozono y otros compuestos altamente oxidantes en capas bajas de la atmósfera, lo que se conoce como *smog* fotoquímico.

Estas moléculas constituyen un grupo de compuestos orgánicos relativamente reactivos caracterizados por la presencia de un enlace doble polarizado carbono-oxígeno. El átomo de oxígeno es altamente electronegativo comparado con el átomo de carbono y por consiguiente los aldehídos poseen un momento dipolar elevado. Además, cuando entre los carbonos 2 y 3 (también conocidos como α y β) existe un doble enlace, la molécula se vuelve más reactiva, véase el caso de la acroleína y el crotonaldehído.

En el medio ambiente existen, de forma natural, infinidad de aldehídos y cetonas, y, en un principio, no suponen ningún riesgo para éste, o para el ser humano, más concretamente. Esto se debe a que las concentraciones en las que estos compuestos se dan no alcanzan los valores necesarios para que se puedan considerar peligrosos o contaminantes. Ahora bien, este riesgo puede volverse presente de dos formas:

- Que la concentración de los compuestos carbonílicos aumente por encima de los niveles seguros; se trata, por tanto, de contaminantes primarios.
- Que éstos reaccionen con otros compuestos generando sustancias peligrosas o perjudiciales para la salud y el medio ambiente; se trata, entonces, de contaminantes secundarios.

Dependiendo del tipo de forma de contaminación, los efectos que causen serán unos u otros.

La *MIR* (*Maximum Incremental Reactivity*) o Máxima Reactividad Incremental expresa la masa de ozono formado por unidad de masa de compuesto orgánico volátil (*VOC*) introducido en la atmósfera ($\text{kg O}_3/\text{kg VOC}$). En otras palabras, mediante la *MIR* se mide la influencia que tienen los hidrocarburos volátiles en la formación de ozono fotoquímico. El ozono es un componente natural de las zonas altas de la atmósfera (estratosfera). Sin embargo, su formación en las zonas bajas de la misma supone la presencia de un contaminante atmosférico. Este ozono es uno de los principales agentes en la contaminación fotoquímica, de ahí que se denomine ozono fotoquímico. A partir de la *MIR* se puede establecer la reactividad específica (*SR*, *Specific Reactivity*), que se define como la masa de ozono formado por unidad de masa de gases emitidos por el tubo de escape de un motor. Este parámetro se hace necesario para evaluar la influencia global de los gases emitidos por el vehículo o motor en cuestión. Pues no se puede saber, a priori, si un motor que emita más formaldehído (cuyo valor de *MIR* es el más alto) contamina más que otro que no emita este compuesto pero sí una suma del resto de carbonilos. La *MIR* es útil para estudiar la influencia sobre el ozono fotoquímico de los carbonilos de forma individual, mientras que se usa la *SR* para determinar dicha influencia para el conjunto de gases de escape del motor. Sólo el formaldehído, acetaldehído y propionaldehído son responsables del 40% de este efecto de todo el escape de motores de combustión interna.

15.6 Partículas: formación y efectos

Se considera partícula a cualquier materia presente en los gases de salida que se encuentre en estado líquido o sólido en condiciones aproximadamente ambientales. La consecuencia directa de esta definición es que a la hora de analizar las emisiones de partículas es imprescindible estudiar el proceso de dilución del escape con el aire ambiente. Una característica del aerosol que aparece en el escape de los motores es su capacidad para que se produzcan cambios en las características físicas y químicas del material particulado debido a distintos procesos tales como sedimentación, evaporación, condensación, crecimiento por colisión, depósitos en la superficie de las partículas, proceso fotoquímicos, etc.

Debido a estos procesos físicos y químicos que pueden ocurrir tanto en la línea de escape como en el momento de dilución en la atmósfera (Figura 15.6), se considera que una determinación exacta de las emisiones de partículas requiere una simulación de estos procesos de dilución, procesos que obligan a distinguir entre partículas primarias, aquellas que se forman directamente como producto del proceso de combustión y se miden justo a la salida del cilindro, y partículas secundarias, resultantes de alguno de los procesos atmosféricos mencionados anteriormente, tanto en el escape como ya directamente en la atmósfera, y que se recogen usualmente mediante sistemas de dilución situados al final del sistema de escape o en una derivación del mismo. Son precisamente estas partículas secundarias aquellas que son limitadas en las diferentes normativas mundiales.

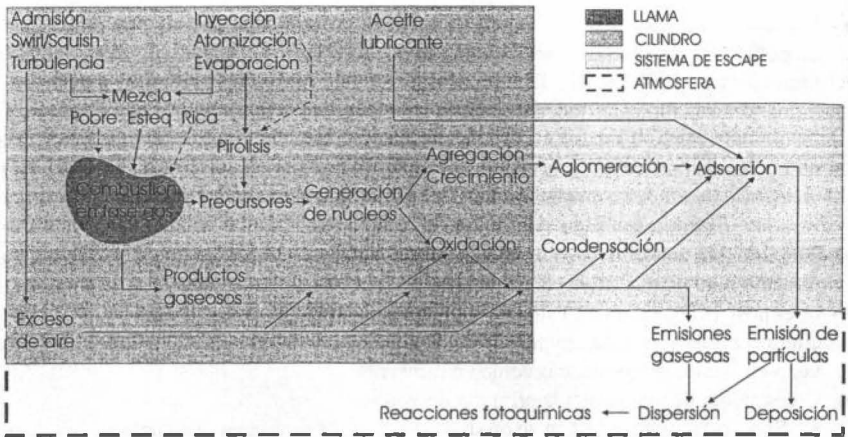


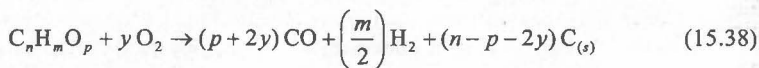
Figura 15.6 Esquema de formación y emisión de partículas.

En este apartado, se describirán las características físicas y químicas de las partículas partiendo del estudio del substrato inicial (hollín), sus principales mecanismos de formación, así como su composición y sus características morfológicas:

- Hollín.
- Formación de las partículas y composición.
- Distribución de tamaños de partículas.

15.6.1 Hollín

Existe un límite teórico para la aparición de partículas de hollín que se puede calcular planteando la siguiente reacción para un combustible genérico oxigenado:

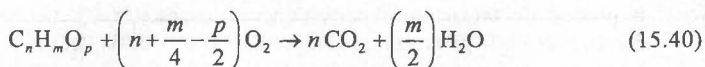


Esta reacción es similar a las reacciones (13.5), (13.7) y (13.8) introducidas ya en el Capítulo 13. La diferencia entre ellas está en las especies químicas que aparecen como productos. En este caso, estas especies están parcialmente oxidadas.

Según la reacción (15.38), planteada inicialmente para combustibles convencionales [9], el límite de dosado local que favorece la aparición de hollín se calcula para $n=2y+p$. En esas condiciones, la relación masa de combustible frente a masa de agente oxidante es igual a:

$$\frac{m_f}{m_{O_2}} = \frac{12n + m + 16p}{(n - p)16} = \frac{0,75 + 0,0625 \frac{m}{n} + \frac{p}{n}}{1 - \frac{p}{n}} \quad (15.39)$$

Si se plantea la reacción estequiométrica (15.40):



la relación entre la masa de combustible y la masa de agente oxidante para esta reacción es:

$$\left(\frac{m_f}{m_{O_2}}\right)_e = \frac{12n + m + 16p}{\left(n + \frac{m}{4} - \frac{p}{2}\right)32} = \frac{0,375 + \frac{m}{n} + 0,5 \frac{p}{n}}{1 + 0,25 \frac{m}{n} - 0,5 \frac{p}{n}} \quad (15.41)$$

Teniendo en cuenta las expresiones (15.39) y (15.41) se puede calcular el dosado relativo que se plantea como límite teórico para la aparición de hollín como:

$$F_r = \frac{2 + 0,5 \frac{m}{n} - \frac{p}{n}}{1 - \frac{p}{n}} \quad (15.42)$$

La Figura 15.7 representa este límite teórico en función de la relación m/n y p/n del combustible. Si se asume, de acuerdo con el modelo de Dec, que una de las principales fuentes de formación de hollín en MEC es la región de combustión premezclada rica que tiene lugar tras el *lift-off*, cuyo dosado relativo se encuentra alrededor de 4, se puede comprobar que existen algunos combustibles con altos valores de m/n y p/n (estos últimos combustibles oxigenados) cuyos valores de dosado relativo límite de formación de hollín es claramente superior.

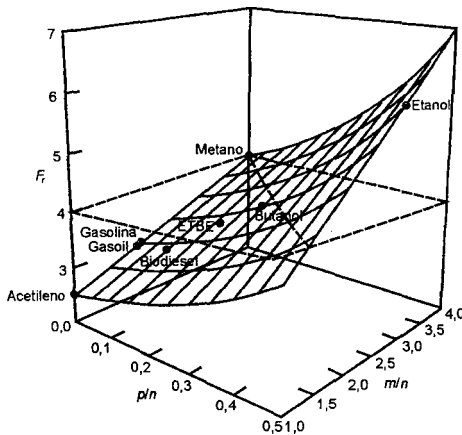


Figura 15.7 Límite teórico de aparición de hollín para distintos combustibles.

Los mecanismos implicados en el proceso de generación de partículas de hollín han sido extensamente estudiados. En general, hay acuerdo en la mayor probabilidad de colisión de dos compuestos aromáticos policíclicos, que conduce a asumir que la primera partícula carbonosa o núcleo de hollín que se forma se produce tras esta colisión, dando lugar a una partícula tridimensional.

Otra de las vías de formación de núcleos de hollín pasa por reacciones de deshidrogenación de moléculas del combustible bajo temperaturas locales muy elevadas sin pasar por la

formación de especies aromáticas precursoras. La formación de hollín en motores Diesel por esta ruta no es predominante debido a las temperaturas características del proceso de combustión en estos motores (Figura 15.8).

El hollín formado se compone de partículas carbonosas (partículas primarias) estructuradas en redes cristalinas que contienen alrededor de un 1% en peso de hidrógeno, es decir, la proporción correspondiente a la fórmula empírica media de C_8H (Figura 15.9). Cada átomo de hidrógeno que se separa durante la deshidrogenación activa a otra molécula produciendo su nucleación y crecimiento, adoptando estructuras en forma de red. Este proceso tiene lugar principalmente en la superficie de llamas poco expuestas al oxígeno del aire en un rango estrecho de altas temperaturas.

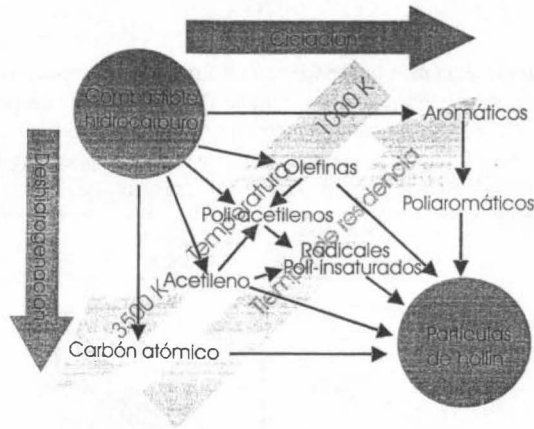


Figura 15.8 Esquema de los proceso de formación de hollín.

La microestructura de las partículas primarias [10] es similar a la del grafito, en que la red cristalina está formada por estructuras hexagonales denominadas láminas de grafeno. Estas láminas de grafeno se unen formando cristales (típicamente se hallan alrededor de 2 a 5 láminas por cristal), que a su vez se unen con diferentes orientaciones formando las partículas primarias de hollín (del orden de 10^3 - 10^4 cristales y 10^5 - 10^6 átomos de carbono por partícula primaria).

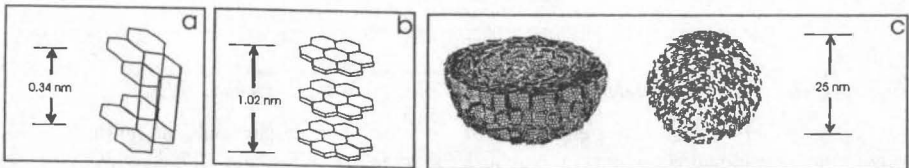


Figura 15.9 Esquema de formación de partículas primarias de hollín: (a) láminas de grafeno (b) cristales y (c) partícula primaria.

A continuación se describe brevemente cada una de las etapas que conducen a la formación de partículas de hollín desde la llama al sistema de escape (Figura 15.6):

- **Nucleación:** es el proceso en el que se produce la formación de una fase sólida (partículas de hollín) desde una fase vapor en regiones localmente ricas de combustible y alta temperatura (entre 1300-1600 K). Este proceso, generalmente, consiste en la adición de pequeños hidrocarburos radicales (acetileno y otros precursores en fase gas) a moléculas aromáticas de mayor tamaño, hasta que éstas alcanzan un tamaño suficiente como para convertirse en un núcleo de partícula con un diámetro en el rango de 1-2 nm y 10 uma (unidades de masa atómica). Este núcleo posteriormente en la etapa de crecimiento superficial irá progresivamente disminuyendo su proporción de hidrógeno. Debido a su pequeño tamaño estas partículas no contribuyen significativamente a la masa total de hollín, pero sí tienen una influencia muy significativa en la producción final de hollín, ya que actúan como núcleos para el posterior crecimiento superficial. La nucleación tiene lugar cerca de la zona de reacción primaria, donde la temperatura y la concentración de radicales e iones son máximas, tanto en llamas premezcladas como en difusivas.
- **Crecimiento de una partícula primaria de hollín:**
 - **Superficial:** en esta etapa se produce la adición de masa en la superficie de una partícula ya nucleada. En este proceso se añaden hidrocarburos en fase gas, generalmente acetilenos y *PAH*, en los sitios reactivos de la superficie de las partículas y a alta temperatura. Esta etapa suele ocurrir simultáneamente a la nucleación, no pudiéndose distinguir entre el final de la nucleación y el comienzo del crecimiento superficial. Aquí es donde se produce la mayor parte de la masa de hollín, y por tanto es importante el tiempo que se encuentran las partículas en esta etapa para determinar la cantidad másica y volumétrica de hollín, mientras que el número de partículas no se ve afectado por este proceso. El crecimiento superficial continúa desde la zona de reacción primaria hasta otras regiones con una menor temperatura y menor concentración de hidrocarburos. La tasa de crecimiento superficial de las partículas de menor tamaño es más alta que las de mayor, debido a que tienen más sitios activos (con radicales activos) por unidad de masa [11].
 - **Coagulación:** es un fenómeno físico, no químico. La coagulación o coalescencia se produce por colisión de dos partículas primarias aproximadamente esféricas, obteniéndose una única partícula resultante manteniendo la identidad esférica y cuya masa es la suma de las masas de las dos partículas primarias que intervienen en la colisión. Por tanto, este proceso resulta en una reducción significativa del número de partículas, un aumento del tamaño de las mismas manteniendo constante la masa de las partículas [9].
- **Oxidación:** es el proceso mediante el cual se produce la conversión de carbono o hidrocarburos a productos de la combustión, que generalmente son CO (oxidación parcial), CO₂ (oxidación completa) y agua. Aunque el oxidante inicialmente es el oxígeno del gas admitido, otros productos de la disociación de éste (como el oxígeno atómico) y de las primeras etapas de la combustión (el radical hidroxilo OH) actúan como oxidantes de los propios productos intermedios generados y en particular del hollín formado. La oxidación por el radical OH es predominante bajo condiciones ricas y estequiométricas del combustible, mientras que en condiciones localmente pobres (alto dosado) participan tanto el radical hidroxilo como el oxígeno molecular. El proceso de oxidación a CO y CO₂ tanto de los *PAH* como del hollín es un proceso que compite con el de formación, y como resultado de estos dos procesos contrapuestos se obtiene su tasa neta de formación.
El proceso de oxidación del carbono perteneciente a una partícula de hollín se produce en dos etapas. En la primera etapa se produce la adsorción del oxidante a la superficie de la partícula y en la segunda se produce la desorción del producto oxigenado (CO ó CO₂) des-

de la superficie de la partícula. El proceso de oxidación comienza a temperaturas superiores a 1300 K debido a la microestructura tipo grafitica que dota a las partículas de una gran resistencia a la oxidación. El modelo más usado respecto de la oxidación es el modelo semiempírico de Nagle y Strickland-Constable que correlaciona la oxidación de pirografito para presiones parciales de oxígeno entre 0,1 y 0,6 atmósferas y un rango de temperaturas de 1100-2500 K. En general, se puede afirmar que la velocidad de oxidación se incrementa hasta los 2000 K, siendo a partir de este punto cuando la velocidad de oxidación permanece prácticamente constante, como puede observarse en la Figura 15.10.

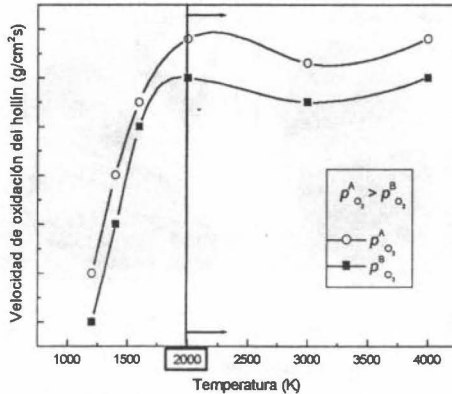


Figura 15.10 Velocidad de oxidación del hollín en llamas.

- Aglomeración y agregación: estos dos conceptos son ligeramente diferentes. La agregación es la unión de partículas mediante fuerzas cohesivas atómicas o moleculares produciendo agregados lineales de gran estabilidad. La aglomeración es la unión mediante fuerzas de cohesión débiles como por ejemplo la tensión superficial. En la mayoría de las situaciones se usan los términos de agregación (agregado) y aglomeración (aglomerado) indistintamente para referirse a la consecuencia de las colisiones entre partículas y/o aglomerados/agregados de partículas (Figura 15.11).

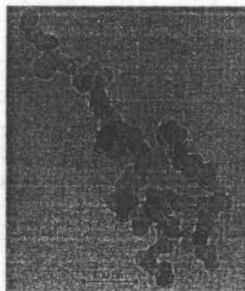


Figura 15.11 Microfotografía TEM de un agregado de hollín recogido por termoforesis y compuesto por partículas primarias.

La aglomeración, al igual que la coagulación, supone una considerable disminución del número de partículas/aglomerados y un aumento del tamaño de los aglomerados, mientras que no se modifica la masa de las partículas. Una vez se han formado las partículas primarias, en primer lugar éstas colisionan entre sí formando aglomerados de mayor tamaño compuestos por varias partículas primarias. Pero a continuación, pueden producirse colisiones entre partículas primarias y los aglomerados, y colisiones entre los aglomerados. En función de la relación entre el camino libre medio (distancia que recorre una partícula o aglomerado entre colisiones sucesivas) y el tamaño de la partícula o aglomerado existen diferentes tipos de aglomeraciones (en régimen balístico y limitadas por difusión) que tienen como consecuencia la forma del aglomerado, que es cuantificada por medio de su dimensión fractal.

Algunas de estas estructuras de hollín formadas durante estos procesos son muy estables, pero otras tienen reacciones de formación muy reversibles, y el contacto con radicales hidroxilo a alta temperatura favorece su reconversión a hidrocarburos aromáticos policíclicos.

15.6.2 Formación de partículas y composición

A lo largo del conducto de escape se produce una reducción de temperatura del gas y los agregados o aglomerados de hollín pueden verse sometidos, bajo estas circunstancias, a fenómenos de adsorción y de condensación de hidrocarburos ya sea por condensación superficial o como nucleación de gotas líquidas (Figura 15.6). Sin embargo, estos procesos ocurren mayoritariamente en el proceso de dilución (proceso que define a las partículas) y en función de cómo se realice este proceso y las características del gas de escape, estos fenómenos pueden acentuarse o verse reducidos.

El fenómeno de adsorción consiste en el crecimiento de la partícula por la adhesión en fase gas de moléculas de hidrocarburos sin quemar o parcialmente quemados a la superficie de la partícula de hollín por medio de fuerzas tanto químicas como físicas (fuerzas de Van der Waals). Por otro lado, el crecimiento también puede ser por condensación cuando los hidrocarburos que se añaden a la superficie de las partículas se encuentran en fase líquida. Por último, la nucleación es la formación de un pequeño núcleo a partir de los hidrocarburos en fase líquida. El hecho de que se produzca uno u otro fenómeno depende fundamentalmente del grado de saturación (cociente entre la presión parcial del hidrocarburo en el gas de escape y la presión de saturación del mismo) y de la superficie de la partícula disponible en el gas de escape.

Cuando el grado de saturación es menor que uno, el único mecanismo posible de adición de hidrocarburos a las partículas es la adsorción en fase gaseosa, mientras que si es mayor que uno se puede producir tanto adsorción desde fase condensada como nucleación de hidrocarburos. Si no existe superficie disponible para que los hidrocarburos se adsorban o condensen y el grado de saturación es mayor que la unidad, esos hidrocarburos se nuclearían, dando lugar a pequeñas gotas líquidas de hidrocarburos, que generalmente son las responsables de la existencia de una moda denominada moda núcleos (Figura 15.14) en las distribuciones de tamaños de partículas.

Estos procesos, como ya se ha comentado, pueden ocurrir en el conducto de escape, pero sobre todo, tienen lugar en el proceso de dilución. Por tanto, en función de cómo se haga este proceso se puede llegar a condiciones favorables para que los fenómenos de adsorción y condensación se produzcan o se puedan evitar. En la Figura 15.12 se muestra cualitativamente

cómo sería el proceso de dilución en función de tres diferentes grados de dilución partiendo del estado inicial denotado como 0.

Si el grado de dilución es pequeño el proceso acabaría en el punto 1, el cual está bastante alejado de la curva de saturación del hidrocarburo y por tanto, la probabilidad de producir nucleación es baja. Si se aumenta el grado de dilución a uno intermedio denotado como 2, este punto está bastante más cerca de la zona de saturación siendo máxima la probabilidad de nucleación. Por último, si se aumenta el grado de dilución hasta llegar a 3, la probabilidad de nucleación es menor ya que este punto está más alejado de la zona de saturación que el punto 2. En la misma figura, se puede apreciar el efecto que sobre estos fenómenos tiene también la temperatura del gas de escape. Cuando ésta es mayor (punto 0'), la probabilidad de nucleación es menor puesto que la región de saturación se aleja con respecto al caso de una menor temperatura de escape.

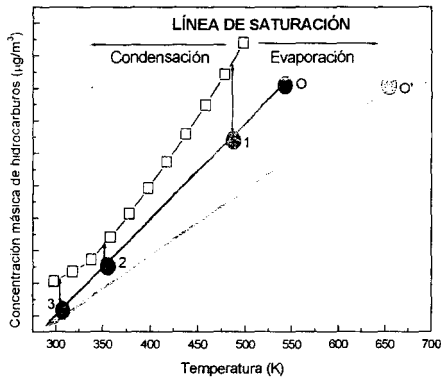


Figura 15.12 Esquema del proceso de dilución para diferentes grados de dilución y temperaturas.

Los procesos que conducen a la formación de partículas condicionan su composición [12]. Las partículas están compuestas por dos fracciones fácilmente separables mediante un proceso de extracción química:

- Una fracción insoluble que puede tener compuestos orgánicos e inorgánicos denominada comúnmente *ISF*, en la que prevalece principalmente el carbono (hollín), acompañado por otros compuestos tales como sulfatos, sales, agua y materiales inorgánicos procedentes de aditivos.
- Una fracción orgánica soluble (*SOF*), denominada así por su solubilidad en el disolvente orgánico empleado en la extracción, compuesta por hidrocarburos y otros compuestos orgánicos procedentes directamente del combustible y del aceite lubricante, o bien de reacciones en el interior de la cámara de combustión en el caso del combustible inyectado. Esta adhesión al sustrato de hollín ocurre mediante los procesos de condensación y adsorción que tienen lugar durante su recorrido por el sistema de escape, donde el descenso de temperatura se hace más rápido.

En la Figura 15.13 se muestra cualitativamente una composición media típica de las partículas emitidas.

Aunque la separación de las partículas Diesel en *ISF* y *SOF* es la más ampliamente extendida en bibliografía, no es la única. Algunos trabajos utilizan métodos térmicos para separar las partículas en dos fracciones, una volátil denominada *VOF* y compuesta por hidrocarburos y otros compuestos orgánicos y agua, y otra fracción no volátil, principalmente formada por hollín.

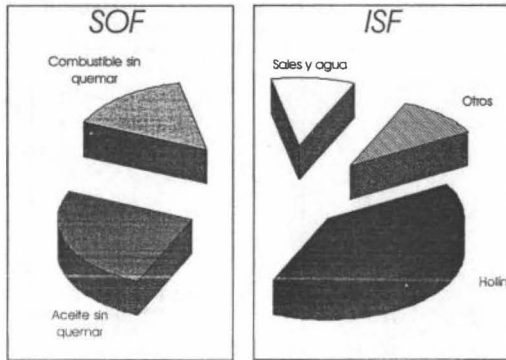


Figura 15.13 Ejemplo de composición típica de las partículas.

En todo caso, e independientemente del método utilizado para determinar la composición de las partículas, los dos principales componentes de éstas son el hollín, presente en la *ISF* si se emplea extracción química o en la fracción no volátil si se emplean métodos térmicos, y los hidrocarburos y demás compuestos orgánicos, que forman parte de la *SOF* en el caso de la extracción química o de la *VOF* en el caso de los métodos térmicos.

15.6.3 Distribución de tamaños de partículas

Aunque actualmente sólo la masa total de partículas se encuentra limitada, el tamaño de las mismas es incluso más importante debido a la distinta naturaleza y comportamiento que las partículas pueden tener según su tamaño. Muchos trabajos se han centrado en los últimos años en el estudio de las distribuciones de tamaños de partículas, e incluso algunos autores indican que este parámetro podría estar limitado en un futuro. Más aún, varios estudios muestran que, aunque la masa de partículas se ha reducido enormemente en las últimas décadas, el número de partículas, especialmente las más pequeñas, ha experimentado un fuerte incremento.

Si bien algunos autores remarcan que la peligrosidad de las partículas según su tamaño puede ser distinta en función del combustible empleado, en general se acepta que las partículas más pequeñas son más peligrosas debido a las siguientes razones:

- Tienen mayor tiempo de residencia en la atmósfera. El tiempo de residencia de las partículas de diámetro 0,1-10 micras es de una semana. Estas partículas tienen mayor probabilidad de inhalación, disminuyen la visibilidad atmosférica y contribuyen al ensuciamiento de edificios.
- Tienen mayor superficie específica, que facilita la adsorción de compuestos orgánicos potencialmente cancerígenos.

- Debido a su menor diámetro, pueden penetrar más profundo en el sistema respiratorio, alcanzando incluso a los pulmones y a la corriente sanguínea. De hecho, estas partículas han sido relacionadas con varias enfermedades e infecciones del sistema respiratorio.
- Aunque las trampas de partículas de los vehículos y, en general, todo tipo de filtros son efectivos en la reducción de masa de partículas, algunos autores encuentran que no eliminan las partículas más pequeñas.

Una distribución genérica, ideal, de partículas se presenta en la Figura 15.14. Es habitual encontrar una primera moda núcleos o moda nucleación formada por partículas menores de 50 nm y que contiene entre el 50 y 90% de todas las partículas emitidas, cuantificadas como número (y no masa) de partículas. A continuación una moda acumulación entre 50 nm y 1 micra, en la cual se concentra entre el 80 y 95% de la masa de partículas. En diámetros superiores a 1 micra puede aparecer una tercera moda (moda gruesa) compuesta por muy pocas partículas, pero con importancia si se estudian las distribuciones de masa de partículas debido al gran tamaño de éstas. Algunos equipos, como el *SMPS* (*Scanning Mobility Particle Sizer*), no detectan esta moda porque miden hasta tamaños cercanos a 1 micra, pero no superiores [13].

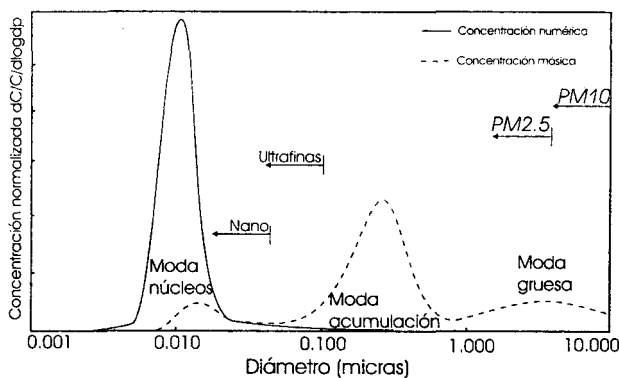


Figura 15.14 Distribución típica de tamaños de partículas.

15.7 Otras emisiones

El azufre es una especie que habitualmente se encuentra en los combustibles líquidos, ya sea en forma de compuestos orgánicos (la mayoría) o inorgánicos. Debido a la peligrosidad de los óxidos de azufre (SO_x), se ha hecho un esfuerzo por reducir el azufre de los combustibles. Según el Real Decreto 61/2006 que modifica el Real Decreto 1700/2003, que a su vez transpone la Directiva 2003/30/CE del Parlamento Europeo y del Consejo, por la que se modifica la Directiva 98/70/CE (relativa a la calidad de la gasolina y el gasóleo), desde el 1 de enero de 2009 el contenido máximo de azufre en las gasolinas y en los gasóleos de automoción (clase A) no puede superar las 10 ppm. Por esta razón, actualmente la mayor parte de los SO_x emitidos por fuentes antropogénicas provienen del uso del carbón.

Sin embargo, la reducción del contenido en azufre presenta a su vez algunos problemas, como por ejemplo, el aumento de emisiones de CO_2 por parte de las empresas de refino como consecuencia del elevado consumo energético asociado a los procesos de hidrodesulfuración,

y también a la pérdida de lubricidad que se produce en los MCIA al reducir el azufre, con el consecuente desgaste de sus componentes y la necesidad de aditivación.

De todos los compuestos sulfurados que se forman a las temperaturas y dosados de los procesos de combustión, el mayoritario es el SO_2 y, en menor medida, el SO_3 (si la mezcla es pobre). Si la mezcla es rica, especies como el HS, H_2S y COS adquieren también importancia. El monóxido de azufre (SO) puede formarse a través de una gran variedad de reacciones entre compuestos oxigenados y especies sulfuradas, entre las que cabe destacar:



Igualmente, el SO puede ser oxidado a SO_2 mediante reacción con átomos de oxígeno, radicales OH u oxígeno molecular, siendo la última de estas reacciones la menos importante.

Resulta imprescindible en este apartado hacer una breve referencia también a las emisiones provocadas por los derivados del plomo en las gasolinas. El tetraetilo de plomo (TEP) comenzó a utilizarse como aditivo para las gasolinas en 1920 en USA y desde entonces hasta principios del 2000 prácticamente todas las gasolinas lo contenían en mayor o menor proporción para mejorar su número de octano. Durante el proceso de combustión, el TEP reacciona dando, entre otros compuestos, óxidos de plomo que se depositan en válvulas, bujías y paredes de la cámara de la combustión, afectando al buen funcionamiento del motor debido fundamentalmente a la aparición de puntos calientes. Para evitar la formación de estos depósitos, se añadían junto con el TEP sustancias como el bromuro de etilo que se combinan durante el proceso de combustión con el TEP dando lugar a compuestos muy volátiles y tóxicos como el bromuro de plomo. En España desde Enero de 2002 estos compuestos se han sustituido por derivados alcohólicos como los éteres (Metil-terc-butil éter o MTBE, Etil-terc-butil éter o ETBE, etc.) para mejorar el octanaje evitando la emisión de derivados de metales pesados, cuyos efectos tanto sobre el medio ambiente como para la salud humana son muy perniciosos, ya que se fijan en los tejidos llegando a desencadenar procesos mutagénicos en las células.

15.8 Emisiones de efecto invernadero

El análisis de la contribución a la lucha contra el efecto invernadero de los carburantes se puede abordar en dos fases:

- Emisiones directas de gases de efecto invernadero, en particular de CO_2 .
- Emisiones en ciclo de vida de CO_2 equivalente.

De los gases reconocidos como los máximos contribuyentes al efecto invernadero, sólo las emisiones de CO_2 causadas por los motores son significativas como emisiones directas de éstos, a pesar de que el potencial molecular de calentamiento global de otros gases como el metano o el óxido nitroso es de 23 y de 296 veces mayor que el del CO_2 , respectivamente. Esto es debido a que las cantidades emitidas de estos gases son muy inferiores a las de CO_2 . Sin embargo, las emisiones de estos gases durante el ciclo de vida productivo de algunos biocarburantes pueden ser apreciables, razón por la cual se denominan emisiones de CO_2 equivalente, que se corresponden con la suma de la cantidad de dióxido de carbono emitido más la masa de otros contaminantes ponderada por su *GWP* (mencionado en el apartado 15.3.3).

Si el tipo de combustible consumido por un vehículo no se modifica, las emisiones de CO_2 son directamente proporcionales a su consumo de combustible. El único factor que puede afectar a las emisiones de CO_2 de un vehículo, además de sus condiciones operativas, es el combustible. La dependencia de las emisiones de CO_2 con el combustible se manifiesta a través de dos parámetros que describen su composición: la proporción hidrógeno/carbono y la proporción oxígeno/carbono, esta última especialmente significativamente en el caso de los biocarburantes, tal y como se muestra en la Figura 15.15. Los combustibles con baja o nula concentración de carbono, y por tanto con menor potencial de generación de CO_2 , tales como el metanol, el monóxido de carbono, el gas natural (básicamente metano) y el hidrógeno, son poco habituales en automoción, al menos en la actualidad.

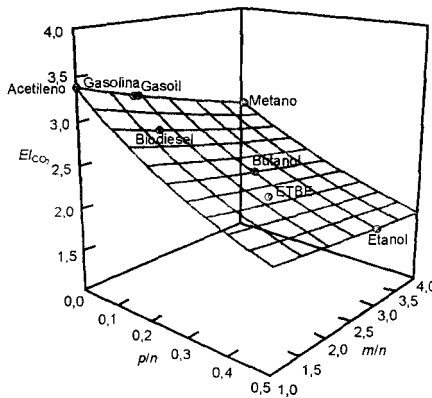


Figura 15.15 Efecto de la formulación del combustible en las emisiones de CO_2 .

Puede observarse que las emisiones de CO_2 por unidad de masa de combustible consumido son algo inferiores en el caso del biodiesel que con gasóleo, y que son notablemente inferiores en el caso del bioalcohol y éteres alcohólicos que con gasolina. Sin embargo, este análisis es incompleto, ya que el biodiesel tiene menor poder calorífico que el gasóleo, y lo mismo sucede con los alcoholes y éteres, y la gasolina. Por tanto, el consumo másico de los biocarburantes debe ser proporcionalmente superior, si se pretende lograr las mismas prestaciones o realizar el mismo trabajo. Dado que los rendimientos del motor con gasoil y con biodiesel son prácticamente idénticos, y algo parecido ocurre con la gasolina y sus sustitutos, es más adecuado realizar la comparación en términos de índices energéticos. Bajo esta óptica puede comprobarse el escaso efecto del combustible sobre las emisiones directas en $\text{g CO}_2/\text{MJ}$.

La verdadera diferencia entre los carburantes convencionales y sus posibles biocarburantes de sustitución es que el consumo de los primeros no lleva asociado ningún mecanismo de fijación de CO_2 que contrarreste tal emisión, mientras que los biocarburantes, sí.

Un estudio más realista de su influencia sobre el efecto invernadero requiere un análisis del ciclo de vida del CO_2 utilizando diversos combustibles. Sin embargo, éste es muy difícil de realizar, pues está sujeto a una serie de hipótesis sobre los consumos, y por tanto emisiones, durante todo el ciclo formado por el cultivo, tratamientos fitosanitarios y su fabricación, recogida, transporte, posibles pretratamientos, prensado, proceso productivo, postratamientos,

distribución, repostaje, consumo, y rendimiento hasta la rueda del vehículo. Es habitual dividir esta secuencia en dos fases, denominadas en inglés *Well to Tank (WtT)*, es decir, desde el depósito geológico (carburos fósiles) o plantación agrícola (biocarburos) hasta el tanque de almacenamiento en vehículo, y *Tank to Wheel (TtW)*, es decir, desde el tanque del vehículo hasta la rueda del mismo, en la que se realiza la última conversión energética. El ciclo completo se denomina *Well to Wheel (WtW)*, o ACV (análisis de ciclo de vida).

El objetivo de los biocarburos es que el balance ACV sea lo menos positivo posible, y en cualquier caso inferior al correspondiente al carburante fósil al que sustituyen. Esto implica que la emisión de CO_2 a la atmósfera durante todo el proceso de cultivo, recogida, producción y distribución sea inferior a la fijación de CO_2 en origen (*WtT*), y que tal diferencia sea lo mayor posible como para que, al sumarle a ello las emisiones de combustión, las emisiones de ciclo de vida no sean muy superiores a la fijación de CO_2 provocada en origen. Los resultados de este balance se pueden expresar en $\text{g CO}_{2\text{eq}}/\text{MJ}$ o en $\text{g CO}_{2\text{eq}}/\text{km}$ recorrido. Un paso importante para la uniformización de los estudios de ACV lo ha dado la aparición de la Directiva 2009/28/CE (del 23 de abril de 2009) que en el artículo 17 establece una metodología para la regulación de la sostenibilidad de los biocarburos. En ella se fija una nueva especificación para este tipo de combustibles que les obliga a que las emisiones de dióxido de carbono asociadas a su ciclo de vida supongan un ahorro de al menos el 35 % (con exigencias de ahorro aún superiores en el futuro) con respecto al carburante fósil al que sustituyen, partiendo del acuerdo de que las emisiones ACV de gasolinas y gasóleos son de $83,8 \text{ CO}_{2\text{eq}}/\text{MJ}$.

15.9 Resumen

En este capítulo se describen las principales emisiones contaminantes en motores, discutiéndose con detalle los fenómenos que conducen a su formación y posterior emisión, así como sus efectos tanto desde un punto de vista medioambiental como de salud.

El capítulo se inicia con una breve introducción que sitúa el control de las emisiones contaminantes como factor que gobierna el diseño actual de los motores. Se definen, además, los parámetros que se usan habitualmente para caracterizar a estas especies contaminantes (índices de emisión y emisiones específicas).

A continuación se describen las emisiones contaminantes reguladas comenzando con las emisiones de óxidos de nitrógeno, monóxido de carbono, hidrocarburos totales y partículas. En este capítulo, además, se estudian otras emisiones contaminantes que no están específicamente reguladas dentro del grupo de hidrocarburos totales, como son los *PAH* y los hidrocarburos carbonílicos, y dentro de las emisiones de partículas su propia composición y su tamaño.

Finalmente y a modo de síntesis, se introduce el concepto de emisiones de efecto invernadero que se aborda, por un lado, considerando la emisión directa del dióxido de carbono como máximo contribuyente a este efecto y, por otro, planteando un estudio más realista que requiere un análisis del ciclo de vida de esta especie.

Referencias y bibliografía

Referencias

1. Turns, S.R., *An introduction to combustion. Concepts and applications*. McGrawHill, 1996.
2. Eastwood, P., *Critical topics in exhaust gas aftertreatment*. Research Studies Press, 2000.

3. Warnatz, J.; Maas, U.; Dibble, R.W., *Combustion. Physical and chemical fundamentals, modeling and simulation, experiments, pollutant emissions*. Springer, 2006.
4. Lavoie, G.A.; Heywood, J.B.; Keck, J.C., Experimental and theoretical study of nitric oxide formation in internal combustion engines. *Combustion Science and Technology* **1**, pp. 313-326, 1970.
5. Miller, J.A.; Bowman, C.T.; Mechanism and modelling of nitrogen chemistry in combustion. *Progress in Energy and Combustion Science* **15**, pp. 287-338, 1989.
6. Ballesteros, R.; Hernández, J.J.; Lyons, L.L., An experimental study of the influence of biofuel origin on particle-associated PAH emissions. *Atmospheric Environment* **44**(7), pp. 930-938, 2010.
7. US Environmental Protection Agency (US EPA), *Health Assessment Document for Diesel Engine Exhaust*. EPA/600/8-90/057F, 2002.
8. US Environmental protection Agency (US EPA), *A comprehensive analysis of Biodiesel impact on exhaust emissions, Section VI: Biodiesel effects on gaseous toxics*. EPA420-P-02-001, 2002.
9. Haynes, B. S.; Wagner, H. G., Soot formation. *Progress in Energy Combustion Science* **7**, pp. 229-273, 1981.
10. Lapuerta, M.; Ballesteros, R.; Martos, F.J., A method to determine the fractal dimension of Diesel soot agglomerates. *Journal of Colloid and Interface Science* **303**(1), pp. 149-158, 2006.
11. Hiroyasu, H.; Kadota, T., Models for combustion and formation of nitric oxide and soot in direct injection Diesel engines. *SAE Paper 760129*, 1976.
12. Smith, G.W., Kinetic aspects of Diesel soot coagulations. *SAE Paper 820466*, 1982.
13. The Coordinating Research Council (Southwest Research Institute, United States), *2007 Diesel Particulate Measurement Research*. SwRI Project No. 03.10415, 2005.

Capítulo 16

Requerimientos y formación de la mezcla en MEP

F. V. Tinaut

A. Horrillo

16.1	Introducción. Tipos de requerimientos de la mezcla en MEP.....	446
16.2	Requerimientos cuantitativos de la mezcla aire-combustible	447
16.2.1	Efecto de la relación aire-combustible sobre la potencia y el rendimiento	447
16.2.2	Justificación de las curvas de p_{me} y g_{ef} al variar el dosado.....	450
16.2.3	Requerimientos de dosado en función del grado de carga del motor.....	453
16.2.4	Requerimientos de dosado en las distintas condiciones de motor	454
16.3	Requerimientos de dosado en función de las variables operativas del motor.....	457
16.4	Carburadores.....	460
16.5	Sistemas de inyección.....	471
16.5.1	Características generales de los sistemas de inyección.....	471
16.5.2	Clasificación de los sistemas de inyección	473
16.5.3	Elementos de los sistemas de inyección indirecta	479
16.6	Inyección directa de gasolina	485
16.6.1	Concepto	485
16.6.2	Funcionamiento de un sistema de inyección directa.....	488
16.7	Formación de la mezcla con combustibles gaseosos	492
16.7.1	Poder calorífico de una mezcla aire-combustible	492
16.7.2	Dispositivos para la formación de la mezcla con combustibles gaseosos	493
16.8	Resumen	496
	Referencias y bibliografía.....	497

16.1 Introducción. Tipos de requerimientos de la mezcla en MEP

El objetivo de esta lección es mostrar cuáles son los requerimientos de la mezcla en MEP en función de las condiciones de funcionamiento del motor. A partir del conocimiento de esos requerimientos se describen los dispositivos para la formación de la mezcla que deben satisfacer dichos requerimientos, en las diversas condiciones operativas del motor. La descripción de estos sistemas de formación de la mezcla incluyen los dispositivos tanto para combustibles líquidos como para los gaseosos.

Como en todos los motores, cuando se trata de modificar la potencia de un motor hay que cambiar la cantidad de combustible que se introduce, lo que se conoce como regulación de la carga. Como se vio en el Capítulo 2, en los motores de encendido provocado (MEP) con mezcla homogénea la regulación de la carga es de tipo cuantitativo, es decir, se modifica la cantidad de aire que se admite al motor, mediante la regulación de la posición de una válvula de mariposa accionada por el mando del acelerador. Simultáneamente, el sistema de formación de la mezcla debe determinar la cantidad de combustible que se debe introducir en el motor. Esta determinación se realiza a partir de los denominados requerimientos de la mezcla, formados por un conjunto de especificaciones de la relación aire-combustible (dosado) que el motor requiere en cada condición de funcionamiento. Por comparación, en los MEC la regulación de la carga es de tipo cualitativo, actuándose sólo sobre la cantidad de combustible inyectado.

En la mayor parte de los MEP la combustión se realiza en el seno de una mezcla homogénea y como se ha dicho la regulación de la carga del motor se realiza variando la cantidad total de mezcla admitida. Esto último se consigue introduciendo pérdidas de carga en el conducto de admisión, lo que dificulta el paso del aire aspirado durante el tiempo disponible para el proceso de admisión. En los MEP de inyección directa, dependiendo del punto de funcionamiento, la mezcla puede ser homogénea o estratificada; en este segundo caso, la regulación es cualitativa (semejante a un MEC). Los dosados aire-combustible en los MEP tienen unos límites mucho más estrictos que en el caso de los MEC, ya que vienen determinados por los límites de estabilidad de la llama entre los que puede progresar el proceso de combustión. Estos límites de estabilidad de llama se encuentran el inferior en la zona de dosados relativos menores que uno, y el superior en la zona de dosados relativos mayores que uno; estando el límite superior mucho más alejado de las condiciones estequiométricas que el límite inferior.

En los MEP, los requerimientos de la mezcla comprenden varios aspectos. Así, en general [1], la mezcla aire-combustible debe ser gaseosa (formada por un mezcla de aire y combustible gaseoso o en fase vapor), homogénea en el momento de la combustión, con la mayor densidad (máximo poder calorífico por unidad de volumen), con un dosado al menos dentro de los límites de inflamabilidad, y más propiamente con el dosado correspondiente a las condiciones deseadas (mínimo consumo, máxima potencia, estequiometría), disponible cuando se demande en los transitorios (por ejemplo en condiciones de aceleración), y con un reparto uniforme entre los cilindros. Adicionalmente puede ser necesario recircular gases de escape (EGR) en determinadas condiciones de funcionamiento [2].

Los sistemas de formación de la mezcla son aquellos encargados de suministrar la mezcla aire-combustible en las condiciones requeridas por el motor. Estos sistemas son de varios tipos, dependiendo de las características del combustible (líquido o gaseoso) y del nivel de calidad que se busca para la mezcla formada. Los sistemas de mayor calidad son los de inyección, que puede ser indirecta (en el colector de admisión) o directa en el cilindro, los cuales

permiten un control electrónico. Otros sistemas son de tipo mecánico, como los carburadores para combustible líquido (normalmente gasolina, mezclas de gasolina y alcoholes o éteres, y también GLP líquido) y los mezcladores para combustibles gaseosos.

16.2 Requerimientos cuantitativos de la mezcla aire-combustible

16.2.1 Efecto de la relación aire-combustible sobre la potencia y el rendimiento

En el Capítulo 4 se ha visto un análisis detallado de los ciclos ideales de los motores. En particular se han obtenido expresiones para la presión media indicada (Ec. 4.10) y el rendimiento (Ec. 4.11). Estas dos magnitudes dependen de variables como la relación de compresión, la relación aire-combustible, la relación de calores específicos de la mezcla aire-combustible, la tasa de residuales o la proporción de residuales, además de los rendimientos correspondientes a las pérdidas en la combustión y por transmisión de calor.

Si a partir de dichas expresiones para un ciclo ideal se calcula la presión media indicada (pmi) y el consumo específico indicado de combustible (g_f) de un motor (inversamente proporcional al rendimiento), usando la relación de compresión como parámetro, se obtienen las tendencias de la Figura 16.1 cuando varía el dosado relativo.

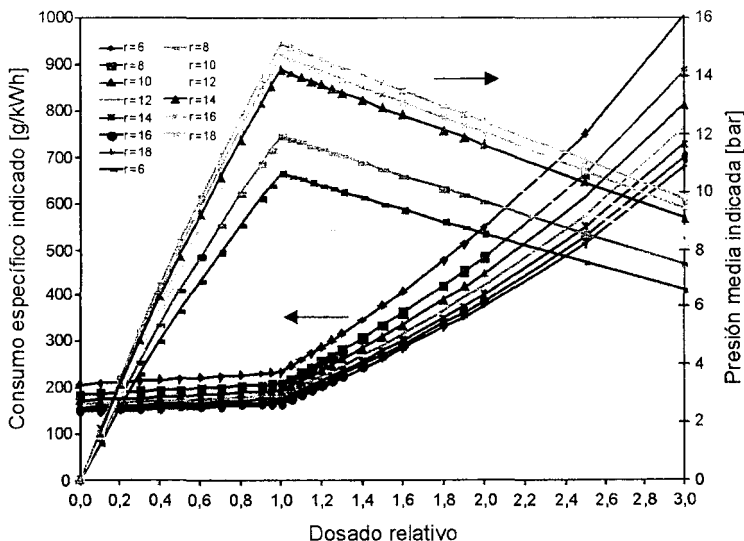


Figura 16.1 Dependencia de la presión media indicada y del consumo específico indicado con el dosado y la relación de compresión en un ciclo idea de combustión a $v=cte$.

Como puede observarse, en el comportamiento obtenido directamente del análisis de los ciclos teóricos, se distingue claramente la región de mezclas pobres (dosados $F_r < 1$) de la de mezclas ricas (dosados $F_r > 1$). En la primera la pmi se reduce rápidamente desde el valor máximo hasta el valor cero, mientras que en la segunda la disminución de pmi es mucho menos acusada. En general, un aumento de la relación de compresión supone un aumento de la presión media indicada.

Algo similar puede expresarse respecto al consumo indicado (se podría razonar de forma inversa para el rendimiento indicado). En la zona de mezcla pobre, el consumo indicado tiene tendencia a reducirse, lo que se explica por el aumento del valor de la relación de calores específicos a medida que se empobrece la mezcla. En la zona de mezclas ricas el consumo indicado aumenta por dos razones: reducción de la relación de calores específicos en las mezclas progresivamente más ricas en primer lugar, y en segundo lugar y más importante cuantitativamente, debido a que la energía de las cantidades adicionales de combustible por encima de la estequiométrica no se puede aprovechar como energía en el motor.

Si calculásemos de forma teórica a partir de las tendencias anteriores las variables efectivas del motor, esto es, la presión media efectiva (p_{me}) y el consumo específico efectivo de combustible (g_{ef}), en condiciones constantes de régimen de giro (n) y posición de la mariposa de gases (grado de admisión, Φ), así como avance al encendido (α_0) y el resto de variables operativas, las tendencias teóricas calculadas serían totalmente análogas, si bien con valores de p_{me} menores que la p_{mi} en la cuantía de las pérdidas mecánicas (Capítulo 7) y valores de g_{ef} mayores, pero manteniendo teóricamente las posiciones de los correspondientes máximo y mínimo en el dosado estequiométrico.

Sin embargo, si se realiza un ensayo sobre un motor real en el que se mantienen constantes la posición de la mariposa Φ y el régimen, variándose el dosado relativo F_r , dentro de los límites que imponga la estabilidad de la combustión y recogiendo los valores de p_{me} para cada uno de los valores de F_r , se obtiene la curva de la Figura 16.2.

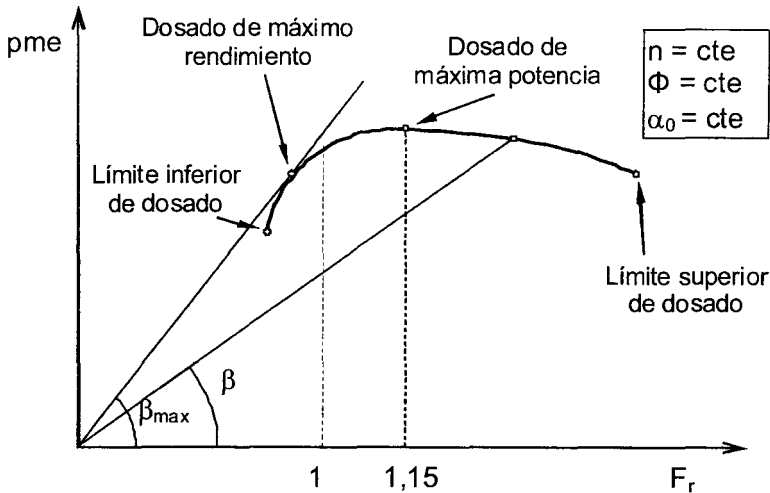


Figura 16.2 Variación de la presión media efectiva con el dosado a régimen, grado de admisión y avance de encendido constantes.

En esta curva destacan cuatro puntos característicos:

- Límite inferior de dosado: Punto que se corresponde con el dosado relativo por debajo del cual la combustión no es estable (del orden de 0,6 para gasolina).

- Límite superior de dosado: Punto que se corresponde con el dosado relativo por encima del cual la combustión no es estable (del orden de 1,6 para gasolina).
- Dosado de máxima potencia: Punto en el que la pme es máxima.
- Dosado de máximo rendimiento o mínimo consumo: Este es el punto en que el consumo específico efectivo g_{ef} se hace mínimo.

Este último punto se corresponde con aquél en el que se hace máxima la pendiente ($\tan \beta$) de la recta que parte del origen y pasa por la curva pme- F_r . De la curva pme- F_r se puede obtener la curva g_{ef} - F_r , ya que se puede ver que:

$$\tan \beta = \frac{pme}{F_r} = \frac{N_e}{i n V_T F_r} = \frac{\dot{m}_f PCI \eta_e}{i n V_T F_r} \quad (16.1)$$

A su vez

$$\dot{m}_f = F_e F_r \dot{m}_a = F_e F_r i n V_T \rho_{ia} \eta_v \quad (16.2)$$

Por lo que

$$\tan \beta = F_e \rho_{ia} \eta_v PCI \eta_e \quad (16.3)$$

Teniendo en cuenta la definición de consumo específico efectivo:

$$g_{ef} = \frac{\dot{m}_f}{N_e} = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_f \eta_e PCI} = \frac{1}{\eta_e PCI} \Rightarrow \tan \beta = \frac{F_e \rho_{ia} \eta_v}{g_{ef}} \quad (16.4)$$

y dado que para unas condiciones dadas de régimen y grado de carga y con un mismo combustible el rendimiento volumétrico η_v es constante, resulta que

$$\tan \beta = \frac{cte}{g_{ef}} \quad (16.5)$$

Por ello, a partir de la información de la curva de la pme frente a F_r se puede obtener el consumo específico efectivo, tal como se representa en la Figura 16.3. Este valor se podría representar directamente a partir de la información de los ensayos, pero es importante destacar la relación existente entre el consumo específico y la presión media efectiva.

Se entiende por grado de carga α para un régimen determinado la relación entre la pme que se obtiene para una determinada posición de la mariposa, y la pme_{max} que se obtiene en condiciones de plena admisión (mariposa totalmente abierta):

$$\alpha = \frac{pme}{pme_{max}} \quad (16.6)$$

Para realizar los ensayos es más conveniente considerar el grado de admisión Φ , como posición de apertura parcial de la mariposa respecto a la máxima admisión. Las curvas de pme y g_{ef} variando el dosado para diversos grados de admisión se muestran en la Figura 16.4. En dichas curvas puede verse que:

- Los dosados de máxima potencia se mantienen apreciablemente invariables al cambiar el grado de admisión, en un dosado ligeramente rico próximo a 1,15.

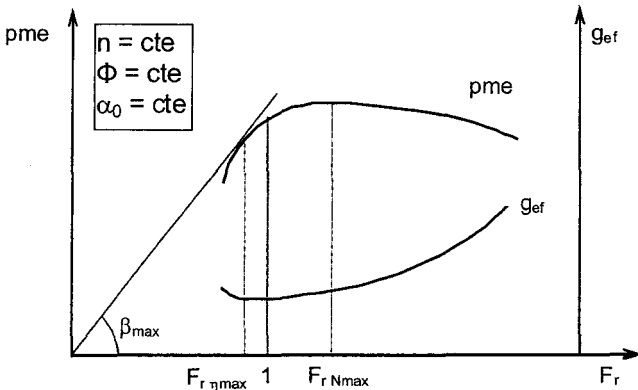


Figura 16.3 Variación de la presión media efectiva con el dosado a régimen, grado de admisión y avance de encendido constantes, y curva de gancho asociada.

- Los dosados de mínimo consumo se dan para valores de dosado correspondientes a mezclas pobres, siendo tanto más cercano su dosado al estequiométrico cuanto menor es el grado de admisión.
- El rango de dosados en los que la combustión progresa de manera estable se reduce al bajar el grado de admisión, acercándose el dosado límite inferior al de mínimo consumo.

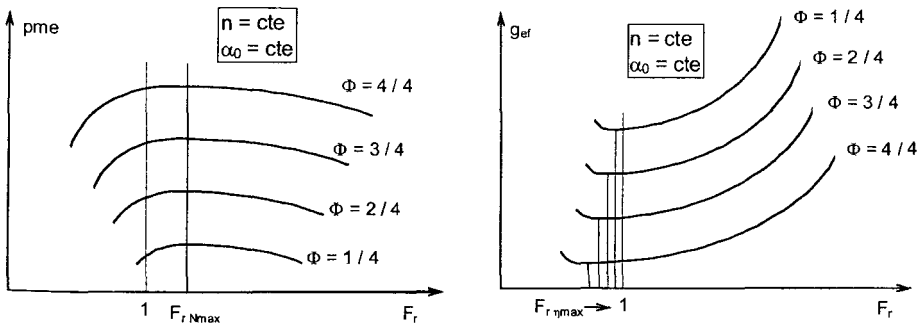


Figura 16.4 Curvas de p_{me} en función del dosado variando el grado de admisión, para régimen y avance de encendido constantes.

16.2.2 Justificación de las curvas de p_{me} y g_{ef} al variar el dosado

Las curvas de p_{me} en función del dosado a las que nos hemos referido hasta el momento, se obtienen mediante ensayos en motor y las curvas g_{ef} son como hemos visto consecuencia inmediata de las anteriores, aunque también podrían determinarse en los mismos ensayos. En cualquier caso, resulta interesante justificar los comportamientos encontrados.

Justificación de las curvas de pme al variar el dosado y el grado de admisión

Sabemos que la pme se puede expresar como:

$$pme = \frac{N_e}{\frac{n}{2} V_T} = F_e F_r PCI \rho_{ia} \eta_v \eta_e \quad (16.7)$$

donde se ha hecho uso de la definición de rendimiento volumétrico. En la expresión hallada, los rendimientos se pueden expresar por sus dependencias de primer orden del régimen de giro, del grado de admisión y del dosado como:

$$\begin{aligned} \eta_v &= \eta_v(n, \Phi) \\ \eta_e &= \eta_e(F, \Phi) \end{aligned} \quad (16.8)$$

Si suponemos fijo el número de revoluciones del motor, de estas relaciones se deduce lo siguiente:

- Al variar el grado de admisión del motor, la pme varía proporcionalmente de la misma forma que lo hace el rendimiento volumétrico, si se consideran como de segundo orden las variaciones del rendimiento efectivo con el grado de admisión.
- Para un régimen de giro n y un grado de admisión Φ constantes, la dependencia de la pme con respecto al dosado depende esencialmente del valor del producto dosado-rendimiento efectivo, producto que alcanza un máximo para valores de F_r en torno a 1,15 que corresponde a las máximas temperaturas alcanzadas en el proceso de combustión.
- Con un grado de admisión determinado, los valores del dosado superiores al de máxima potencia conducen a disminuciones del rendimiento efectivo debidas fundamentalmente a aumentos de los residuales y las disminuciones de la temperatura de llama. El producto dosado-rendimiento efectivo presenta una tendencia ligeramente decreciente, hasta un valor del dosado en el que la mezcla es tan rica que la llama no se propaga.
- Con un grado de admisión determinado, para valores del dosado inferiores al de máxima potencia, el valor de la pme disminuye rápidamente por la disminución simultánea del dosado y del rendimiento efectivo hasta un valor del dosado en el que la mezcla es tan pobre que la llama no se propaga.
- Para distintos valores del grado de admisión, el dosado límite de propagación de la llama en las mezclas pobres es tanto mayor cuanto menor sea el grado de admisión, lo cual puede explicarse por el hecho de que al disminuir el grado de admisión disminuyen la densidad y la intensidad de la turbulencia en el interior del cilindro, y aumentan los residuales, dificultándose por ello la propagación de la llama.
- Si el avance al encendido no se mantiene constante sino que se modifica para cada valor del dosado para obtener la máxima pme obtenible, las disminuciones de pme no son tan acusadas, ya que el aumento de rendimiento efectivo conseguido al proceder de esa forma, compensa parcialmente la pérdida de rendimiento asociada a que el dosado no sea el de máxima potencia.

Justificación de las curvas de g_{cf} al variar el dosado y el grado de admisión

Para la justificación de las curvas del consumo específico, se considerará la dependencia del rendimiento efectivo con respecto al rendimiento indicado y al rendimiento mecánico. Recordando la expresión del consumo específico:

$$g_{ef} = \frac{1}{PCI\eta_e} \quad (16.9)$$

Y por otro lado

$$\eta_e = \eta_i \eta_m \quad (16.10)$$

$$\eta_m = \frac{pme}{pmi} = 1 - \frac{pmpm}{pmi} \quad (16.11)$$

$$pmi = F_e F_r PCI \rho_{ia} \eta_s \eta_i \quad (16.12)$$

- Siendo el régimen de giro constante, para un grado de admisión determinado, al variar el dosado existe un mínimo del consumo efectivo que se corresponde con un máximo del rendimiento efectivo. En las condiciones supuestas este máximo coincide con el máximo del rendimiento indicado, máximo que se alcanza para unas condiciones idóneas de velocidad de propagación de la llama (pérdidas de tiempo), combustión completa y pérdidas de calor.

Recordemos que la disminución del dosado implica un aumento del valor de la relación de calores específicos γ , y un aumento del rendimiento del ciclo teórico. Este aumento puede llegar a ser compensado en la zona de dosados pobres por el creciente valor de las pérdidas de tiempo asociadas a velocidades de propagación de la llama menores.

- Al disminuir el grado de admisión, el consumo efectivo de combustible crece en relación al de la plena admisión por una disminución del rendimiento efectivo debida a dos razones:
 - El rendimiento indicado disminuye, efecto debido en gran parte al aumento de la fracción de residuales que origina una disminución de la velocidad de propagación de la llama y el consiguiente aumento de las pérdidas de tiempo.
 - El rendimiento mecánico también disminuye, ya que aunque las pérdidas mecánicas se mantuvieran constantes, al disminuir la pmi, son proporcionalmente más importantes. Las pérdidas mecánicas pueden incluso aumentar por el incremento de las pérdidas de bombeo al disminuir el grado de admisión.
- Si el avance al encendido se modifica en cada punto de funcionamiento para obtener la mayor pme obtenible, el consumo efectivo de combustible presenta una variación menos acusada al variar el dosado, ya que en definitiva se está optimizando el valor del rendimiento efectivo en cada punto.

Para garantizar que las condiciones correspondientes a cada uno de los grados de admisión parciales sean repetitivas, frecuentemente se emplean diafragmas calibrados en lugar de actuar sobre la mariposa de los gases.

Por último, se puede indicar que una alternativa a la obtención de las curvas de pme y g_{ef} al variar el dosado tal como se han presentado (con grado de admisión constante y régimen constante) es obtener una curvas semejantes pero actuando sobre el grado de admisión para que la pme sea constante. Esto supone aumentar el grado de admisión cuando el dosado se empobrece o se enriquece respecto al de máxima potencia. Dado que la pme que se obtiene es un valor constante para cada grado de admisión nominal (como se ha dicho éste tiene que aumentarse ligeramente al variar el dosado), carece de interés su representación. Por su parte, las curvas de g_{ef} obtenidas resultarían muy similares a las presentadas.

16.2.3 Requerimientos de dosado en función del grado de carga del motor

Si se representa el consumo específico efectivo frente a la presión media efectiva cuando varía el dosado desde el límite inferior hasta el superior, se obtienen las denominadas curvas de gancho. Cada curva de gancho posee la información de las curvas $p_{me} - F_r$ y $g_{ef} - F_r$, distinguiéndose los puntos característicos ya vistos (Figura 16.5), donde el parámetro que varía a lo largo de la curva es el dosado relativo.

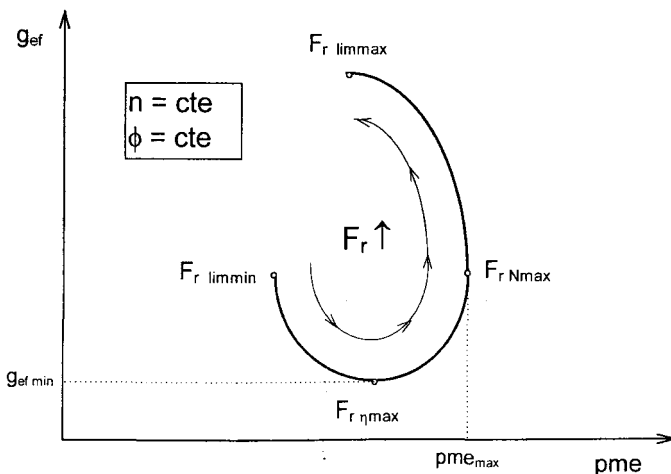


Figura 16.5 Curva de gancho para un régimen de giro y un grado de admisión.

Las curvas de gancho para distintos grados de admisión aparecen representadas en la parte izquierda de la Figura 16.6. Es posible trazar la envolvente de estas curvas, que aparece en trazo grueso en dicha figura, mientras que a trazos aparece la línea que une los puntos de mínimo consumo para cada curva de gancho. Puede verse que una determinada p_{me} (línea vertical en la figura) se puede conseguir con un cierto grado de admisión (por ejemplo $\Phi=2/4$) con un consumo que es el mínimo para dicho grado de admisión o bien con un consumo menor dado por la curva envolvente para un grado de admisión ligeramente mayor (curva de gancho ligeramente a la derecha de la de $\Phi=2/4$). Esta conclusión es importante porque da lugar a estrategias en los sistemas de inyección que promueven mayores grados de admisión.

Realizando esta operación para distintos regímenes de giro, y representando el valor del dosado relativo obtenido de la envolvente en función de la p_{me} , se obtiene el gráfico representado en la parte derecha de la Figura 16.6.

La relación entre el dosado y la p_{me} para cada régimen de giro de dicha figura tiene las siguientes características: Los valores de dosado son parecidos al de máximo rendimiento de cada condición operativa, tanto más cuanto mayor es el grado de admisión. A plena carga, $\Phi=4/4$, tras sobrepasarse el dosado de máximo rendimiento, cuando sigue aumentando la presión media efectiva, la envolvente continúa alcanzándose las condiciones de máxima potencia. Conforme menor es el grado de carga, los dosados más se acercan al dosado correspondiente al límite inferior de estabilidad.

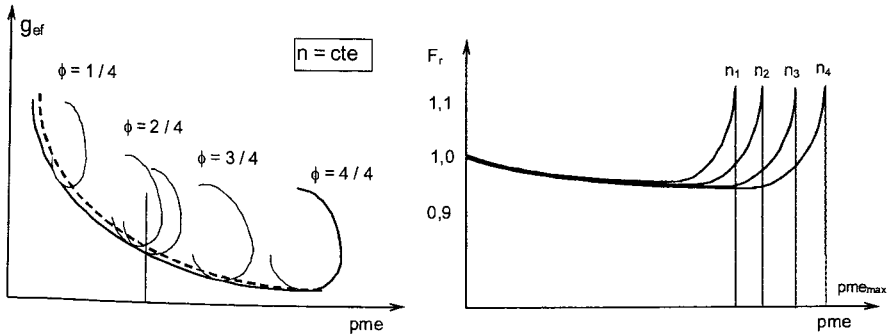


Figura 16.6 Envolvente de las curvas de gancho para distintos grados de admisión a régimen constante y curva de dosado frente a p_{me} para diversos regímenes de giro.

16.2.4 Requerimientos de dosado en las distintas condiciones de motor

Dentro de las condiciones habituales de funcionamiento del motor, se pueden considerar en primer lugar las condiciones estacionarias, aquellas en las que el grado de carga y el régimen de giro del motor, así como todas las demás condiciones operativas del mismo, son las nominales y permanecen constantes. En estas condiciones estacionarias, hay dos consignas muy importantes para los requerimientos de la mezcla en MEP: mínimo consumo y condiciones estequiométricas. La condición de mínimo consumo o de máximo rendimiento efectivo es habitual en motores estacionarios, normalmente trabajando con combustibles gaseosos. En automoción, la necesidad de utilizar catalizadores multifuncionales de escape para satisfacer las normas de emisiones contaminantes ha hecho que esta condición de funcionamiento sea sustituida por la de mezcla estequiométrica, penalizando ligeramente el consumo de combustible. También desde el punto de vista de control de emisiones, aparecen nuevas condiciones relativas a la recirculación de gases de escape hacia la admisión (EGR) con la finalidad de reducir las emisiones de NO_x .

A partir de la información sobre el comportamiento del motor obtenida en el apartado anterior se pueden establecer los requerimientos cuantitativos de la mezcla. Para ello, las curvas de la parte derecha de la Figura 16.6 pueden refundirse en una única curva si en el eje de abscisas se coloca el grado de carga definido como la relación entre la p_{me} y la p_{me} a plena carga para cada valor del régimen de giro (Figura 16.7).

Así, el valor del dosado de mínimo consumo frente al grado de carga adopta una forma típica de bañera. En sistemas sencillos de formación de la mezcla como son los carburadores, en la práctica se adoptan para el dosado valores ligeramente mayores que el de mínimo consumo, para compensar efectos como desviaciones en el punto de encendido óptimo, aumentos puntuales de las pérdidas mecánicas, reducción de la presión de admisión por ensuciamiento del filtro, aumento de la contrapresión de escape, reducción de la presión atmosférica por altitud elevada del motor, así como posibles dispersiones entre cilindros cuando hay un único sistema de formación de la mezcla.

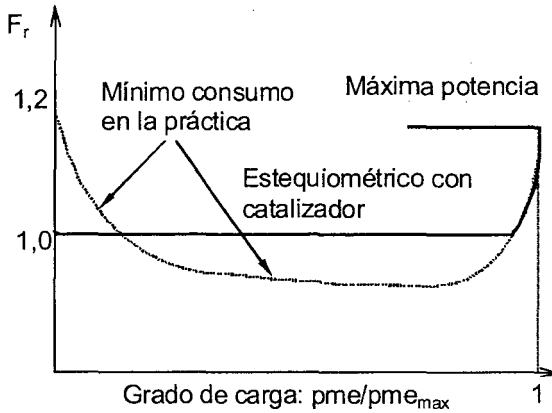


Figura 16.7 Requerimientos de dosado de un motor con diversos condicionantes.

Si por el contrario se emplea un sistema de inyección para garantizar el buen funcionamiento del catalizador de escape, el dosado debe ser estequiométrico en todos los grados de carga (salvo a muy bajos grados de carga y a plena potencia). El sistema de inyección tiene en cuenta las diversas condiciones indicadas para corregir dentro de ciertos límites la cantidad de combustible que proporciona un dosado de funcionamiento estable del motor.

Con uno u otro sistema de formación de mezcla, el dosado de máxima potencia se alcanza para el grado de carga máximo, si bien en condiciones de aceleración (ver más adelante) se puede alcanzar también de forma transitoria.

Analizando las condiciones transitorias, éstas corresponden al arranque en frío, la aceleración (aumento del grado de carga) y deceleración. Cada una de ellas se traduce en requerimientos específicos, que suponen abandonar las condiciones de máximo rendimiento o de estequiometría. Así, el arranque y el funcionamiento en frío requieren una cantidad adicional de combustible. Esto se puede generalizar a otras condiciones operativas alejadas de las nominales (punto de encendido por ejemplo). Para compensar una menor tendencia a que el combustible líquido se evapore en condiciones de bajas temperaturas, hay que aportar mayor cantidad para conseguir que en los cilindros se consiga una mezcla de aire y combustible evaporado (o gaseoso) con un dosado dentro de los límites de inflamabilidad. Durante el calentamiento, el dosado suministrado debe irse reduciendo conforme la temperatura del motor va aumentando.

Esta situación de arranque en frío se agrava en caso de combustibles líquidos con baja tendencia a evaporarse (puntos de ebullición altos). Otro tipo de dificultad aparece en caso de combustibles volátiles pero con gran entalpía de vaporización (alcoholes, por ejemplo) y también con combustibles gaseosos que se almacenan a bordo del vehículo en forma líquida (GLP). En estos casos, debido a que no existe energía térmica que pueda aportarse para la evaporación, a veces se opta por arrancar el motor con gasolina, cambiando más o menos automáticamente al combustible alternativo (alcohol, GLP) a medida que el motor se calienta.

Para la aceleración, la consigna de dosado corresponde al de máxima potencia (mayor que el estequiométrico), con el posible efecto negativo de una mayor emisión de contaminantes gaseosos. En caso de no existir sistemas de tratamiento de gases de escape, el dosado mayor

que la unidad produce emisiones de CO y HC (ver capítulo 15). Si existen sistemas multifuncionales de tratamiento de gases, dado que estos son más eficientes para dosado estequiométrico, en ocasiones hay que prever soluciones específicas para mantener una cierta eficiencia de conversión con la mezcla temporalmente rica.

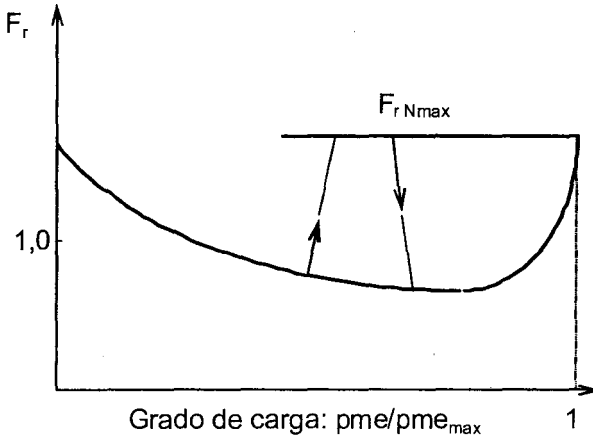


Figura 16.8 Condiciones de dosado correspondientes a una aceleración temporal de motor.

Finalmente la condición de deceleración puede resolverse de manera sencilla en muchos sistemas que inyectan el combustible cerca o dentro del cilindro (ver apartado de los sistemas de inyección) simplemente reduciendo e incluso eliminando el aporte de combustible. Este aporte de combustible se recupera hasta las condiciones habituales cuando se alcanza el grado de carga deseado o para evitar que el motor se pare cuando funciona al ralentí.

En motores con un carburador o un sistema de inyección monopunto (ver apartados posteriores) que aporta el combustible al inicio del colector de admisión, sucede que se establece en el interior del colector de admisión una película de combustible líquido que está en equilibrio con el combustible evaporado presente en la mezcla del colector. Dicho equilibrio depende de la volatilidad del combustible y de las condiciones de temperatura y presión. Esta película de combustible es también sensible a la inclinación respecto a la horizontal del motor. Al cerrarse la mariposa de los gases con el motor a regímenes altos, se produce una reducción de la presión en el colector que tiende a evaporar el combustible depositado, ocasionando como consecuencia un enriquecimiento de la mezcla en condiciones en las que se pretende lo contrario. Para evitar esta situación de enriquecimiento de la mezcla que ocasiona emisiones indeseadas, incluso con catalizador, se actúa de manera que la mariposa de los gases se cierre de forma más lenta, para reducir de forma paulatina la cantidad de aire y combustible admitido, si bien trayendo como consecuencia negativa la menor capacidad de deceleración en el motor que esto ocasiona. En general, el efecto de los transitorios será tanto menor cuanto más cerca de los cilindros se forme la mezcla aire-combustible (menor superficie de conducto mojada con combustible líquido).

16.3 Requerimientos de dosado en función de las variables operativas del motor

En los apartados anteriores se han expuesto los requerimientos del motor en relación con la mezcla aire-combustible en las diversas condiciones operativas. Estos requerimientos se han representado gráficamente en las figuras 16.6 (derecha), 16.7 y 16.8. Para ver cómo se trasladan estos requerimientos de la mezcla al sistema que debe garantizar su formación y suministro en las diversas condiciones operativas, conviene expresar la relación entre el dosado y la pme para cada régimen de giro en las diversas condiciones operativas de forma general como:

$$F_r = f(\text{pme}, n, \text{condiciones operativas}) \quad (16.13)$$

Sin embargo, desde un punto de vista real, resulta difícil medir la presión media efectiva del motor para hacer actuar el sistema de formación de la mezcla. Además, en muchos dispositivos puramente mecánicos como los carburadores, el régimen de giro no es una variable medible o que sirva para actuar directamente sobre el dosado. Por ello, incluso para dispositivos electrónicos de formación de la mezcla, es más conveniente considerar en vez de la pme, el gasto de aire admitido al motor \dot{m}_a . Puesto que la pme se puede expresar para un motor de 4T y de una forma análoga para uno de 2T, como:

$$\text{pme} = \frac{\dot{m}_a F_r F_e H_c \eta_e}{\frac{n}{2} V_T} \quad (16.14)$$

se puede deducir que \dot{m}_a depende del resto de las variables de la ecuación (16.14). Teniendo en cuenta que para un motor dado la pme depende del régimen de giro, del dosado relativo y del grado de admisión, y que a su vez el rendimiento efectivo es también función de las mismas variables (a través de las pérdidas asociadas a la combustión, la transmisión de calor y las pérdidas mecánicas), finalmente el gasto de aire se puede expresar conceptualmente como:

$$\dot{m}_a = f(n, F_r, \Phi) \quad (16.15)$$

Es decir, volviendo a la ecuación (16.13), para cada motor debe existir una relación entre el dosado requerido por el mismo, el gasto de aire, el régimen de giro y el grado de admisión:

$$F_r = f(\dot{m}_a, n, \Phi) \quad (16.16)$$

Esta relación se ha representado en la Figura 16.9. Adicionalmente, se indica en la misma la *curva de utilización* que se justifica más adelante.

La medida directa del gasto de aire se utiliza en algunos sistemas de inyección en los que

$$F_r = f(\dot{m}_a, n) \quad (16.17)$$

y adicionalmente se corrige para tener en cuenta el grado de admisión (ver apartados posteriores de este capítulo).

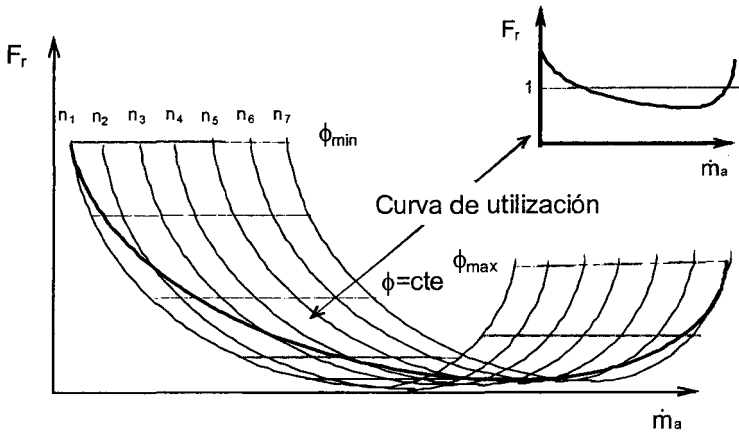


Figura 16.9 Requerimientos de dosado del motor en función del gasto de aire, el régimen de giro y el grado de admisión.

En otros sistemas resulta más conveniente medir la presión en el colector de admisión o también la depresión (diferencia entre la presión atmosférica y la presión en colector). Se puede ver que ambas están relacionadas con el gasto de aire y la posición de la mariposa. Para ello se considera la Figura 16.10, en la que aparecen las principales variables a considerar en el proceso de admisión y escape, teniendo en cuenta sus valores medios.

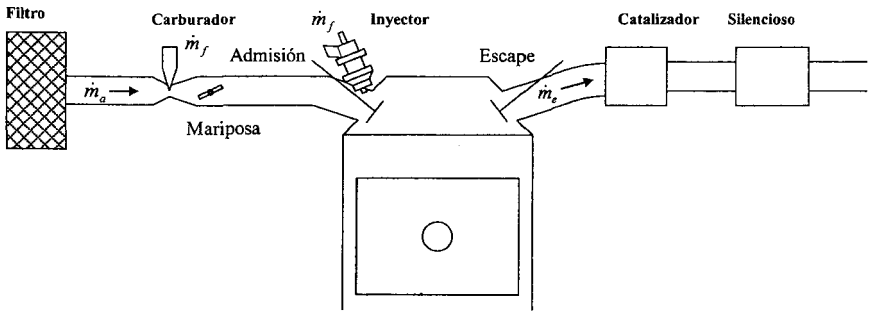


Figura 16.10 Configuración general de un motor, con los gastos medios de aire, combustible y gases de escape, así como la posición del carburador o alternativamente de los inyectores (inyección indirecta).

Con ello, la presión media en el colector de admisión es:

$$\bar{p}_{adm} = p_{atm} - K_a \dot{m}_a^2 - K(\Phi) \dot{m}_a^2 \tag{16.18}$$

siendo K_a y $K(\Phi)$ los coeficientes de pérdidas de fricción del colector y de la mariposa de admisión, dependiente de la posición angular de ésta. Así, la depresión en el colector (aguas abajo de la mariposa de gases) se puede expresar como:

$$\Delta p = p_{atm} - \bar{p}_{adm} = (K_a - K(\Phi))\dot{m}_a^2 \quad (16.19)$$

Como puede verse esta depresión es muy variable en función de la posición de la mariposa (que determina $K(\Phi)$) y del régimen de giro del motor (que determina \dot{m}_a , como se puede ver en [1]).

Análogamente, la contrapresión de escape es también función del gasto de escape (aire más combustible) y del coeficiente K_e de pérdidas en la línea de escape, incluyendo en su caso los dispositivos de tratamiento de los gases y el silencioso:

$$\bar{p}_{esc} = p_{atm} + K_e \dot{m}_e^2 \quad (16.20)$$

Recordando la dependencia del gasto de aire para un motor dado expresada a partir del rendimiento volumétrico en función de las presiones medias en el colector de admisión y de escape:

$$\dot{m}_a = \frac{n}{2} V_T \rho_{adm} \eta_v (n, \bar{p}_{adm}, \bar{p}_{esc}) \quad (16.21)$$

se llega finalmente a que el gasto de aire se puede estimar a través del régimen de giro y de la depresión, como efectos de primer orden, y del grado de admisión como de segundo orden:

$$\dot{m}_a = f(n, \Delta p, \Phi) \quad (16.22)$$

Con todo lo expuesto, el dosado requerido por el motor (expresión 16.16) se puede reescribir para expresarlo en función de la depresión, el régimen de giro y el grado de admisión:

$$F_r = f(\Delta p, n, \Phi, \text{condiciones operativas}) \quad (16.23)$$

o bien una expresión similar en función de la presión media en el colector de admisión.

La expresión (16.23) o sus alternativas en términos de presión en el colector, gasto de aire, etc. representa un mapa (mapa o cartografía de inyección) que establece los requerimientos de dosado en función de variables de funcionamiento del motor, con las correcciones adicionales en términos de las condiciones operativas (arranque en frío, calentamiento, aceleración, deceleración, altitud sobre el nivel de mar) del motor. Adicionalmente, en todos los casos es necesario medir directa o indirectamente el gasto de aire para, por medio de dicho mapa, calcular la cantidad de combustible que es necesario introducir en el motor.

Los sistemas de inyección electrónica son capaces de tener en cuenta dicho mapa de variables y condiciones operativas, actuando sobre los inyectores para aportar la cantidad prevista de combustible. En su caso, dichos sistemas consideran también un sistema de realimentación en bucle cerrado que corrige dicha cantidad prevista de combustible para tener en cuenta la dispersión entre los sistemas y también condiciones operativas en rangos distintos de los previstos.

En aquellos sistemas de formación de la mezcla de tipo mecánico en los que no se puede actuar con la señal del régimen de giro (p.e. carburadores) hay que elegir una curva de utilización $F_r = f(\dot{m}_a)$ o bien $F_r = f(\Delta p)$ (con alguna información adicional sobre si se está o no en condiciones de plena admisión) de entre las curvas correspondientes a los distintos regímenes y grados de carga. Dicha curva de utilización reproduce la manera más habitual de utilizar el motor, Figura 16.11.

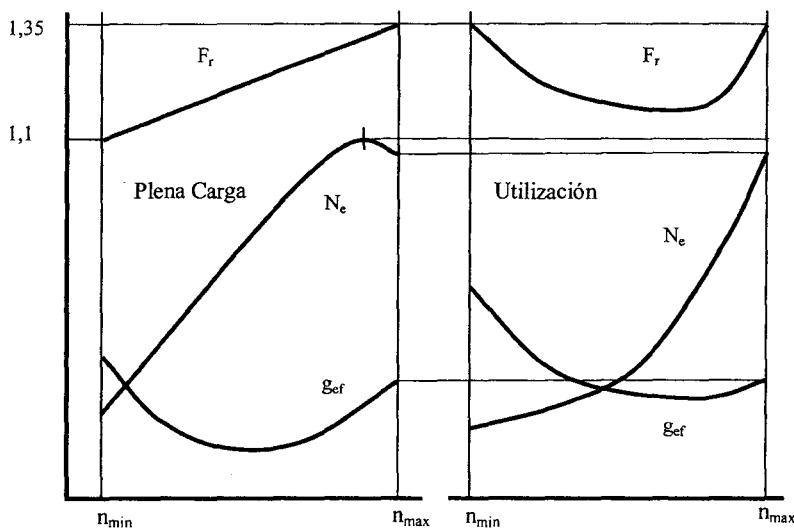


Figura 16.11 Condiciones de utilización comparadas con las de plena carga en un MEP.

Estas condiciones de utilización corresponden en general a grados de admisión pequeños a regímenes bajos, que son progresivamente mayores al aumentar el régimen de giro. Como puede verse en la Figura 16.9, en la mayor parte de las condiciones de funcionamiento un determinado gasto de aire se consigue con un régimen de giro menor y un grado de admisión mayor, que lleva asociado un dosado y un gasto de combustible menores. Al grado de admisión máximo, las condiciones de utilización coinciden con las de plena admisión.

16.4 Carburadores

Principio de funcionamiento del carburador elemental

El carburador es un dispositivo de tipo mecánico que dosifica el combustible líquido y lo mezcla con el aire de admisión al motor utilizando el efecto de depresión ocasionado por el caudal de aire cuando circula a través de un estrechamiento en la sección de paso (difusor o venturi). Los carburadores se utilizaron de forma generalizada en motores de automóvil hasta la introducción de la inyección electrónica. Los diseños para automoción incorporan diversos dispositivos para preparar la mezcla en las diversas condiciones operativas, estacionarias y transitorias. Su campo actual de utilización se restringe a motores pequeños, de dos o cuatro tiempos, en los que prima la sencillez o el coste frente a un control muy riguroso del dosado de la mezcla carburada.

El esquema básico de un carburador se presenta en la Figura 16.12. Como se ha indicado, la única variable operativa del motor que actúa en el carburador es la depresión generada por el caudal de aire que es aspirado por el motor, sin que se tenga en cuenta el régimen de giro del motor. Por ello, la referencia de requerimientos de dosado es la curva de utilización del motor de las figuras 16.9 y 16.11.

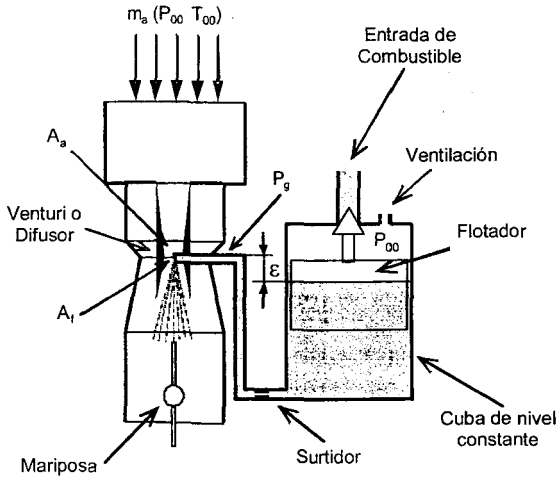


Figura 16.12 Configuración básica de un carburador elemental.

La mariposa del acelerador es el dispositivo que regula el flujo de aire, y en consecuencia de mezcla, que entra en los cilindros. Está situada aguas abajo del carburador, en el sentido del flujo admitido, provocando que en el colector de admisión la presión tome valores diferentes según su posición. El caudal de aire admitido atraviesa un difusor o venturi en el carburador. Al aumentar la velocidad del aire en el venturi se genera una depresión Δp_d (diferencia entre la presión atmosférica y la presión en el venturi) que es mayor que la que existe en el colector de admisión Δp cuando la válvula de mariposa está abierta. No obstante, entre una y otra puede haber importantes diferencias si la válvula de mariposa está cerrada completamente o en parte. Habitualmente existe un venturi más pequeño, concéntrico con el principal, que incrementa la depresión debida al caudal de aire, lo que es importante a bajos caudales de aire.

El carburador se completa con un depósito o cuba para el combustible líquido, en el que se mantiene un nivel constante gracias a la actuación de un flotador que interrumpe la entrada de combustible. La presión en la cuba coincide con la atmosférica. La depresión en el venturi actúa para aspirar el combustible y hacer que éste se introduzca en el eje del venturi, incorporándose al flujo de aire en forma de gotas, que viajan a lo largo del colector hasta los cilindros, a la vez que se evaporan. La depresión generada en el venturi ha de ser suficiente para que se salve la diferencia geométrica ϵ entre la salida del combustible y el nivel de la cuba, así como las pérdidas de carga del circuito hidráulico. El tamaño de las gotas de combustible formadas en el venturi es función de la depresión y en parte determina la calidad y homogeneidad de las mezclas en los sistemas carburados. Para soslayar la dispersión mecánica y obtener un valor estandarizado de las pérdidas hidráulicas en el circuito del combustible, se incluye un surtidor, paso calibrado o chicle, que concentra las pérdidas del circuito. La especificación del diámetro del surtidor permite adaptar el carburador a los requerimientos de un cierto motor.

El gasto de combustible \dot{m}_f se puede calcular aplicando la ecuación de Bernoulli, puesto que es un fluido incompresible:

$$\dot{m}_f = C_f A_f \sqrt{2\rho_f (\Delta p_d - \rho_f g \varepsilon)} \quad (16.24)$$

siendo C_f el coeficiente de descarga del surtidor (función esencialmente de su diámetro), A_f la sección de mismo, ρ_f la densidad del combustible, Δp_d la depresión en el difusor, g la aceleración de la gravedad y ε la diferencia geométrica de altura.

También es posible calcular el gasto de aire \dot{m}_a , si bien en este caso hay que considerar los efectos de compresibilidad del aire, resultando:

$$\dot{m}_a = C_a A_a \varphi_a \sqrt{2\rho_a \Delta p_d} \quad (16.25)$$

siendo C_a el coeficiente de descarga del venturi (≈ 1), A_a la sección del mismo, ρ_a la densidad del aire aguas arriba del venturi (a la presión p_{00}), $\Delta p_d = p_{00} - p_g$ la depresión en el venturi y φ_a el coeficiente de compresibilidad del aire, función de la relación entre la presión p_g en el venturi y la presión p_{00} aguas arriba, con valores próximos a la unidad para bajas depresiones y valores inferiores a 1 a medida que la depresión generada por el caudal de aire aumenta:

$$\varphi_a = \left[\frac{\gamma}{\gamma-1} \left[\left(\frac{p_g}{p_{00}} \right)^{2/\gamma} - \left(\frac{p_g}{p_{00}} \right)^{(\gamma+1)/\gamma} \right] \right]^{1/2} \left(1 - \frac{p_g}{p_{00}} \right)^{-1/2} \quad (16.26)$$

Las expresiones 16.24 y 16.25 se han representado en la Figura 16.13, donde se ve el efecto de considerar o no la compresibilidad del aire.

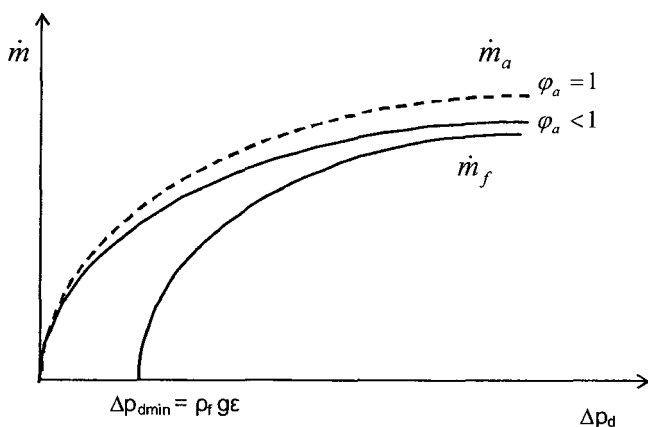


Figura 16.13 Gastos de aire (a trazos el valor sin efectos de compresibilidad) y de combustible en el carburador elemental.

Puede verse que el gasto de combustible es nulo hasta un cierto caudal de aire, correspondiente a la depresión que hace vencer la altura geométrica ε y luego aumenta rápidamente. Por su parte el gasto de aire crece desde el principio, si bien la reducción de gasto debido a los efectos de compresibilidad es más apreciable para caudales y depresiones elevadas. Cambian-

do los diámetros del venturi y del surtidor y la altura ϵ se modifican ligeramente las curvas, si bien cualitativamente se mantienen las tendencias.

Conocidos los flujos de aire y combustible es posible trazar la curva de dosado proporcionado por el carburador elemental en función del gasto de aire (Figura 16.14). Como se puede ver, la curva difiere substancialmente de la curva de requerimientos de la mezcla (curva de utilización), ya que: (a) el dosado es nulo hasta un cierto caudal de aire, (b) en la zona central de gastos de aire, el dosado proporcionado presenta una tendencia diferente del requerido, y (c) en la zona de altos caudales hay una tendencia a proporcionar dosados mayores de los requeridos. Adicionalmente, el carburador elemental no puede suministrar el dosado de máxima potencia o para acelerar. Por todo ello hay que utilizar circuitos y dispositivos adicionales que completan el diseño básico del carburador elemental.

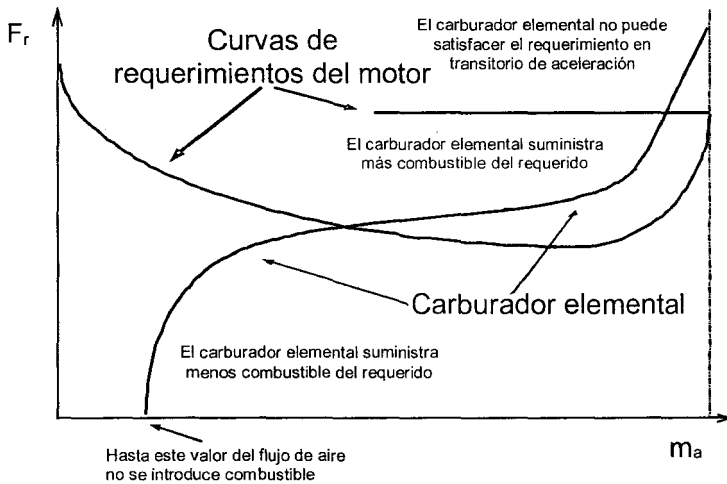


Figura 16.14 Comparación entre los requerimientos de dosado del motor y los valores proporcionados por un carburador elemental.

Surtidor en derivación y sistema de compensación

Para adaptar la tendencia de la curva de dosado en la zona de gastos de aire intermedios se puede actuar fundamentalmente sobre el combustible, reduciendo la cantidad del mismo en dicha zona. El principio del surtidor inundado, con una diferencia de altura ϵ negativa, satisface tal tendencia, pero no es una solución aplicable en la práctica. Por el contrario, es más conveniente mediante el principio del surtidor en derivación o circuito de compensación, que se ilustra en la Figura 16.15.

En su forma más sencilla, el surtidor en derivación consiste en incorporar un orificio de entrada de aire en el conducto de combustible que conduce a éste desde la cuba hasta el venturi del carburador. Como consecuencia de ello, la depresión efectiva que actúa sobre el combustible se ve reducida y el gasto de combustible no crece tanto para depresiones (o gastos de aire) elevados:

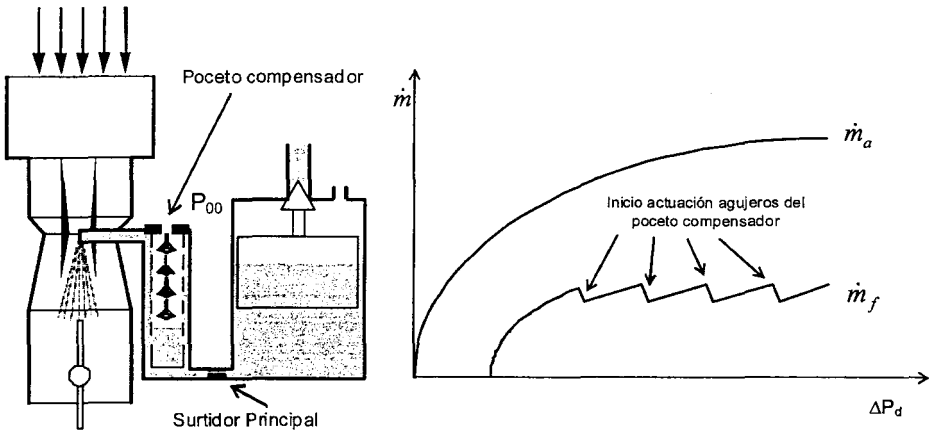


Figura 16.15 Carburador con surtidor en derivación como poceto de compensación y curvas de gasto de aire y de combustible.

$$\dot{m}_f = C_f A_f \sqrt{2\rho_f (\alpha \Delta p_d - \rho_f g \varepsilon)} \quad (16.27)$$

siendo α un coeficiente menor que la unidad que depende de la relación entre el diámetro del surtidor y el diámetro del orificio de entrada de aire. El coeficiente α también depende de la propia depresión, puesto que la creciente entrada de aire provoca que la sección del conducto ocupada por el combustible se reduzca, a la vez que se crea una emulsión de gotas de combustible y aire. Este último efecto es favorable para mejorar la calidad de la mezcla en términos de homogeneidad y tamaño de las gotas.

La realización práctica de un carburador en derivación incluye el denominado poceto de compensación, en el cual existe un orificio de entrada de aire, como en el surtidor en derivación simple, complementado con un conducto para el aire con varios orificios adicionales en el interior del pozo de compensación. El nivel de combustible en éste se va reduciendo a medida que la depresión es mayor, descubriendo progresivamente dichos orificios. Como consecuencia, el gasto de combustible se mantiene aproximadamente constante cuando la depresión (o el gasto de aire) tiene valores medios-altos, con el consiguiente efecto beneficioso sobre el dosado proporcionado por el carburador compensado. Para conseguir el dosado requerido por un determinado motor, se puede actuar sobre el diámetro del orificio de entrada de aire y sobre la profundidad y el diámetro de los orificios adicionales en el pozo de compensación.

Circuito del mínimo

Puesto que hasta un determinado flujo de aire la depresión en el difusor del carburador elemental no es suficiente como para extraer combustible (Figura 16.14), un motor no puede funcionar con un carburador elemental. Para subsanar este problema se utiliza un circuito adicional llamado circuito del mínimo o de ralenti.

Con el motor al ralenti, la mariposa de los gases está prácticamente cerrada, por lo que la depresión en el colector es elevada, pero es muy pequeña en el venturi del carburador. Por ello se coloca un conducto de combustible que comunica la cuba con el colector de admisión justo

por debajo de la mariposa. De esta forma la depresión del motor actúa directamente sobre el combustible. En este circuito de mínimo se incluye un surtidor o chicle de mínimo y existe una entrada de aire que contribuye a formar una emulsión de gotas de combustible, mejorando la calidad de la mezcla en esas condiciones. Además, existen los siguientes elementos (Figura 16.16):

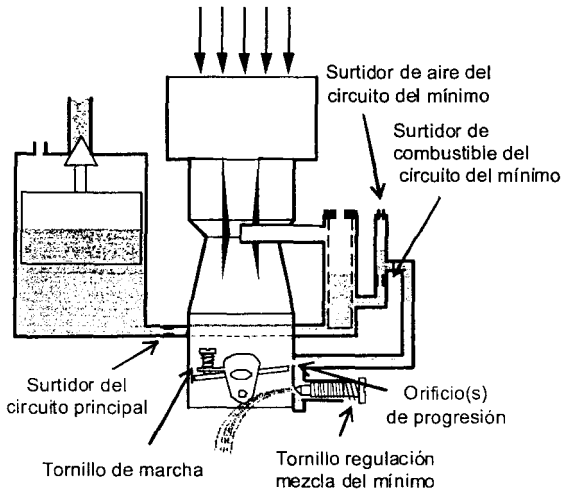


Figura 16.16 Esquema de funcionamiento del circuito de ralentí de un carburador.

- Tornillo de regulación de mezcla del mínimo, que regula la cantidad de combustible parcialmente mezclado con aire que pasa a través del orificio de mínimo.
- Tornillo de marcha, que fija la mínima apertura de la mariposa. Conjuntamente con el anterior determina la cantidad de mezcla y su dosado en condiciones de ralentí.
- Orificio de progresión. Estos orificios se sitúan justo por encima del borde la mariposa de los gases. Cuando ésta está cerrada entra aire por los mismos en el circuito de combustible evitando un enriquecimiento excesivo de la mezcla, lo que podría ocurrir tras un cierre rápido de la mariposa. Cuando la mariposa se abre ligeramente, la posición de estos orificios hace que el aire que pasa entre la mariposa y la pared del conducto genere una depresión que arrastra el combustible del circuito de mínimo, lo que no ocurre a través del orificio controlado por el tornillo de regulación, puesto que la depresión en esas circunstancias se reduce, tal como se ilustra en la Figura 16.17.

Circuito de sobrealimentación

A partir de un valor de \dot{m}_a la limitación de flujo de combustible ocasionada por el circuito compensador impide que se cumplan los requerimientos del motor. Por ello se introduce el circuito de sobrealimentación para aportar una cantidad adicional de combustible, enriqueciendo la mezcla.

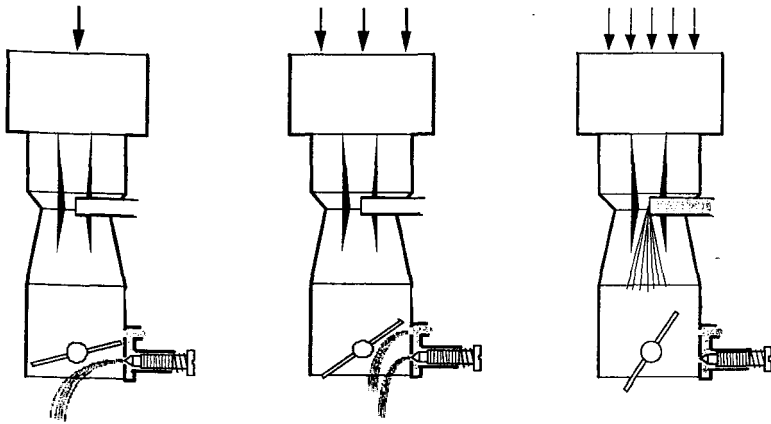


Figura 16.17 Entrada de combustible en condiciones de mariposa cerrada (orificio de ralenti), ligeramente abierta (orificio de ralenti y orificio de progresión) y abierta (circuito principal).

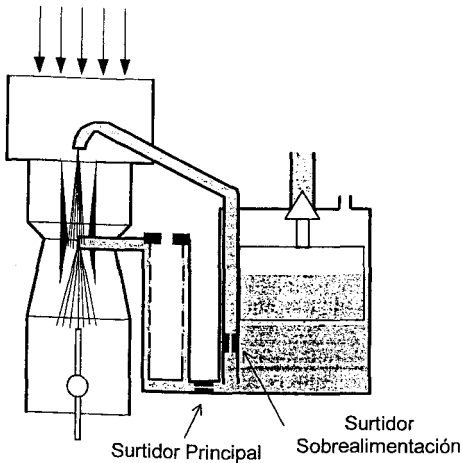


Figura 16.18 Esquema del circuito de sobrealimentación.

En la Figura 16.18 se ilustra un circuito de sobrealimentación que consiste simplemente en un conducto de combustible, con un surtidor específico, que se caracteriza por tener una diferencia de cotas importante entre la cuba y la salida al colector de admisión. De esta forma, sólo caudales elevados de aire generan la depresión suficiente (teniendo en cuenta que la mariposa estará prácticamente abierta en esas condiciones) para aspirar combustible.

Dispositivos para obtener el dosado de máxima potencia

A lo largo del colector de admisión se transmiten una serie de ondas de depresión que generan un efecto pulsatorio, el cual se ve favorecido cuanto menor es el número de cilindros que alimenta el carburador, a regímenes de giro reducidos y cuanto más abierta está la mariposa. Esta última característica hace que en algunos casos sea posible utilizar el efecto pulsatorio para obtener el dosado de máxima potencia.

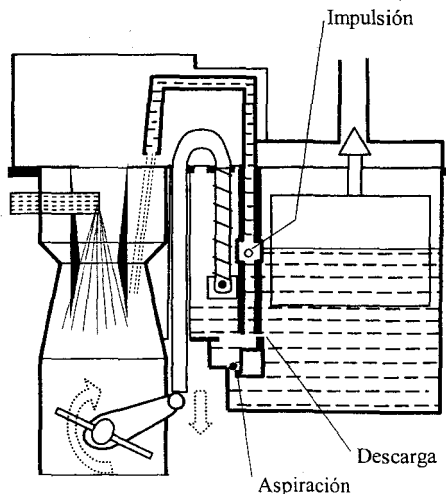


Figura 16.19 Esquema de la bomba de aceleración y circuito asociado.

Cuando se desea aumentar rápidamente la potencia que entrega el motor (transitorio de aceleración), hay que suministrar una cantidad adicional de combustible para proporcionar el dosado de máxima potencia. Esta cantidad es mayor de lo que correspondería en condiciones estacionarias ya que parte del combustible aportado se deposita sobre las paredes del colector debido al aumento transitorio de la presión en el mismo tras la apertura rápida de la mariposa del aire. Precisamente la apertura de la mariposa se puede usar para accionar de forma mecánica o neumática una bomba (de émbolo o de membrana), que aporta el combustible requerido a través de un conducto adicional, como se puede ver en la Figura 16.19.

Mariposa de arranque en frío

Para garantizar el arranque en frío y subsanar los problemas asociados al periodo de calentamiento es necesario enriquecer de forma importante la mezcla. Con ello se garantiza que llegue a los cilindros una mezcla con combustible evaporado dentro de los límites de inflamabilidad, compensando la tendencia del combustible a condensarse a lo largo del colector de admisión con paredes frías.

La solución más sencilla consiste en una mariposa colocada aguas arriba del difusor (Figura 16.20) que cuando se acciona (se cierra) provoca que la depresión generada por los cilindros se traslade al conjunto del carburador, que pasa a estar afectado por una presión inferior a la atmosférica. De esta forma se produce la introducción de combustible por todos sus circuitos. Para que la depresión del motor se transmita en mayor medida, la mariposa de los gases se abre parcialmente, por medio del mismo mecanismo que actúa sobre la mariposa de arranque. El funcionamiento de ésta puede ser de accionamiento manual o automático, por ejemplo mediante un muelle bimetalico cuya posición depende de la temperatura del refrigerante del motor. En cualquier caso, la mariposa de arranque es asimétrica, y la depresión del motor cuando éste arranca hace que gire para abrirse y permitir el paso del caudal de aire demandado por el motor, independientemente de la consigna manual o automática que la hizo actuar antes del arranque.

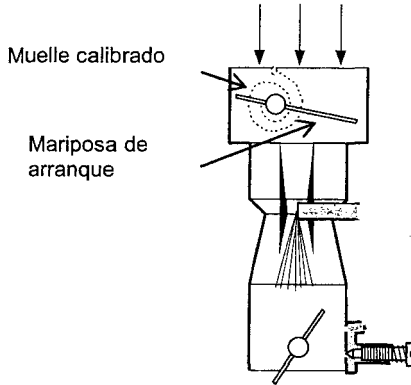


Figura 16.20 Mariposa de arranque para situaciones de arranque en frío y calentamiento.

Efecto conjunto de los distintos circuitos y dispositivos

El efecto de cada uno los circuitos y dispositivos estudiados para conseguir los requerimientos del motor tiene la forma representada en la Figura 16.21, de forma que estos se satisfacen por el efecto combinado de todos ellos.

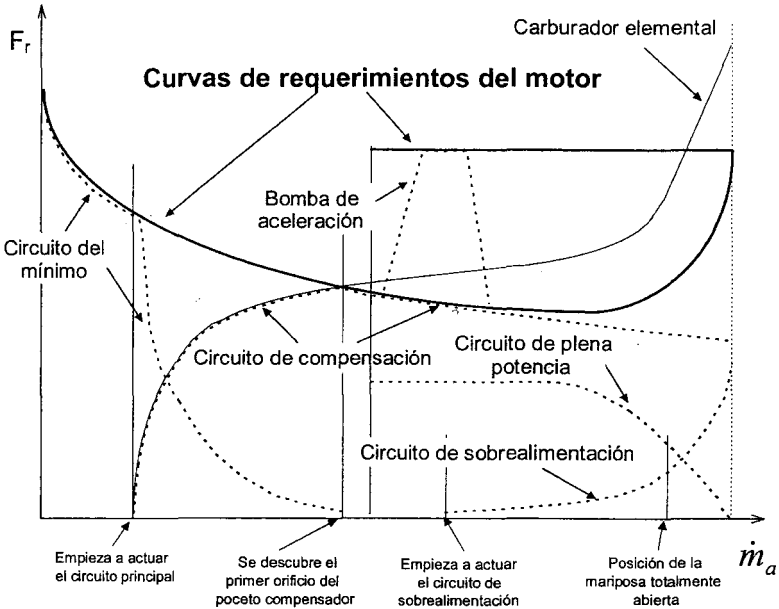


Figura 16.21 Efecto combinado de los circuitos y dispositivos de un carburador.

Carburadores con más de un venturi

El dimensionado del carburador desde el punto de vista del flujo de aire se hace basándose en una curva en la que se representa la potencia máxima obtenida del motor para distintos diámetros del difusor (venturi). La curva resulta muy plana en la zona de valores altos de la potencia. Es práctica habitual escoger un diámetro del difusor que, dando un nivel aceptablemente bueno de potencia, no origine velocidades muy pequeñas en el venturi para grados de carga bajos, lo que provocaría que el mezclado del aire y el combustible fuese deficiente.

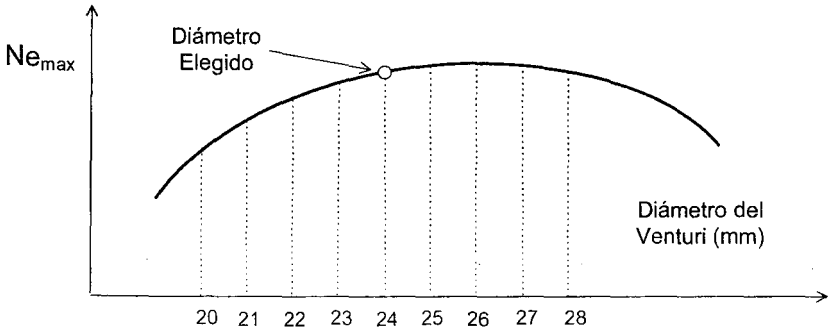


Figura 16.22 Potencia de un motor dado en función del diámetro del venturi del carburador.

Quando el motor tiene mucha cilindrada, el diámetro del venturi es muy grande, lo que hace que para grados de carga bajos la depresión en el venturi sea pequeña y la formación de una buena mezcla aire-gotas de combustibles se vea dificultada. Para subsanar esto se utilizan carburadores con más de un venturi, cada uno de ellos con una mariposa. A grados de admisión elevados, el flujo de aire circula por ambos, mientras que a grados de admisión pequeños se puede restringir a uno solo (apertura diferenciada, bien de mando neumático o bien de mando mecánico Figura 16.23) o bien circular por ambos (apertura sincronizada).

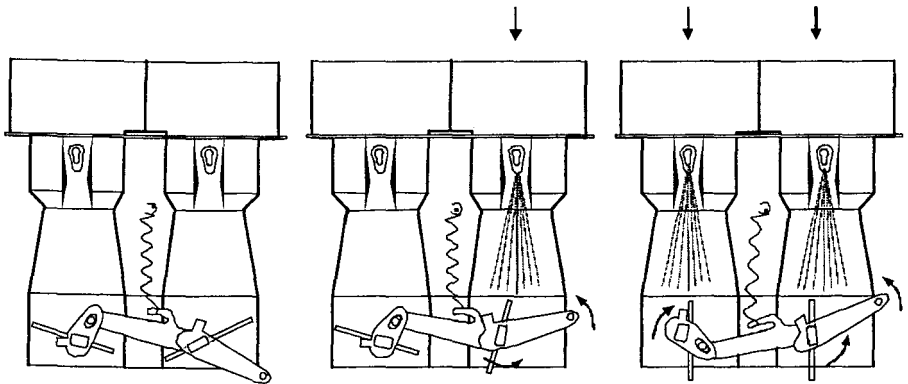
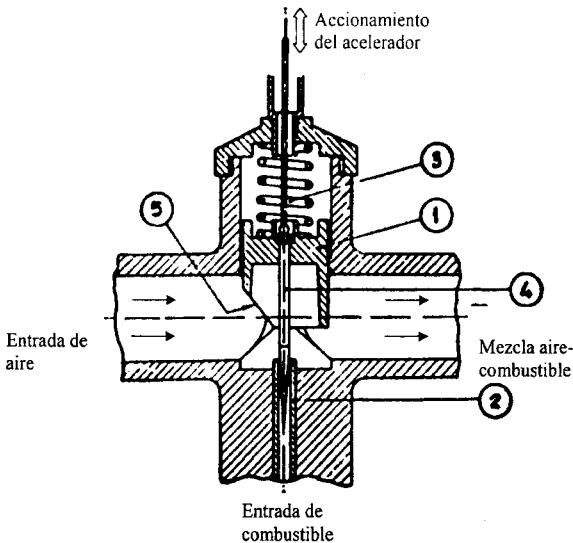


Figura 16.23 Carburador de doble venturi y apertura diferenciada de mando mecánico.

Carburadores de venturi variable

En estos carburadores, la sección de paso de aire del venturi se modifica desde un valor pequeño al ralentí, hasta un valor máximo a plena admisión. Esto se consigue mediante una válvula de corredera o campana, que se desplaza verticalmente. La parte inferior de dicha campana se prolonga mediante una aguja cónica que conjuntamente con el conducto de entrada de combustible regula la entrada de éste. El perfil de la aguja es tal que las secciones de paso de combustible están en consonancia con las de paso de aire, a fin de conseguir los valores de dosado requeridos por el motor para las distintas alturas de la campana. El desplazamiento de la campana puede realizarse por accionamiento directo del mando de regulación de la carga (acelerador) o bien por la depresión generada en el propio carburador.

En el primer tipo (accionamiento mecánico), no es necesaria válvula de mariposa, porque la propia campana determina el flujo de aire que se admite al motor (Figura 16.24). Existen dispositivos adicionales para realizar un ajuste adecuado del dosado de la mezcla proporcionado, tales como marcha al ralentí, dosado de máxima potencia, arranque en frío y calentamiento, y bomba de aceleración (no representados). Este tipo de carburadores se utiliza en motores de pequeño tamaño, como en motocicletas o motores fueraborda.



- 1- Campana móvil
- 2- Surtidor de combustible
- 3- Muelle para facilitar la bajada de la campana
- 4- Aguja cónica calibrada
- 5- Bisel en la campana para favorecer la regulación y la entrada de combustible

Figura 16.24 Carburador de venturi variable de accionamiento mecánico (adaptado de [3]).

En el segundo tipo (Figura 16.25), sí existe la válvula de mariposa, y la depresión aguas arriba de la mariposa actúa para desplazar hacia arriba la campana (accionamiento neumático). Como se ha indicado, con ello se aumenta simultáneamente el flujo de aire y de combustible. En estos carburadores se busca obtener un ascenso lento de la campana, que genera un enriquecimiento hasta el dosado de máxima potencia cuando se desea un aumento rápido del grado de carga. El enriquecimiento de la mezcla para el arranque en frío y calentamiento se con-

sigue mediante un sistema específico que desplaza hacia abajo el alojamiento de la válvula de aguja del combustible.

Los carburadores de venturi variable presentan como ventajas con respecto a los de venturi fijo la relativa simplicidad, que especialmente en el tipo sin mariposa redonda en un menor coste, una buena pulverización y homogeneidad de mezcla, mientras que sus inconvenientes provienen de la existencia de piezas móviles (con posibilidad de desgastes) y que hay pocos parámetros para optimizar la dosificación en un dispositivo dado.

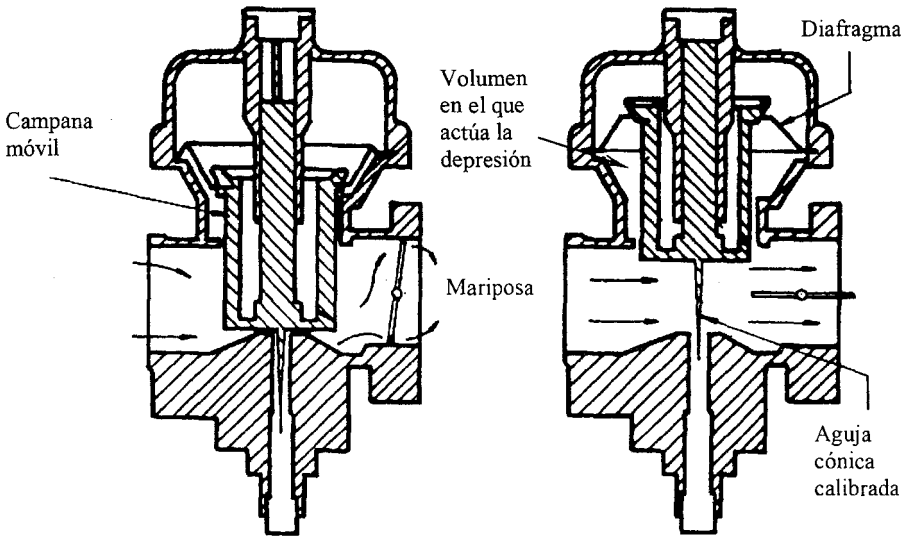


Figura 16.25 Carburador de venturi variable de accionamiento neumático.

16.5 Sistemas de inyección

16.5.1 Características generales de los sistemas de inyección

Los sistemas de inyección de gasolina presentan grandes ventajas frente a los carburadores y en muchas aplicaciones su empleo es obligado frente a éstos. Las ventajas se pueden establecer en términos tanto de calidad de la mezcla, como del mejor control de dosado que se puede alcanzar, incluyendo todas las condiciones operativas del motor. En primer lugar, el aporte de combustible se produce a una presión superior a la del aire sobre el que se inyecta, por lo que el tamaño de las gotas formadas es menor que en los sistemas de carburador, en los cuales el combustible se introduce por efecto de la depresión en el venturi. Adicionalmente, los sistemas suelen tener tantos inyectores como cilindros, por lo que la inyección se realiza cerca de la válvula de admisión o incluso dentro del cilindro, reduciendo la dispersión entre los cilindros y prácticamente eliminando los efectos de acumulación de combustible líquido en el colector de admisión. Prácticamente todos los sistemas de inyección son de tipo eléctrico para obtener la presión de inyección y de tipo electrónico para calcular la cantidad de combus-

tible, por lo que se pueden considerar para ello determinadas variables operativas del motor: régimen, grado de carga, posición del acelerador, temperatura del motor, etc. Además se pueden establecer correcciones en lazo cerrado para garantizar que por ejemplo se tenga un dosado estequiométrico en motores equipados con catalizadores de escape multifuncionales.

Como referencia para describir los sistemas de inyección se puede considerar el esquema (Figura 16.26) de un sistema de inyección de gasolina multipunto, en el que se distinguen los siguientes componentes: una bomba de gasolina que eleva la presión hasta un valor en torno a unos 3-6 bar para inyección en el colector y hasta 150-200 bar en caso de inyección directa en el cilindro, un filtro, un conducto presurizado lleno del combustible (rampa de inyectores), cuya presión se mantiene mediante un regulador de presión, y un conducto de retorno del exceso de combustible al depósito. Los inyectores se accionan mediante señales eléctricas (12 V) proporcionadas por una unidad de control, que tiene en cuenta el mapa de requerimientos de dosado para cada condición operativa, determinada por las señales de diversos sensores (gasto de aire, presión en colector, temperaturas, etc.). La unidad de control actúa también sobre el sistema de encendido. El funcionamiento conjunto del encendido y de los inyectores responde a diversas estrategias, a fin de satisfacer los requerimientos de mezcla del motor en condiciones estacionarias y en regímenes transitorios y evitar condiciones anómalas (picado), como se verá más adelante.

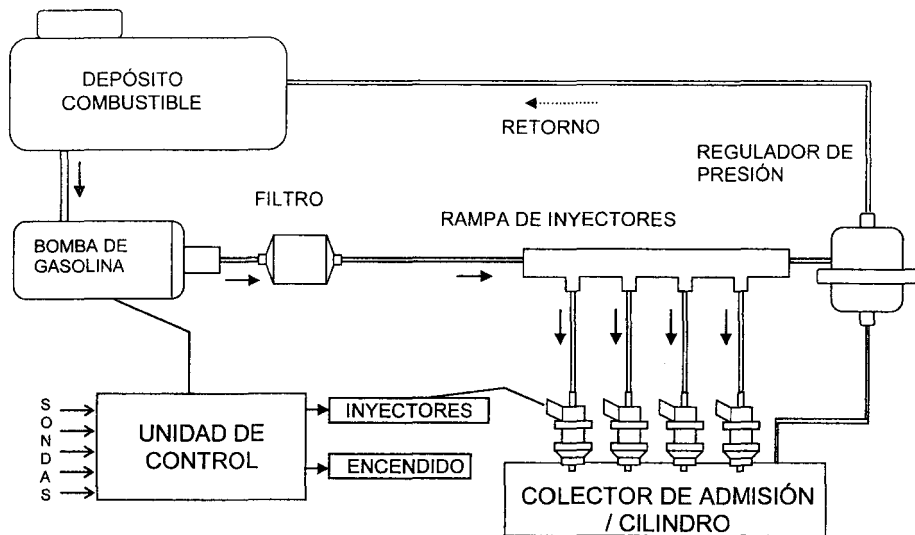


Figura 16.26 Esquema general de un sistema electrónico de inyección de gasolina.

La Tabla 16.1 resume las ventajas e inconvenientes relativos de los sistemas de inyección frente a los de carburación.

Puesto que la normativa de emisiones en Europa y en otros países restringe la emisión de contaminantes en vehículos de automoción (Capítulo 21), la utilización de catalizadores en el escape es prácticamente imprescindible. La exigencia asociada de controlar el dosado de la mezcla en un rango muy estrecho alrededor del estequiométrico (Figura 16.7) obliga al empleo de sistemas de inyección.

Tabla 16.1 Comparación entre sistemas de inyección y carburación.

VARIABLE OPERATIVA	Ventaja Inyección	Efecto	Justificación
Par motor	+++	Curva de par más adecuada	Diseño más flexible de los colectores de admisión. Respuesta más rápida en el transitorio de aceleración.
Potencia	+++	Mayor potencia	Mejor diseño de los colectores de admisión con mayor rendimiento volumétrico. Eliminación del venturi.
Consumo específico	-/+	Menor consumo si se permiten mezclas pobres y ricas, si bien es habitual trabajar con mezcla estequiométrica	Mejor calidad y homogeneidad de la mezcla aire-combustible. Posible eliminación del aporte de combustible en deceleraciones.
Emisiones contaminantes	+++	Menores emisiones de CO, HC y NO _x	Mejor control de la calidad de la mezcla y la cantidad de combustible. Compatibilidad con sistemas catalizadores de escape.
Sobrealimentación	+++	Mejor comportamiento	Control de la temperatura de escape y de la tendencia a la detonación.
Coste	--	Mayor costo	Mayor complejidad y costo de los sistemas.

Como se ve en la tabla anterior, esto puede penalizar ligeramente el consumo, mientras que cuando se alcanzan las condiciones de potencia máxima se pueden requerir disposiciones que aporten el oxígeno requerido por el catalizador para tratar las mezclas ricas. En sistemas de inyección directa, existen modos de funcionamiento con mezcla globalmente pobre, lo que a su vez exige un dispositivo catalizador de escape capaz de almacenar temporalmente los NO_x que no pueden ser reducidos en dichas condiciones.

16.5.2 Clasificación de los sistemas de inyección

Los sistemas de inyección de combustible se pueden clasificar atendiendo a diversos criterios, el más importante de los cuales es considerar que se inyecte o no el combustible en el cilindro (inyección directa frente a inyección indirecta). Dentro de la inyección indirecta caben otros criterios como el número de inyector (monopunto o multipunto), el control sobre la cantidad de combustible (por caudal o por tiempo de inyección), el tipo de variables operativas del motor medidas para calcular la cantidad de combustible (caudal de aire o presión en el colector), o si el accionamiento de los inyectores es simultáneo o no.

Según se inyecte o no en el cilindro

Inyección indirecta: El combustible se inyecta a través de un inyector por cilindro (inyección multipunto) en las proximidades de las válvulas de admisión (Figura 16.27, derecha). Este es el tipo de inyección más utilizado en los MEP actualmente y tiene la ventaja frente a la carburación de que la superficie bañada por el combustible en el colector es pequeña, evitando problemas en los transitorios de aceleración y deceleración. La calidad de la mezcla aire-combustible puede ser buena porque las velocidades del aire en las proximidades de la válvula de admisión son altas. Históricamente se empleó en algunos motores un sistema con un único inyector para todos los cilindros (inyección monopunto), en la posición que tendría el carburador convencional, aportando algunas ventajas frente a éste, pero manteniendo gran parte de los problemas en los transitorios debido a la superficie mojada en el colector de admisión.

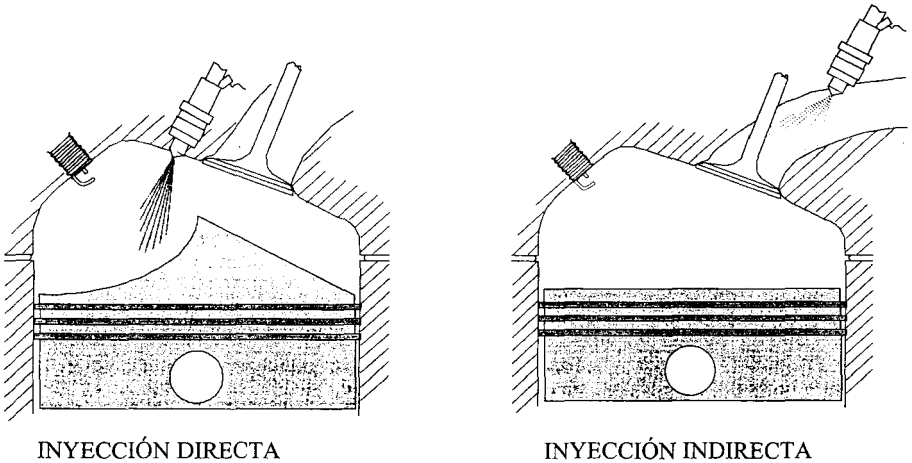


Figura 16.27 Comparación entre la inyección directa en la cámara de combustión y la inyección indirecta en el colector de admisión.

Inyección directa: El combustible se inyecta dentro de la cámara de combustión, durante la carrera de admisión en unos casos y al final de la de compresión en otros (Figura 16.27, izquierda). La parte superior del pistón tiene una geometría de forma que en el momento del encendido la mezcla que se encuentre en las proximidades de la bujía sea inflamable. Se obtiene así localmente un dosado propicio para que se empiece a desarrollar la combustión en el seno de una mezcla que puede ser globalmente pobre, con la ventaja de tener menores consumos, o bien para plena carga mezcla prácticamente estequiométrica. El sistema sería análogo al de la inyección directa en motores diesel, si bien con importantes diferencias: la presión de inyección es mucho más baja, el combustible es tipo gasolina, con volatilidades mayores que el gasóleo, y la combustión se inicia por una chispa en la bujía. La inyección directa, en combinación con el concepto de combustión de mezcla estratificada, presenta las siguientes características frente a la inyección indirecta con mezcla uniforme: menor consumo específico (mayor rendimiento), más bajas emisiones de NO_x y CO , posibles problemas de apagado y ausencia de llama, y un más difícil control de las emisiones de HC , todo ello con disposiciones constructivas más complejas.

Según el tipo de control de la cantidad de combustible

Control sobre el caudal: Este tipo de control se empleó en los primeros sistemas de inyección antes de la introducción de los sistemas electrónicos. Un dispositivo generalmente mecánico regula el caudal que pasa por los inyectores, siendo normalmente la inyección continua (Figura 16.28).

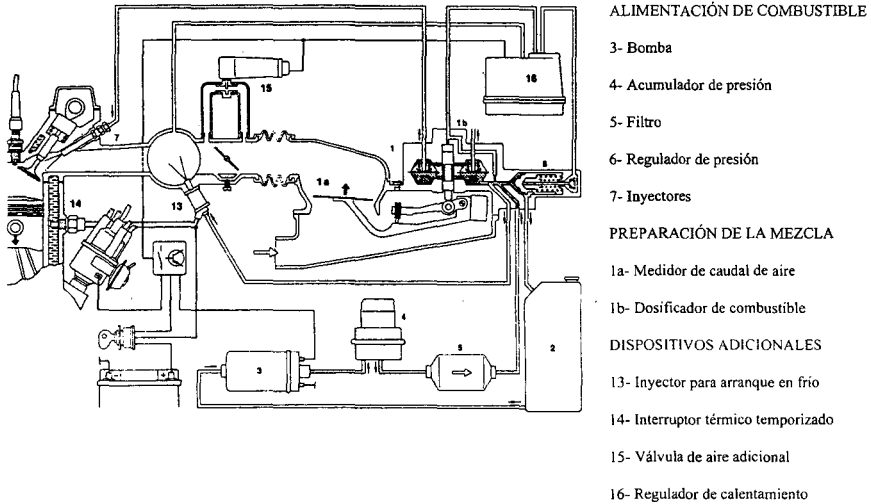


Figura 16.28 Sistema de inyección continua K-Jetronic de Bosch con regulación mecánica de la presión de inyección.

Control sobre el tiempo de inyección: Mucho más utilizado, se basa en que una unidad de control electrónico (ECU) determina el tiempo que el o los inyectores han de estar abiertos para proporcionar la masa de combustible adecuada (Figura 16.28), siendo por ello la inyección discontinua. La unidad de control, a partir de la información brindada por distintos sensores y haciendo uso de un algoritmo de cálculo que incluye diversas correcciones, evalúa el gasto de aire que está admitiendo el motor. También a partir de las medidas de las sondas se identifica el régimen de operación del motor (estacionario o transitorio). Todo ello sirve para estimar el dosado requerido por el motor en las condiciones de funcionamiento dadas (cartografía de inyección). A partir de esta información se calcula el tiempo que los inyectores tienen que estar abiertos o tiempo de inyección (Figuras 16.29 y 16.30).

Este tiempo puede ser modificado para tener en cuenta por ejemplo la tensión de la batería, ya que tensiones más bajas repercuten en tiempos efectivos de inyección menores. Adicionalmente, la unidad de cálculo puede utilizar una señal de realimentación proporcionada por una sonda que mide el contenido de oxígeno en los gases de escape, asegurando un dosado estequiométrico cuando se requiera.

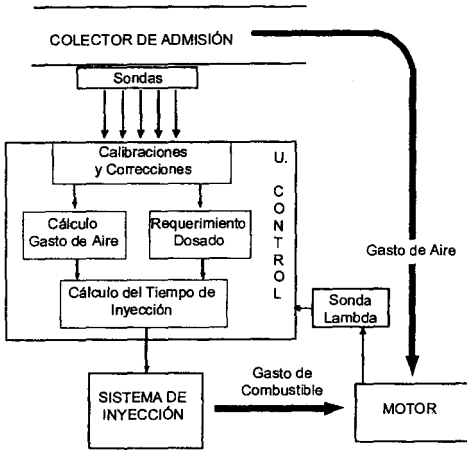


Figura 16.29 Esquema de funcionamiento de un sistema electrónico para el cálculo del tiempo de inyección.

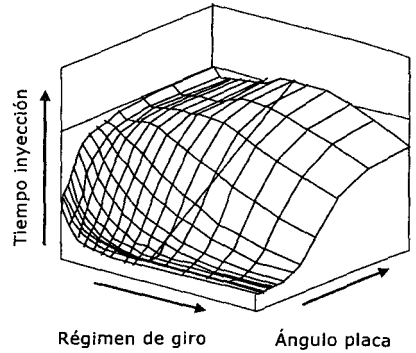


Figura 16.30 Cartografía de tiempo de inyección en función del régimen y la posición del medidor de caudal de aire.

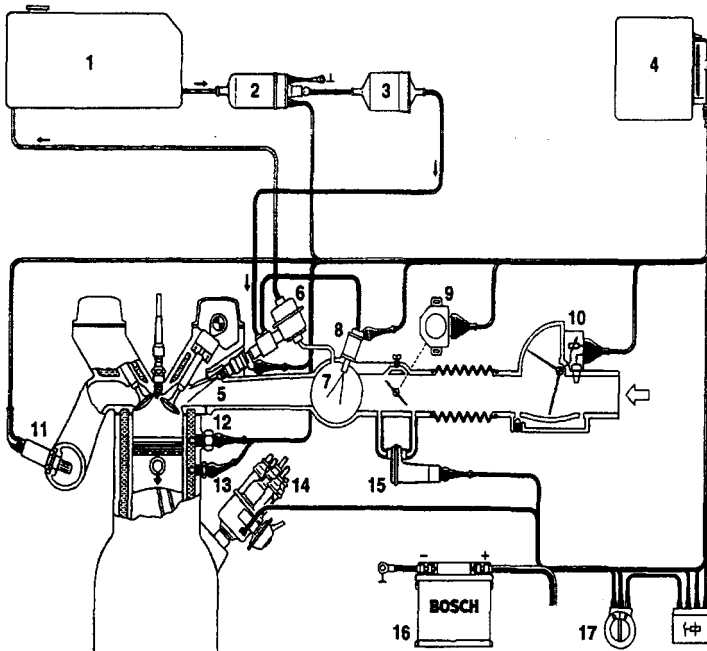
Para satisfacer los requerimientos asociados a transitorios, el sistema de control considera las siguientes condiciones:

- Arranque en frío. Se inyecta una cantidad adicional de combustible en un tiempo limitado al accionar la señal de arranque en frío del motor. Esto se puede conseguir alargando el tiempo de accionamiento de los inyectores o, en algunos sistemas, colocando un inyector adicional (común para todos los cilindros) específico para dicha función. La duración de este proceso se controla a partir de la información de un temporizador y una sonda de temperatura del motor.
- Fase de calentamiento tras arranque en frío. Tras el arranque en frío se produce un enriquecimiento de la mezcla que compensa la menor tendencia a evaporación del combustible sobre las paredes frías del cilindro. Este enriquecimiento se reduce paulatinamente, a medida que la temperatura del refrigerante del motor aumenta.
- Aceleración. Cuando se actúa rápidamente sobre el mando del acelerador, el tiempo de inyección se alarga de forma proporcional al aumento de la demanda y también a la velocidad de variación de dicha demanda.
- Deceleración. En estas condiciones, los sistemas de inyección permiten eliminar el aporte de combustible, contribuyendo a un mayor efecto freno-motor y reduciendo el consumo y las emisiones asociadas. Esta opción no es posible en los sistemas de inyección monopunto, en los que, de forma análoga a los sistemas de carburación, el colector de admisión contiene combustible en equilibrio líquido-vapor.
- Control del ralentí. En estas condiciones se requiere un ajuste preciso de la cantidad de combustible inyectado, en algunos casos complementado con una válvula de acciona-

miento mediante un motor eléctrico que regula una cantidad de aire adicional en paralelo con el que deja pasar la mariposa de admisión.

- **Funcionamiento de sistemas del vehículo.** Finalmente, el sistema de inyección tiene en cuenta la existencia y el funcionamiento de los sistemas del vehículo, tales como el aire acondicionado, a fin de introducir la cantidad de combustible adicional necesaria.

Un ejemplo ilustrativo de un sistema de inyección de este tipo es el L-Jetronic de Bosch (Figura 16.31), uno de los primeros totalmente electrónico, si bien con inyección agrupada (ver siguiente criterio de clasificación) que activa los inyectores dos veces por ciclo de cada cilindro. Este sistema ha evolucionado hacia los actuales, desarrollados por diversas marcas especializadas, incorporando nuevas estrategias de regulación y control, e incluyendo el encendido electrónico de la mezcla.



- | | | |
|--|------------------------------------|---------------------------------------|
| 1 Depósito de combustible | 7 Tubo de aspiración | 13 Sensor de temperatura del motor |
| 2 Electro bomba de combustible | 8 Válvula de arranque en frío | 14 Distribuidor de encendido |
| 3 Filtro de combustible | 9 Interruptor de la mariposa | 15 Válvula de aire adicional |
| 4 Aparato de mando | 10 Sonda volumétrica de aire | 16 Batería |
| 5 Válvula de inyección | 11 Sonda Lambda | 17 Conmutador de encendido y arranque |
| 6 Tubo distribuidor y regulador de presión | 12 Interruptor térmico temporizado | |

Figura 16.31 Sistema de inyección L-Jetronic Bosch con accionamiento electrónico de los inyectores (adaptado de [4]).

Según el accionamiento de los inyectores por ciclo:

En los sistemas de inyección directa, el accionamiento de los inyectores debe realizarse una vez por cada ciclo de cada cilindro. Sin embargo, en los sistemas de inyección indirecta en motores de cuatro cilindros es posible que los inyectores se accionen más de una vez en cada ciclo de un cilindro en particular. Para ello existen las siguientes disposiciones (Figura 16.32):

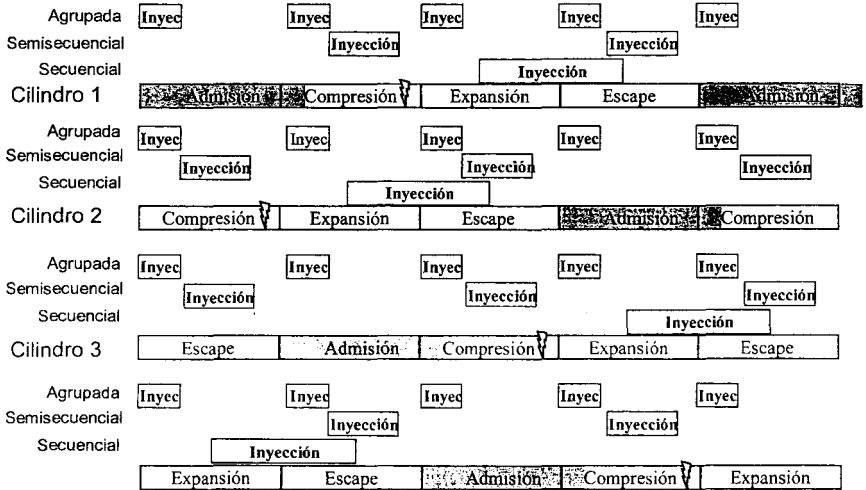


Figura 16.32 Tiempos relativos de apertura de los inyectores en cada disposición de accionamiento. El punto de encendido se indica con una marca.

Inyección agrupada: Todos los inyectores inyectan a la vez, por lo que un inyector dado se abre cuatro veces en cada ciclo de su correspondiente cilindro. Tres procesos de apertura coinciden con la válvula de admisión cerrada, acumulándose el combustible sobre la misma, y un proceso coincide con la válvula de admisión abierta. La única ventaja de esta disposición es que el calculador sólo tiene que proporcionar una única señal de accionamiento de los inyectores, pero ha dejado de usarse en la actualidad.

Inyección semisecuencial: Los inyectores se agrupan por parejas, con sólo dos señales de accionamiento del calculador. Cada inyector se acciona dos veces por ciclo, normalmente coincidiendo con la válvula de admisión cerrada (salvo tiempos de inyección largos).

Inyección secuencial: Es el más utilizado en la actualidad. Cada inyector se acciona por separado, requiriéndose cuatro señales independientes de accionamiento, coincidiendo con periodos en los que la válvula de admisión está cerrada. En algunos sistemas el tiempo total de inyección para cada cilindro se divide en dos procesos de inyección.

Según las variables medidas para determinar el gasto de aire:

El sistema de inyección determina el gasto de combustible que se introduce en el motor a partir del gasto de aire que entra en los cilindros m_a , junto la información del régimen de giro y las condiciones operativas del motor. El gasto de aire se puede determinar básicamente de dos formas: a partir de la medida del caudal de aire y de la temperatura, o bien a partir de la

medida de la presión conjuntamente con la temperatura, además del régimen de giro y otras variables adicionales. Más recientemente han aparecido sistemas con sensores que proporcionan una señal directamente relacionada con el gasto de aire (medidores térmicos).

Las sondas anteriores permiten calcular el gasto de aire y a partir del mismo el gasto de combustible que es necesario aportar en régimen estacionario. Para satisfacer los requerimientos del motor en los regímenes transitorios, se requiere adicionalmente al menos una sonda de temperatura de agua, para el transitorio de arranque en frío y calentamiento, y un captador de posición del mando de regulación de la carga (pedal del acelerador en vehículos), para los transitorios de aceleración y deceleración.

16.5.3 Elementos de los sistemas de inyección indirecta

Con referencia a la Figura 16.26, se describen a continuación los elementos más importantes de los sistemas de inyección indirecta, comenzando con los elementos para medida del gasto de aire y siguiendo con el circuito de gasolina y los sensores asociados.

Medidores del gasto de aire

La medida del gasto de aire es el requisito más importante para poder determinar la cantidad de combustible a introducir. Los requerimientos más importantes del sistema de medida de aire incluyen [5]: un rango de medida de aproximadamente 65:1, con un error máximo del 3% y una constante de tiempo del orden de milisegundos. La medición de aire debe tener en cuenta que el flujo en el colector tiene pulsaciones de presión, que no deben afectar a la medida del gasto medio. Además, el sistema de medida debe mantener estabilidad a largo plazo y soportar el rango de temperaturas habitual en el diseño de motores (-40 a +130°C) y aceleraciones hasta 15 g. Desde otro punto de vista, el sistema debe ser insensible a la interferencia electromagnética.

Hay varios tipos de medidores de gasto (o caudal en algunos casos) de aire, como se describen a continuación.

Medidores por deflexión de una placa

Se basan en la relación existente entre el gasto de aire y la deflexión o giro de una placa metálica debida a la fuerza aerodinámica producida por el flujo de aire. La relación entre el gasto de aire \dot{m}_a y la pérdida de presión en el sensor Δp_s , viene dada por:

$$\dot{m}_a = C_s A_s \varphi_a \sqrt{2\rho_a \Delta p_s} \quad (16.25)$$

siendo C_s el coeficiente de flujo de la placa (dependiente de la posición de ésta), A_s la superficie de la placa, ρ_a la densidad del aire aguas arriba del sensor y φ_a el coeficiente de compresibilidad del aire (dado por la ecuación 16.26).

Este tipo de sensores se utilizó en los primeros sistemas de inyección (Figura 16.28 K-Jetronic y Figura 16.31 L-Jetronic). Su principal ventaja es la relativa sencillez, mientras que los inconvenientes son: su gran tamaño, la no linealidad entre el gasto y la posición de la placa, la dependencia en forma de raíz cuadrada de la densidad (que obliga a introducir adicionalmente la medida de la temperatura y la presión), y el error por exceso que se produce cuando los componentes pulsantes del gasto de aire son elevadas (importante a plena carga).

Medidores de vórtices

En estos medidores se determina la frecuencia de paso de los vórtices generados al pasar el flujo de aire por el sensor. La medición se realiza mediante ultrasonidos.

Medidores basados en efectos térmicos

Estos medidores se basan en la relación entre el gasto de aire que circula en torno a un hilo o una película metálica calentada por una corriente eléctrica y la propia intensidad de la corriente necesaria para mantener constante la temperatura del hilo o la película.

El sensor de hilo caliente consta de un hilo conductor de platino de unas 70 micras de diámetro, que se mantiene caliente por una corriente eléctrica. Otro hilo conductor se utiliza como sensor de la temperatura del aire admitido. Ambos conductores forman parte de un circuito de puente cuya señal de salida depende del gasto que circula. Cada vez que se detiene el motor, se hace pasar por el hilo de platino una corriente elevada durante un segundo, para que se alcancen temperaturas del orden de 1000°C, con lo que se queman las eventuales deposiciones de hidrocarburos sobre el mismo.

El sensor de película caliente funciona de forma cualitativamente similar, con ventajas como una mayor robustez y menor sensibilidad al ensuciamiento, así como la introducción de un sensor independiente para la medición de temperatura de la película caliente (que forma parte también del circuito en puente).

Estos sensores son los más utilizados en la actualidad, si bien son también sensibles a las pulsaciones del flujo y además la señal de salida es independiente de la dirección del mismo.

Circuito de gasolina

En el circuito de gasolina de un sistema de inyección multipunto se distinguen los siguientes componentes: Depósito de combustible, bomba de combustible, filtro, rampa de inyectores, regulador de presión, e inyectores, describiéndose los más relevantes a continuación.

Bomba de gasolina

Se trata de una bomba volumétrica, habitualmente de rodillos, accionada por un motor eléctrico refrigerado por el propio combustible impulsado (Figura 16.33). En la bomba existe una válvula antirretorno que mantiene la presión en el circuito impidiendo el descebado del circuito al parar el motor, así como una válvula de seguridad que cortocircuita el combustible impulsado hacia la aspiración de la bomba en el caso que se genere una presión excesiva en el circuito.

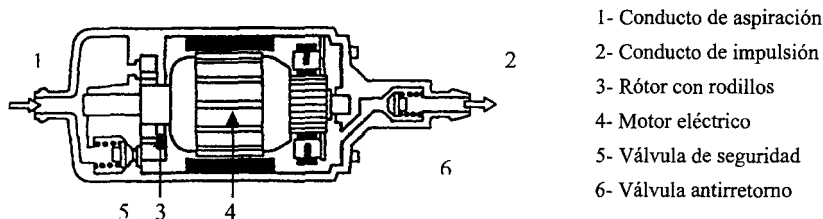


Figura 16.33 Bomba eléctrica de baja presión.

El funcionamiento de la bomba de rodillos se puede ver en la Figura 16.34.

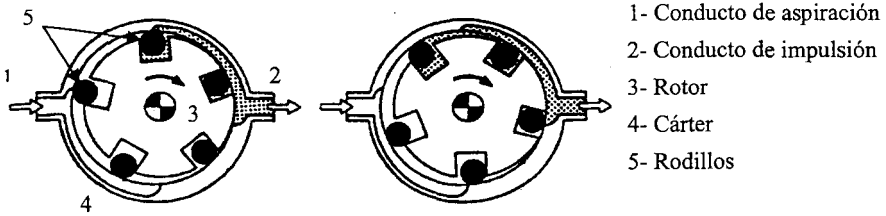


Figura 16.34 Funcionamiento de la bomba de rodillos para combustible.

Rampa de distribución

La bomba de combustible alimenta un conducto o rampa de distribución de combustible sobre la cual se montan los inyectores (Figura 16.35). En el interior de la rampa se mantiene una cierta cantidad de combustible presurizado (3 bar, 6 bar en motores sobrealimentados), amortiguándose así las oscilaciones de presión provocadas por la bomba volumétrica y por la apertura y cierre de los inyectores. El material de construcción puede ser metal o plástico.

Regulador de presión

Este regulador tiene por misión mantener constante la diferencia de presión entre la rampa de distribución y el colector de admisión. Esta diferencia de presión es muy importante porque el caudal instantáneo inyectado depende de la misma, por lo que la masa inyectada responde a la expresión:

$$m_{\text{inyectado}} = t_{\text{inyec}} C_{\text{descarga}} A_{\text{tobera}} \sqrt{2 \rho_f (P_{\text{rampa}} - P_{\text{colector}})} \quad (16.28)$$

en la que el tiempo de inyección t_{inyec} es determinado por la unidad de control, siendo por ello necesario que el resto de variables que aparecen en la ecuación sean constantes. En la Figura 16.37 se analiza con más detalle esta cuestión. El regulador de presión actúa a partir de la señal de presión del colector de admisión. Otros sistemas que tienen la bomba de gasolina sumergida en el depósito incorporan a la salida de la misma el regulador, con idéntica función a la descrita, pero con ello se evita el circuito de retorno.

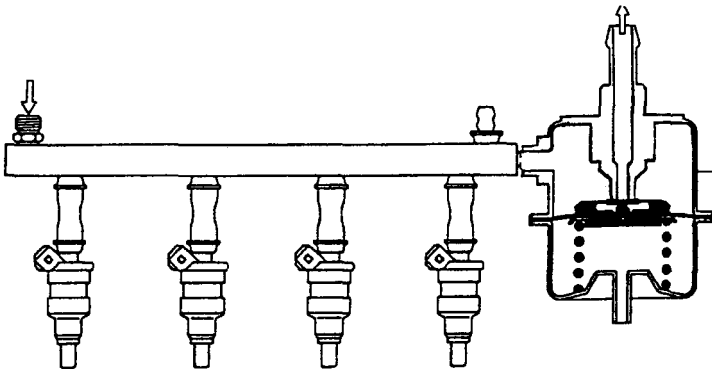


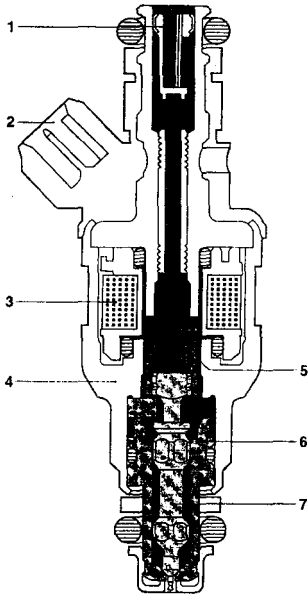
Figura 16.35 Conjunto de rampa, inyectores y regulador de presión.

Filtro de gasolina

El filtro tiene en su interior un cartucho de papel o celulosa que tamiza el combustible, y una rejilla metálica en la salida que evita que las partículas desprendidas del cartucho puedan acceder a los inyectores.

Inyectores

Los inyectores que no son de inyección continua son de accionamiento electromagnético (Figura 16.36, izquierda). La aguja del inyector se aloja sobre el asiento del cuerpo del inyector por la fuerza de un muelle. A su vez, esta aguja es solidaria con un vástago magnético que al ser excitado por la bobina desaloja la aguja de su asiento venciendo la fuerza antagonista del muelle y permitiendo salir al combustible, como se indica en la parte derecha de la figura.



- 1- Conducto de entrada con filtro
- 2- Conector eléctrico
- 3- Bobina electromagnética
- 4- Cuerpo del porta-inyector
- 5- Vástago magnético
- 6- Cuerpo del inyector
- 7- Aguja de inyector

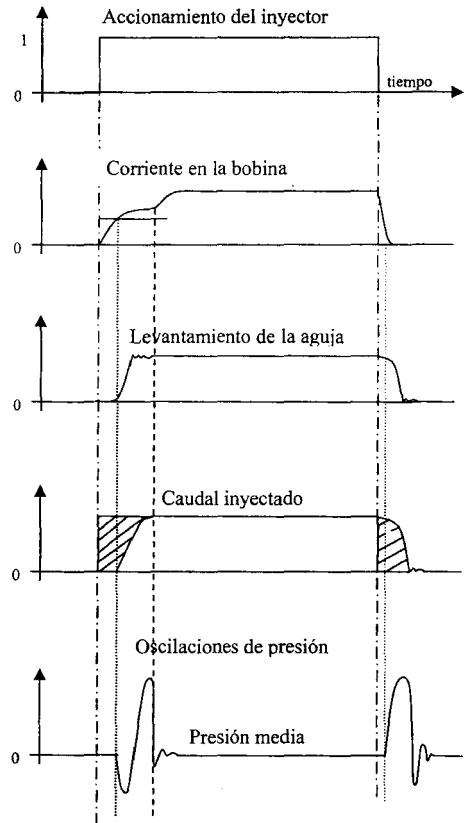


Figura 16.36 Esquema de un inyector de accionamiento electromagnético con alimentación superior de combustible (adaptado de [4]). A la derecha, señales de accionamiento del inyector, corriente en la bobina, levantamiento de la aguja, caudal inyectado y variación de presión en la rampa.

La geometría de la punta de la aguja y del asiento determina la forma del chorro de combustible. El inyector representado es del tipo espiga (*pinle* en inglés), que permite generar un chorro en forma de lámina cónica. El diámetro medio de Sauter típico de esa configuración es del orden de 100 micras para las presiones típicas de inyección. Un inyector de tipo orificio simple generaría un chorro sólido (*pencil* en inglés), con diámetros característicos del orden de 300 micras para la misma presión de inyección. Por comparación, los inyectores para inyección directa trabajan con presiones mucho mayores y los diámetros característicos son inferiores a 20 micras, lo que es necesario para reducir el tiempo de evaporación y de preparación de la mezcla combustible-aire.

La Figura 16.37 muestra la cantidad de combustible inyectado en función del tiempo de inyección, se pueden observar las siguientes circunstancias: Debido a la inercia del sistema mecánico existe un tiempo de respuesta del inyector, T_0 . La combinación de este tiempo de respuesta con el tiempo mínimo de accionamiento eléctrico da otra de las características del inyector que es el tiempo mínimo de inyección. Las tangentes a la curva proporcionan los valores de caudal máximo y mínimo del inyector que son función de su geometría, del estado de desgaste y de su ensuciamiento.

Como ya se ha indicado, el tiempo de inyección se fija teniendo en cuenta estas particularidades, y en función de las condiciones operativas del motor, la duración máxima suele ser de 20 ms, si bien se establece una limitación en términos de ángulo del cigüeñal.

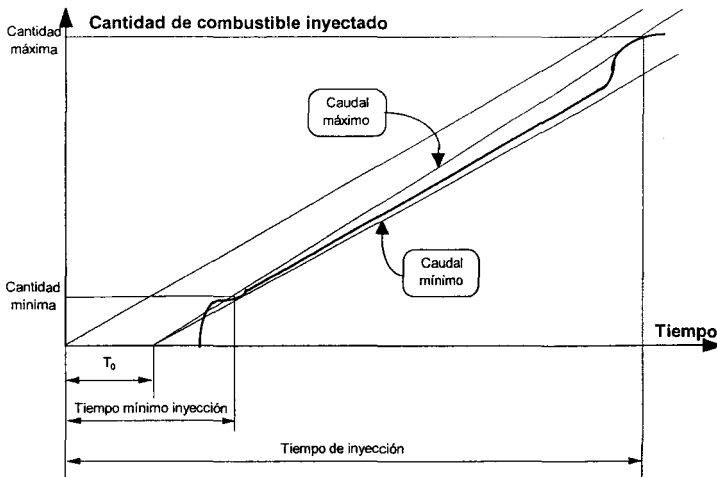


Figura 16.37 Cantidad de combustible inyectado en función del tiempo de inyección.

Correcciones del tiempo de inyección

A partir de las variables fundamentales: caudal y régimen (sistemas por caudal) o presión y régimen (sistemas por depresión) se realiza el cálculo de base del tiempo de inyección. Este cálculo es posteriormente corregido (correcciones del tiempo de inyección) para tener en cuenta todos aquellos factores que no son tenidos en cuenta en este cálculo y que afectan al gasto de aire que admite el motor y a los requerimientos de dosado, obteniéndose el tiempo de inyección. Algunas correcciones del tiempo de inyección son:

- Tensión de batería. Cuando la tensión de alimentación de los inyectores es menor, aumenta el tiempo muerto de los inyectores y es necesario aumentar el tiempo de inyección con respecto al caso en que la tensión de alimentación sea la nominal.
- Aceleración. Cuando se detecta una evolución rápida de la mariposa del acelerador (aceleración o deceleración) el sistema predice cual será el caudal de aire o la presión de admisión cuando se abran los inyectores para tener en cuenta el retraso derivado de la adquisición y el cálculo en este periodo transitorio y que así sea más rápida la adaptación al dosado requerido.
- Deposición de combustible en las superficies metálicas. También se actúa en los transitorios de aceleración y deceleración aumentando o disminuyendo, respectivamente, el tiempo de inyección. Esta acción se magnifica si la temperatura del agua es baja ya que aumenta la tendencia del combustible a depositarse sobre las superficies metálicas frías.
- Presión atmosférica. Tiene en cuenta la variación del gasto de aire del motor con la presión atmosférica, tanto por la meteorología como por la altitud.
- Temperatura del aire de admisión. Cuanto mayor es la temperatura del aire admitido menor es su densidad y menor también debe ser el tiempo de inyección.
- Temperatura del agua de refrigeración. Aumenta el tiempo de inyección durante los transitorios de arranque en frío y calentamiento.
- Recirculación de gases de escape. El tiempo de inyección debe bajar para tener en cuenta la llegada al colector de admisión de gases procedentes del escape (EGR) que están calientes y no pueden ser quemados.
- Control de emisiones por evaporación. El tiempo de inyección debe reaccionar a la entrada en la admisión del combustible procedente del *canister* de control evaporativo.
- Existencia de autoencendido. Cuando se produce autoencendido o picado en el desarrollo de la combustión (Capítulo 18), la mezcla se debe enriquecer (aumento del tiempo de inyección), además de actuar sobre el avance de encendido.
- Sonda lambda. Esta corrección es muy importante y es la que justifica la necesidad de introducir sistemas de inyección electrónica cuando hay catalizadores multifuncionales de escape. A partir de la señal procedente de la sonda lambda aumenta el tiempo de inyección si la mezcla es pobre o lo disminuye en el caso de que sea rica. Esta corrección se desarrolla a continuación.

Corrección del tiempo de inyección por señal de sonda lambda

Las restricciones impuestas a las emisiones contaminantes obligan a utilizar catalizadores multifuncionales de los gases de escape para obtener el nivel de emisiones reglamentado. Como se indica en el Capítulo 21, la eficiencia de la conversión conjunta de reducción de NO_x y de oxidación de CO y HC en el catalizador es máxima cuando el dosado utilizado es el estequiométrico (Figura 16.38).

La unidad de control de sistema de inyección calcula el tiempo de inyección buscando obtener en general un dosado estequiométrico, por lo que en condiciones ideales no sería necesaria ninguna corrección. Sin embargo, es habitual trabajar con realimentación en lazo cerrado (indicada en la Figura 16.29), a partir de la señal proporcionada por una sonda lambda que es sensible al contenido de oxígeno en los gases de escape. En la parte derecha de la Figura 16.38 se puede ver que la tensión de salida de una sonda lambda simple en su rango de utilización (350-800°C) varía bruscamente al pasar de mezcla pobre a rica. Esta señal se utiliza para realimentar el sistema de inyección de forma que se obtenga el dosado estequiométrico cuando sea preciso, en una secuencia que se ilustra en la Figura 16.39.

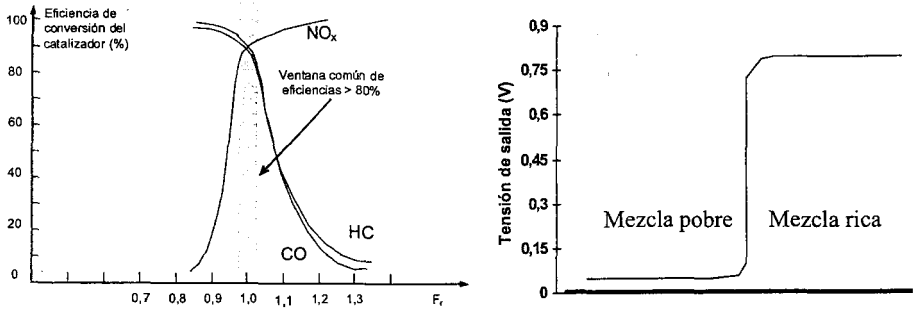


Figura 16.38 Eficiencia de la conversión de contaminantes en el catalizador multifuncional de escape y señal de una sonda lambda.

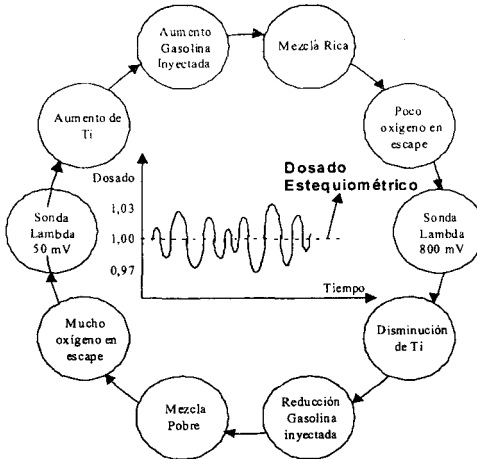


Figura 16.39 Secuencia de regulación del tiempo de inyección para conseguir dosado estequiométrico a partir de la señal de la sonda lambda de escape.

16.6 Inyección directa de gasolina

16.6.1 Concepto

Para que una mezcla homogénea sea inflamable es preciso que su dosado sea próximo al estequiométrico. En cualquier motor que opere con mezcla homogénea, entonces, es preciso regular la carga de manera cuantitativa, es decir, variando la cantidad de mezcla que se introduce en él. Esto implica que es necesario reducir la presión que reina en el colector de admisión, lo que conlleva un incremento apreciable del trabajo de bombeo. La operación con carga homogénea, por tanto, siempre lleva asociado un deterioro importante del rendimiento del

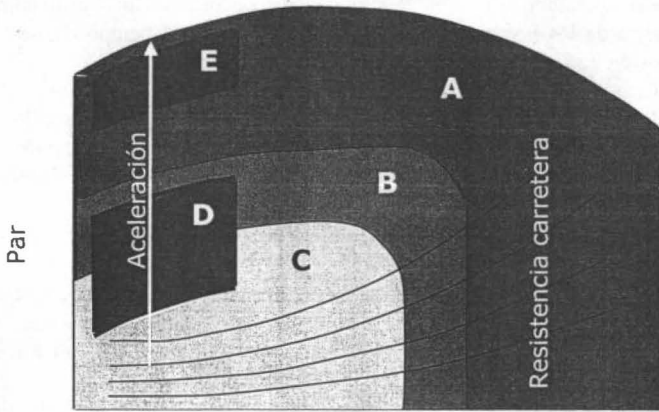
motor al reducir la carga. Esta relación únicamente puede romperse, en la práctica, recurriendo a lo que se denomina una mezcla estratificada, en la cual existe una porción de la mezcla con composición cercana a la estequiométrica, y que va empobreciéndose progresivamente a medida que se aleja uno de la bujía, de manera que puede reducirse la carga del motor reduciendo la cantidad de combustible quemado manteniendo la presión de admisión en valores elevados. Conviene remarcar que es imprescindible estratificar la mezcla para conseguir encender esa carga con dosado global pobre. El gran reto que presenta esta estrategia es diseñar un sistema robusto y repetitivo que garantice un funcionamiento estable del motor en todas las condiciones de operación.

Las primeras tentativas de aplicar este concepto (a lo largo de las décadas de los 80 y 90) fueron manteniendo la inyección del combustible en el colector de admisión, jugando casi exclusivamente con la turbulencia del aire para conseguir la estratificación de la mezcla. La mayoría de estos conceptos jamás han visto la luz, quedándose únicamente a nivel de prototipo. La principal razón de este fracaso es la imposibilidad de poder garantizar una adecuada estratificación de la carga en el punto muerto superior habiendo inyectado el combustible antes o durante la primera etapa de la fase de admisión, sabiendo que éste tiende a mezclarse y homogeneizarse durante la última etapa de la fase de admisión y durante toda la carrera de compresión.

La puesta en práctica de un motor de mezcla estratificada se hace mucho más factible cuando se inyecta la gasolina directamente en el cilindro, puesto que se reduce el tiempo disponible para homogeneizar, si bien es preciso superar la barrera tecnológica que supone el inyectar la gasolina a elevada presión. Esta última dificultad fue superada definitivamente a finales de los años 90, con la aparición de los primeros motores GDI de la marca Mitsubishi, a los que se unieron algunos modelos de Toyota y, ya en el nuevo milenio, casi la totalidad del resto de constructores. Las tecnologías usadas son diversas, y se detallarán en los siguientes apartados, así como en el Capítulo 18, donde se discutirá sobre el diseño de la cámara de combustión.

Como se ha indicado, la inyección directa de gasolina está basada en el concepto de inyectar el combustible en el interior de la cámara de combustión en vez de en el colector de admisión. Este concepto presenta algunas dificultades en comparación con la inyección indirecta, pero a cambio tiene potencialmente ventajas en relación con un menor consumo y una reducción de la formación de emisiones. Entre las dificultades inherentes a la inyección directa se encuentran: se requiere una mayor presión de inyección, puesto que el proceso va a disponer de menor tiempo para aportar el combustible requerido y además la presión en la cámara de combustión es mayor que en el colector. La regulación es más compleja, puesto que los modos de funcionamiento, en particular la homogeneidad o no de la mezcla aire combustible, dependen del punto de funcionamiento del motor (grado de carga y régimen de giro), además de otros aspectos como el propio encendido de la mezcla en condiciones de mezcla pobre.

Como se ha indicado, los motores de inyección directa pueden trabajar con mezcla homogénea y estequiométrica, si bien entonces no hay ventajas apreciables frente al mismo motor con inyección indirecta. Este modo de funcionamiento se corresponde en general con grados de carga y regímenes elevados, en los que la cantidad de combustible a introducir en el motor es la mayor correspondiente al aire admitido (zona A en la Figura 16.40).



Régimen de giro

Modos con una sola inyección: A. Carga homogénea con dosado estequiométrico. B. Carga homogénea con mezcla pobre o mezcla estequiométrica con EGR. C. Carga estratificada pobre con EGR.

Modos con inyección dual (doble inyección): C. Carga estratificada con exceso de combustible para regeneración del catalizador de NO_x . D. Carga homogénea con segunda inyección. E. Modo de control de autoencendido.

Figura 16.40 Modos de funcionamiento de un motor con inyección directa (adaptado de [4]).

Para grados de carga y regímenes más bajos, es más ventajoso que el motor trabaje con mezcla progresivamente más pobre (zona B), para tener los beneficios de mejor rendimiento y menor producción de emisiones contaminantes (CO , HC , NO_x). No obstante, a medida que se empobrece la mezcla, para que la combustión se pueda iniciar y progresar, la mezcla debe encontrarse dentro de los límites de inflamabilidad, lo que obliga a que la mezcla sea estratificada (zona C), con una región próxima a la bujía en la que la mezcla está cerca de la estequiometría y las otras regiones de la cámara de combustión con mezcla pobre o simplemente aire. Estos modos de funcionamiento son compatibles también con la existencia de recirculación de gases de escape (EGR) para tener un control adicional de las emisiones. Estos modos básicos de funcionamiento admiten una segunda inyección para tener combustible adicional y conseguir el requerimiento de aceleración (zona D) o bien el arranque en frío, calentamiento adicional del catalizador para su regeneración o enriquecimiento para evitar la tendencia a la detonación (zona E).

La variación de los modos de funcionamiento de un motor con inyección directa complica la regulación de la cantidad de combustible, y el inicio y duración de la inyección, pero también de la cantidad de aire, puesto que en los modos de mezcla pobre y estratificada la mariposa de admisión está esencialmente abierta, independientemente del grado de carga deseado, el cual se consigue actuando sobre la cantidad de combustible, como se ilustra en la Figura 16.41. Además el instante del encendido también debe variar ampliamente para que en los modos de carga estratificada se produzca la chispa eléctrica cuando el dosado de la mezcla próxima a la bujía se encuentre dentro de las condiciones de inflamabilidad.

16.6.2 Funcionamiento de un sistema de inyección directa

Para inyectar el combustible en el interior del cilindro se requiere una presión muy superior a la presión típica de un sistema de inyección indirecta. Esta presión se consigue mediante una bomba de alta presión, alimentada mediante una bomba previa de baja presión.

En un motor multicilíndrico, la bomba de alta presión mantiene una cierta cantidad de combustible en un conducto común (*common rail*) al cual están conectados los conductos de alimentación de los inyectores. Estos son de accionamiento eléctrico, con una bobina de accionamiento de la aguja que permite el paso del combustible líquido a alta presión. La configuración es similar a la de un motor diesel, con diferencias en razón de las presiones de inyección, más bajas en el caso de gasolina.

La Figura 16.42 recoge el esquema de un sistema de inyección directa de gasolina. Como en el caso de inyección indirecta, el gasto de aire se mide, para a partir del mismo calcular la cantidad de combustible a inyectar. Esta cantidad se traduce en un tiempo de accionamiento de cada inyector.

El resto de los elementos del sistema de inyección directa incluye el accionamiento de la mariposa del aire mediante un motor eléctrico paso a paso, una configuración adecuada de la cámara de combustión formada por la parte superior del pistón y la culata, y el sistema de escape con sensores lambda y catalizadores, así como sensores adicionales para la temperatura del motor o la existencia de autoencendido.

En funcionamiento de carga homogénea, la inyección se realiza durante la carrera de admisión (Figura 16.43, izquierda), para que exista el tiempo necesario para que el combustible se evapore y se mezcle homogéneamente con el aire admitido. Dicha evaporación depende de la volatilidad del combustible, del tamaño de las gotas inyectadas (que se reduce al aumentar la presión de inyección), de la temperatura del aire admitido y de la temperatura de la cámara de combustión.

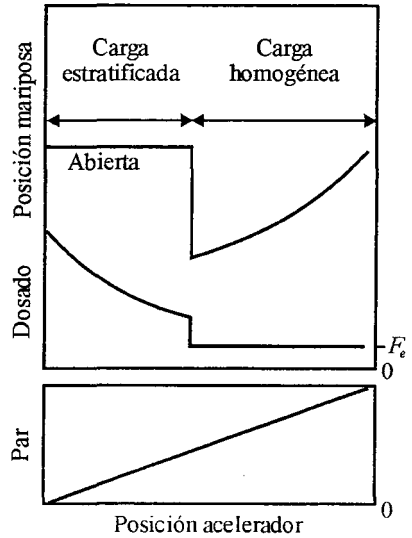
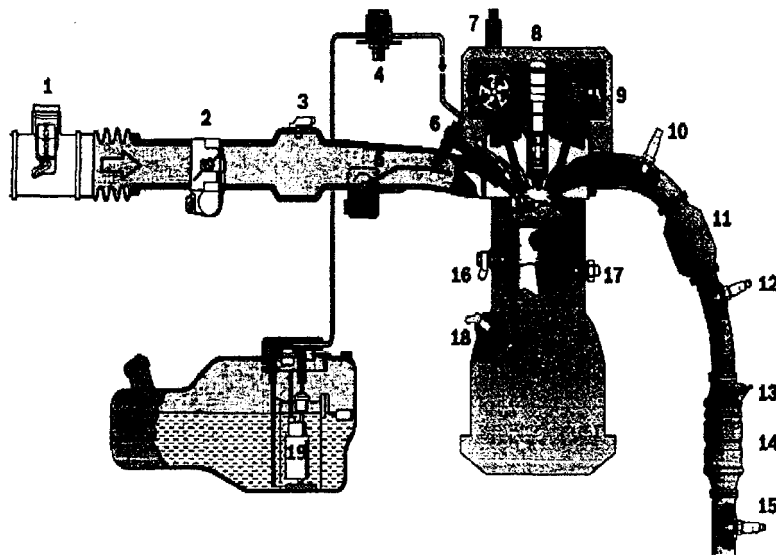


Figura 16.41 Cambio en los modos de funcionamiento en un motor con inyección directa al aumentar la demanda de carga (adaptado de [4]).



1. Medidor de aire, 2. Mariposa de gases, 3. Sensor de presión en el colector, 4. Bomba de alta presión, 5. Válvula de control del flujo para generar torbellino en el cilindro, 6. Conducto de combustible e inyector de alta presión, 7. Captador del árbol de levas, 8. Bujía de encendido, 9. Sensor del árbol de levas, 10. Sonda Lambda, 11. Catalizador primario, 12. Sonda Lambda, 13. Sensor de temperatura de escape, 14. Catalizador con almacenamiento de NO_x , 15. Sonda Lambda, 16. Sensor de autoencendido, 17. Sensor de temperatura del motor, 18. Sensor de velocidad de giro, 19. Bomba de alimentación de combustible.

Figura 16.42 Esquema de un sistema de inyección directa de gasolina (adaptado de [4]).

En funcionamiento en carga estratificada, la inyección se realiza durante la carrera de compresión, hacia el final de la misma, de forma que la configuración del pistón, la culata y el propio inyector determina que el chorro de gotas de combustible se dirija hacia los electrodos de la bujía (Figura 16.43, derecha). El tiempo disponible para la evaporación de combustible y el mezclado con el aire es mucho más reducido, por lo que la mezcla no es uniforme, permitiéndose que exista una región rica cerca de la bujía. Un vez que se inicia la combustión, ésta progresa hacia la zona pobre.

Para dirigir el chorro de gotas de gasolina hacia la zona de la bujía, se pueden utilizar tres conceptos, íntimamente relacionados con la geometría del pistón y la posición relativa del inyector y la bujía. El primer concepto es de guiado por pared, siendo lo determinante la geometría de la cámara de combustión formada por la parte superior del pistón y por la culata. El segundo es el guiado por el aire, que si bien no es independiente de la configuración geométrica de la cámara, otorga más importancia al movimiento en torbellino del aire en el cilindro, bien por un torbellino de eje vertical (swirl), bien por un torbellino de eje horizontal (tumble). Finalmente el tercer concepto es de guiado por el chorro, en el que el inyector adopta una posición próxima a la del eje de cilindro, dirigiendo de forma directa el chorro hacia la bujía. En el Capítulo 18 se muestran estos tres conceptos de diseño de cámara de combustión.

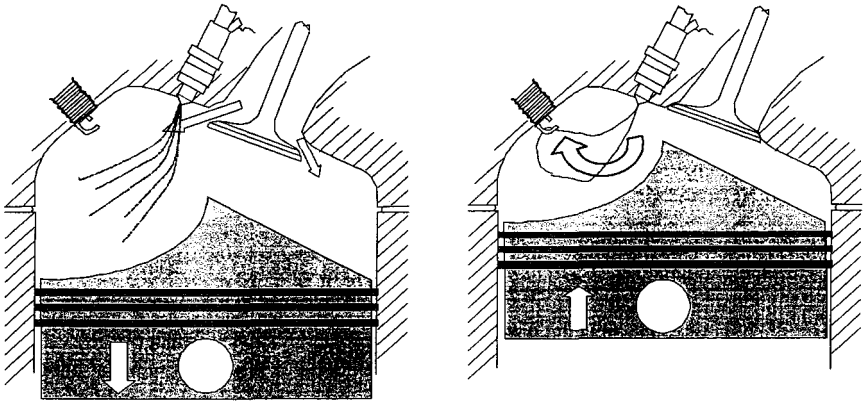


Figura 16.43 Modos de funcionamiento en inyección directa: carga homogénea con inyección durante la admisión y carga estratificada con inyección al final de la compresión. Las flechas indican la dirección del flujo de aire que interacciona con el chorro de combustible inyectado.

El beneficio del mejor rendimiento de la mezcla estratificada pobre se ve en parte contrarrestado por la formación de hollín en las zonas ricas y de NO_x en las zonas de transición de dosado rico a pobre, problema que es característico de las mezclas estratificadas. La recirculación de gases de escape ayuda a controlar las emisiones de NO_x . El modo de funcionamiento en carga estratificada está limitado, ya que a altos grados de carga las emisiones de hollín y NO_x crecen excesivamente. A grados de carga muy bajos, la temperatura de los gases de escape es muy reducida y el catalizador de escape no funciona adecuadamente. Por otro lado, para regímenes de giro típicamente superiores a unas 3000 rpm no hay tiempo suficiente para formar una mezcla inflamable cerca de la bujía.

Cuando aumenta el grado de carga o el régimen de giro, hay que pasar del modo de carga estratificada al de carga homogénea. Esta transición se realiza de forma más suave manteniendo una primera inyección en la carrera de admisión, que genera una mezcla uniforme pero pobre, seguida de una segunda inyección en la carrera de compresión, que genera una región de mezcla rica cerca de la bujía, lo que asegura el encendido y la combustión del conjunto de la mezcla aire-combustible.

Inyectores para inyección directa

Los inyectores requeridos para la inyección directa de gasolina son, en relación con los equivalentes para inyección indirecta, más robustos debido a las mayores presiones y temperaturas que se manejan (Figura 16.44). Adicionalmente hay mayores requerimientos debido a los reducidos tiempos de inyección disponibles para inyectar dentro de la cámara de combustión. Como comparación se puede hablar de tiempos de inyección en un motor a 6000 rpm y a plena carga del orden de 5 ms, frente a 20 ms para el caso de inyección indirecta. El rango de regulación entre plena carga y ralentí puede ser de 12:1. Habitualmente los inyectores tienen un accionamiento a una tensión en torno a 65V, para poder manejar corrientes aceptables que

proporcionen un levantamiento suficientemente rápido de la válvula. La secuencia de accionamiento del inyector, levantamiento de la aguja y salida de combustible es, con las diferencias apuntadas, conceptualmente semejante a la de un inyector para inyección indirecta (Figura 16.36)

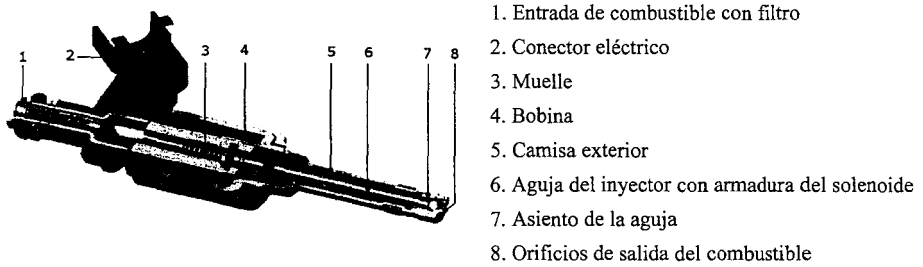


Figura 16.44 Esquema de un inyector de inyección directa de gasolina (adaptado de [4]).

Bomba de combustible de alta presión

Puesto que las presiones de inyección en los sistemas de inyección directa son muy superiores a los de inyección indirecta, los requerimientos sobre la bomba de alta presión son también mayores. El aumento de presión se realiza escalonado a partir de un bomba de baja presión (3,5 bar) que alimenta a la de alta, a la salida de la cual se colocan una rampa de acumulación y distribución a los inyectores, a las presiones demandadas (hasta 200 bar). La presión de la rampa se regula adaptándose al valor deseado en función de las condiciones de funcionamiento del motor, mediante un regulador de presión que recircula si es necesario parte del combustible a la admisión de la bomba de alta presión.

Las bombas de alta presión son del tipo de émbolo, admitiendo varias posibilidades, como se indica en la Figura 16.45, siendo la preferida por sus ventajas la configuración radial.

Principio	Pistón axial	Pistón radial	En línea
Criterios evaluación			
Durabilidad	●	+	●
Eficiencia	●	+	●
Tamaño	●	+	-
Coste	+	+	●

+ Bueno ● Medio - Desfavorable

Figura 16.45 Tipos de bombas de alta presión para inyección directa de gasolina (adaptado de [6]).

16.7 Formación de la mezcla con combustibles gaseosos

Los combustibles gaseosos se han utilizado en motores de combustión interna alternativos con diversos fines, tanto en motores estacionarios, alimentados con gas natural, con biogás o con gas de gasificación, como en motores de automoción, fundamentalmente alimentados con gases licuados del petróleo (GLP o bien Autogás, en la denominación aceptada actualmente), pero también con gas natural, y con biogás. Además, la introducción de hidrógeno como combustible alternativo, sólo o más frecuentemente en mezclas con gas natural o con otros gases (*gases ricos en hidrógeno*), cobra cada día mayor interés.

En principio la mezcla física del gas combustible y el oxidante (aire ambiente en la mayor parte de los casos) es más sencilla de realizar por tratarse de gases. Sin embargo, surgen dificultades también por ese carácter gaseoso del combustible, puesto que la dosificación puede ser más difícil en dispositivos semejantes a los carburadores (por ejemplo, el gas seguiría fluyendo independientemente de la depresión creada por el motor). Por ello, se pueden usar disposiciones semejantes a las de inyección de combustibles líquidos, con válvulas accionadas eléctricamente, controladas por una unidad electrónica y en su caso con realimentación de la señal de una sonda lambda. En muchos casos los motores alimentados con combustibles gaseosos trabajan en condiciones de mezcla pobre, para tener la ventaja de menores consumos y emisiones contenidas.

Por otro lado, puesto que los poderes caloríficos de los combustibles gaseosos son muy variables en comparación con los de los combustibles líquidos habituales para motores de encendido provocado, es necesario establecer las bases para poder estimar la potencia de un motor cuando se sustituya el combustible. Para ello se plantea en primer cuál es el valor del poder calorífico de la mezcla aire-combustible por unidad de volumen, puesto que un motor es una máquina volumétrica.

16.7.1 Poder calorífico de una mezcla aire-combustible

Aquí se incluye un desarrollo que permite expresar la potencia del motor en función del poder calorífico por unidad de volumen de la mezcla aire-combustible. Esto permite introducir un índice de calidad de la mezcla desde el punto de vista energético, para comparar la potencia que puede proporcionar el motor con combustibles de diferentes poderes caloríficos y relaciones estequiométricas.

Las variables más significativas para el aprovechamiento energético de un combustible en un motor son:

- La relación estequiométrica aire-combustible, que determina la cantidad mínima de aire para una combustión completa.
- El poder calorífico del combustible, que depende de la composición. No obstante, para la combustión en un motor, debido a las limitaciones de volumen del cilindro, es más relevante el poder calorífico de la mezcla aire-combustible (evaporado si es líquido, o bien gaseoso) siendo más importante por unidad de volumen que por unidad de masa.
- La velocidad de combustión de dicha mezcla, en especial si es mayor o menor que la de los combustibles convencionales de referencia como la gasolina.
- La tendencia a la detonación de la mezcla, ya que marca el mayor valor de la relación de compresión del motor.

La potencia de un motor se puede expresar como [7]:

$$N_e = \dot{m}_f PCI \eta_e = \dot{m}_a F PCI \eta_e = i n V_T \rho_{ia} \eta_v C F_r F_e PCI \eta_e \quad (16.29)$$

donde los símbolos representan los conceptos habituales referidos al motor (C se detalla más abajo), que pueden agruparse en tres grupos [8]:

$$N_e = K_D K_O EFQ \quad (16.30)$$

donde K_D agrupa a las variables dependientes del diseño del motor:

$$K_D = i V_T \eta_v \eta_e \quad (16.31)$$

K_O a las dependientes de las condiciones operativas del motor:

$$K_O = n \rho_{ia} F_r \quad (16.32)$$

y finalmente el parámetro EFQ (*Engine Fuel Quality*) a las dependientes de la composición del combustible:

$$EFQ = C F_e PCI \quad (16.33)$$

El parámetro C corresponde a la fracción molar del aire en la mezcla, y por ello depende también del dosado en el motor F_r , pero se puede asumir que varía poco con F_r para un cierto combustible. Aunque η_v y η_e dependen en parte de las condiciones operativas del motor, el tipo de dependencia es fija para un diseño de motor dado. El rendimiento efectivo η_e depende también de la velocidad de combustión del combustible, pero esta dependencia puede considerarse como de segundo orden de magnitud comparada con el resto de parámetros que aparecen en la definición de EFQ .

Este parámetro EFQ (kJ/kg) puede expresarse de forma equivalente como:

$$EFQ = PCI_{vol} / \rho_{ia} \quad (16.34)$$

siendo PCI_{vol} (kJ/m³) el poder calorífico de la mezcla aire-combustible por unidad de volumen (no el del combustible por unidad de masa, PCI). Entonces la potencia del motor se puede expresar como:

$$N_e = i n V_T \eta_v \eta_e F_r PCI_{vol} = K_D n F_r PCI_{vol} \quad (16.35)$$

donde se pone en evidencia que el poder calorífico relevante es el de la mezcla por unidad de volumen.

Desde el punto de vista de requerimientos de mezcla del motor, esta relación es importante puesto que hay combustibles gaseosos (por ejemplo, el gas de gasificación) que tienen un poder calorífico medio o incluso bajo por unidad de masa, pero que desde el punto de vista de poder calorífico por unidad de volumen de la mezcla estequiométrica presentan valores sólo algo menores que los de una mezcla aire-gasolina en iguales condiciones.

16.7.2 Dispositivos para la formación de la mezcla con combustibles gaseosos

Mezcladores y sistemas de inyección de combustibles gaseosos

Los dispositivos para dosificar y favorecer la formación de la mezcla de un gas combustible con el aire de combustión son de dos tipos fundamentalmente: mezcladores e inyectores.

Los mezcladores son dispositivos donde el gas se introduce en el seno del conducto por el que circula el aire admitido por el motor. La depresión generada por el flujo de aire al pasar por un venturi provoca que el gas sea absorbido, de forma análoga al caso de un carburador (Figura 16.46). Existe una galería anular conectada a través de un regulador de presión con el conducto que suministra el combustible gaseoso. Una ranura o una serie de orificios radiales conectan la galería anular con el venturi para distribuir uniformemente al gas en flujo de aire. En otros dispositivos se introduce el gas a través de un conducto cerca del eje del venturi. La uniformidad completa de la mezcla se consigue por difusión entre el aire y el gas en el tránsito de la mezcla hasta el cilindro. La presión de suministro debe ser baja (en torno a 0,5 bar manométrico), puesto que es la depresión en el venturi la que fuerza la entrada de gas. La curva de dosado sería similar a la de un carburador, dependiendo de los reglajes del mezclador (diámetro fundamentalmente) y del ajuste del regulador, que deben ser elegidos de acuerdo a las características del motor y las condiciones de utilización. Adicionalmente se deben incorporar diversos elementos de seguridad y otros asociados al funcionamiento de condiciones no estacionarias.

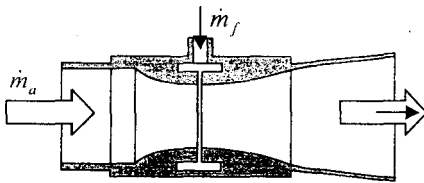


Figura 16.46 Esquema de un mezclador gas-aire.

Los mezcladores se pueden utilizar en motores estacionarios y también en motores de automoción. En este último caso es habitual que exista en paralelo un sistema de formación de mezcla con gasolina, bien con carburador o más habitualmente con inyección. El mezclador se coloca en la caja de la mariposa de admisión o bien entre ésta y el filtro de admisión.

Los sistemas de inyección de gas son análogos a los correspondientes a la formación de la mezcla con gasolina, teniendo en cuenta que la densidad del gas es mucho menor, lo que condiciona el gasto a inyectar. Estos sistemas son más habituales en motores de automoción, alimentados con gas natural o con gases licuados del petróleo. Con gas natural, la presión a la entrada del inyector es más elevada, en torno a 7 bar, que supone que existe un salto supercrítico en el inyector, lo que independiza el gasto de gas de la presión en el colector de admisión, incluso en motores sobrealimentados [4].

Puede existir un único inyector o bien uno por cilindro (inyección multipunto), con una rampa común de alimentación de los inyectores y una situación de cada uno de ellos análoga a la de inyección de gasolina, cerca de la válvula de admisión. Cuando se usan GLP es también posible la inyección multipunto con el combustible en estado líquido, tal como se almacena a bordo de los vehículos. No se ha desarrollado la inyección directa de gas en el cilindro, que exigiría presiones de inyección elevadas (comparables a las de gasolina), con un consumo de energía para la compresión muy alto.

En el caso de los motores de automoción, también es habitual mantener el sistema de inyección de gasolina, por lo que existe un doble sistema de formación de la mezcla, con funcionamiento alternativo según las condiciones demandadas. Así por ejemplo, el arranque en frío se suele realizar con gasolina. En el funcionamiento durante la etapa de calentamiento se pasa a trabajar con el combustible gaseoso, en una transición cuya duración que depende de la temperatura del motor. El arranque con el motor caliente se puede hacer con gas. En condicio-

nes en las que se demande máxima potencia, es posible pasar a modo gasolina, puesto que la potencia máxima con un combustible como gas natural puede ser hasta un 10% inferior a la proporcionada con la mezcla de gasolina, debido al menor poder calorífico por unidad de volumen de la mezcla estequiométrica.

Sistemas de GLP para automoción

Seguidamente se describen los elementos básicos de una instalación de alimentación de GLP para vehículos de inyección electrónica de gasolina con catalizador y sonda Lambda. En la Figura 16.47 se presenta un sistema dual con inyección de gasolina e inyección de GLP previamente vaporizado.

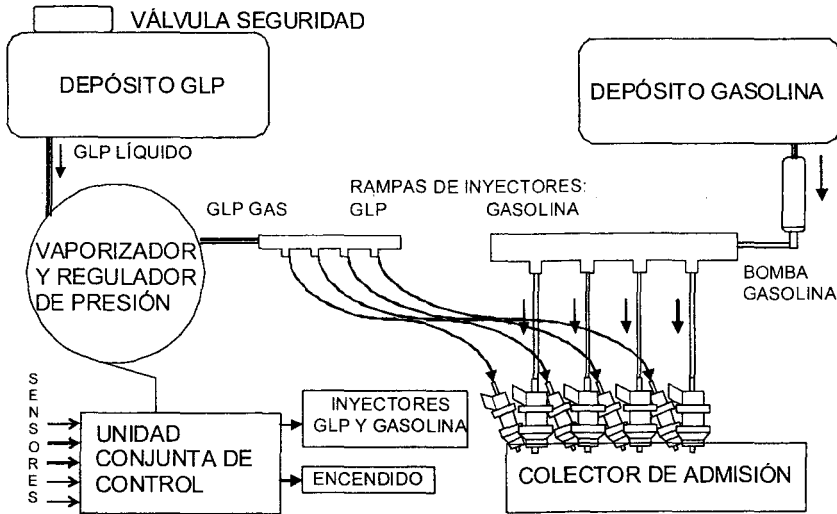


Figura 16.47 Esquema de sistema mixto de inyección de gasolina y GLP.

El depósito contiene el GLP líquido a unos 7 bar, disponiendo de varias válvulas: seguridad (tarada a 30 bar), antidesbordamiento, que limita la capacidad del depósito al 80% de su volumen, de alimentación del motor, así como la válvula o conexión de llenado. La alimentación se realiza con el gas en estado líquido. Además hay un indicador de nivel de la fase líquida.

El vaporizador y regulador de presión tiene varias funciones. En primer lugar, evaporar el GLP que se encuentra almacenado en el depósito en estado líquido, mediante una reducción de presión y aporte de calor a través del agua de refrigeración del vehículo. Se encarga también de reducir la presión del GLP y regularla a presión constante, y finalmente suministra la cantidad correcta de GLP gas demandada por el sistema de inyección (o la unidad de mezcla en los sistemas más sencillos).

La regulación del flujo de gas se realiza por medio de un motor paso a paso que, gobernado por la unidad de control, actúa sobre un vástago que modifica la sección de paso del gas. Dependiendo de la configuración del sistema, puede haber dos circuitos internos para una

adecuada dosificación de la cantidad de gas: uno para funcionamiento normal, y otro correspondiente a las fases de arranque y funcionamiento al ralentí.

La función básica de la unidad de control es regular la alimentación de GLP de modo que el dosado de la mezcla suministrada al motor sea en todo momento la adecuada a las necesidades del mismo, manteniendo además las condiciones de seguridad necesarias.

En el caso de vehículos con catalizador, las necesidades para una buena eficacia y durabilidad del mismo se centran en mantener, en funcionamiento normal del vehículo, la relación estequiométrica. El equipo mandará actuar al regulador en función de la señal recibida de la sonda lambda.

Las principales señales de entrada a la unidad de control son proporcionadas por los diferentes sensores. En la Figura 16.48 se indican estas señales de entrada, junto con las principales de salida. El sistema es similar a uno convencional de inyección electrónica de gasolina, con la complejidad adicional de trabajar alternativamente con dos combustibles y tener que cambiar ligeramente los reglajes en función del combustible y las condiciones operativas. En particular, el elevado índice de octano del gas licuado del petróleo (110 RON) permite un avance del encendido un 10% mayor a regímenes bajos. Por el contrario, las velocidades de combustión más bajas requieren reducir el avance a regímenes altos en una magnitud similar.

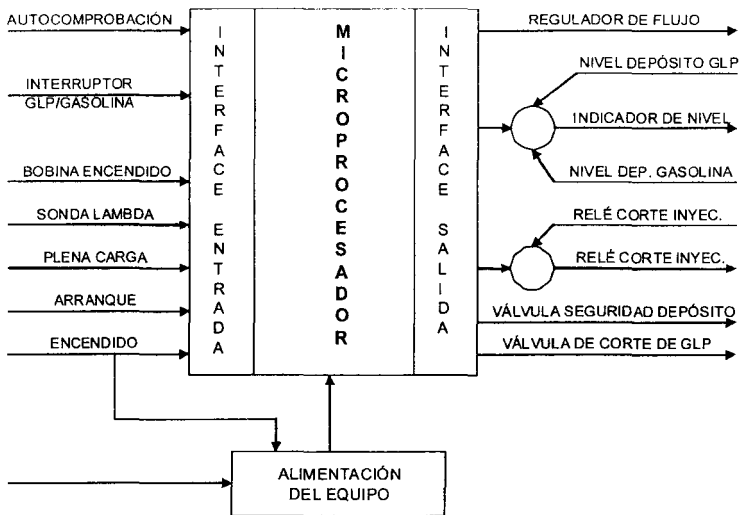


Figura 16.48 Unidad de control para un sistema de inyección de GLP en automoción (adaptada de [9]).

16.8 Resumen

En este capítulo se han analizado los requerimientos de mezcla de un motor y los dispositivos asociados. Estos requerimientos de mezcla comprenden varios aspectos, tanto cualitativos como cuantitativos. Así, la mezcla aire-combustible debe ser gaseosa, homogénea (en

algunos casos estratificada), con reparto uniforme entre cilindros, con el dosado requerido y además debe estar disponible en el momento y en las condiciones requeridas para la marcha constante, aceleración, deceleración, arranque en frío y calentamiento, etc. Los requerimientos de dosado de un motor se pueden expresar en función del grado de carga del mismo, con modificaciones para tener en cuenta las condiciones operativas citadas. A su vez, estos requerimientos de dosado se pueden hacer depender de otras variables operativas más fácilmente medibles, como son la presión (o, en su caso, la depresión) en el colector de admisión o el gasto de aire.

Los sistemas más sencillos para formar la mezcla son los carburadores, cuyo funcionamiento depende esencialmente de la depresión generada por el motor, si bien incorporan sistemas adicionales para proporcionar el dosado requerido en las otras condiciones operativas (plena carga, aceleración, calentamiento). La necesidad de colocar catalizadores multifuncionales en los escapes de los motores ha hecho prácticamente imprescindible la presencia de sistemas de inyección de combustible con control electrónico, que por otro lado presentan también ventajas en cuanto a la calidad de la mezcla y aportan flexibilidad en el diseño de los colectores de admisión. Estos sistemas han evolucionado considerablemente y su uso se ha generalizado.

El control electrónico puede considerar todas las condiciones operativas del motor, a partir del mapa de inyección, así como el encendido de la mezcla, e incluye diversas correcciones, de las cuales la más importante es la señal de la sonda lambda del escape. Además de los sistemas de inyección en el colector de admisión (inyección indirecta), existen los sistemas de inyección en el cilindro (inyección directa). Estos sistemas trabajan con presiones de inyección mucho mayores e incluyen modos de funcionamiento con carga homogénea a plena carga y carga estratificada a cargas parciales, con ventajas en este último caso en términos de consumo específico y de formación de contaminantes.

Finalmente, se han analizado los sistemas de formación de la mezcla con combustibles gaseosos (tipo GLP, gas natural, biogás). Esencialmente hay dos tipos: los sistemas más sencillos, denominados mezcladores, que son similares a los carburadores de combustibles líquidos y que tienen pocas posibilidades de regulación. Alternativamente existen sistemas electrónicos de inyección del combustible gaseoso similares a los de inyección indirecta de gasolina, con las mismas posibilidades de regulación del dosado y el encendido en función de las condiciones operativas. Algunos de estos sistemas pueden funcionar en modo dual con combustibles líquidos y gaseosos.

Referencias y bibliografía

Referencias

1. Nouven, A., *La carburación*. Technip, 1971 [Cap. 2].
2. Heywood, J. B., *Internal combustion engine fundamentals*, McGraw-Hill, 1988 [Cap. 7].
3. Castro, M. de, *Carburadores*. CEAC, 1971 [Cap.8].
4. Bosch, R., *Gasoline-engine management*, 3ª ed. Wiley, 2006.
5. Lenz, H. P., *Mixture formation in spark-ignition engines*. Springer - SAE, 1992.
6. Moser, W.; Mentgen, D.; Rembold, H., Gasoline direct injection - A new challenge for future engine management systems. Part 1: Injection system and engine management. *MTZ* 58(9), pp. 1-8, 1997.
7. Taylor, C.F., *The internal combustion engine in theory and practice*. MIT Press, 1985.

8. Tinaut, F.V.; Melgar, A.; Horrillo, A.; de la Rosa, A.D., Method for predicting the performance of an internal combustion engine fuelled by producer gas and other low heating value gases. *Fuel Processing Technology* **87**(2), pp. 135-142, 2006.
9. Garrett, T. K., *Automotive Fuels and Fuel Systems: Gasoline*. Pentech Press - SAE, 1991. [Cap. 10].

Capítulo 17

Encendido eléctrico

L. M. Rodríguez

E. Navarro

17.1	Introducción.....	500
17.2	Teoría del encendido	500
17.2.1	Estudio fenomenológico de la chispa: fases	500
17.2.2	El proceso de ignición de la mezcla.....	502
17.2.3	Influencia de algunos parámetros sobre el voltaje mínimo necesario	507
17.3	Principio de funcionamiento del sistema eléctrico de encendido	508
17.3.1	Caracterización eléctrica del sistema de encendido.....	509
17.3.2	Diagramas tensión tiempo.....	516
17.4	Sistemas de encendido.....	521
17.4.1	Encendido inductivo por batería	521
17.4.2	Encendido inductivo por magneto. Plato magnético	527
17.4.3	Encendido por descarga de condensador	528
17.4.4	Otros sistemas de encendido: ignición por chorro de plasma.....	531
17.5	Las bujías.....	531
17.5.1	Condiciones de operación	531
17.5.2	Descripción de la bujía.....	532
17.5.3	Evacuación de calor: grado térmico.....	534
17.6	Resumen	534
	Referencias y bibliografía	535

17.1 Introducción

El inicio de la combustión en los motores de encendido provocado puede llevarse a cabo de diferentes maneras. No obstante, el encendido de la mezcla mediante una descarga eléctrica (encendido eléctrico) es el sistema más habitual. Entre los motivos que lo hacen interesante, destaca su capacidad de entregar la energía necesaria para el inicio de la combustión de una forma extraordinariamente rápida y precisa.

La gran influencia que el avance de encendido y la potencia de la chispa tienen sobre las prestaciones mecánicas, las emisiones contaminantes y el comportamiento de los motores, en general, ha conducido al empeño continuado de los ingenieros por mejorar los sistemas de encendido de los motores. Es por ello que el conocimiento preciso de lo que ocurre entre los electrodos de la bujía durante el salto de la chispa o el conocimiento del comportamiento eléctrico del sistema de encendido resultan de gran interés.

El avance experimentado en las últimas décadas por la electrónica digital y analógica y, particularmente, la profusión del uso de sensores en los motores han contribuido de forma notable a:

- Eliminar piezas móviles sometidas a desgaste necesitadas de mantenimientos periódicos y causantes de multitud de averías.
- Responder con rapidez y precisión a las necesidades de la combustión en el motor.
- Incrementar la potencia de la chispa reduciendo el consumo energético para, así, reducir fallos de encendido.

A pesar del elevado nivel de desarrollo tecnológico que tienen los sistemas de encendido eléctrico, siguen existiendo dificultades para la ignición de las mezclas pobres. Por esta razón, se siguen investigando nuevos sistemas de encendido. El de chorro de plasma, que será tratado brevemente, quizás sea el de mayor interés en este sentido.

17.2 Teoría del encendido

En los motores alternativos de combustión interna es necesario, para obtener un rendimiento elevado, lograr que el proceso de combustión se inicie antes de que el émbolo llegue al punto muerto superior (PMS), dependiendo este punto de inicio de diversos parámetros de operación del motor.

En el caso de los motores de encendido provocado el inicio de combustión se logra mediante el aporte, desde el exterior, de una cierta cantidad de energía. Lo más usual es aportar la energía haciendo saltar una chispa entre los electrodos de una bujía. Por consiguiente, resulta necesario que el motor esté dotado de un sistema capaz de suministrar esa energía de la forma adecuada y en el instante preciso.

17.2.1 Estudio fenomenológico de la chispa: fases

El proceso de ignición comienza con la formación de una columna o canal de plasma entre los electrodos de la bujía, el proceso continúa mediante reacciones químicas exotérmicas que se producen en una delgada capa de ese canal, y finaliza produciéndose un frente de llama que se autosustenta y se expande. La energía necesaria para que se produzca la ignición depende, entre otros factores que se verán posteriormente, del dosado de la mezcla y de su movimiento (Figura 17.1).

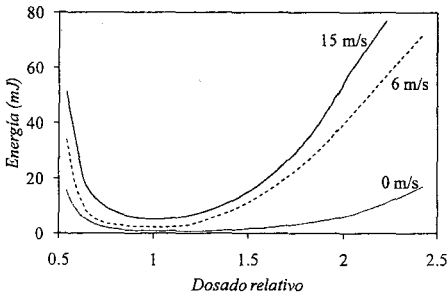


Figura 17.1 Influencia del dosado y la velocidad del fluido sobre la energía de ignición mínima para una mezcla propano-aire a 0,17 atm.

físicas del canal de plasma que se forma (Figura 17.2): fase de pruruptura, de ruptura, de arco y de descarga glow.

Fase de pruruptura

Inicialmente el gas que se encuentra entre los electrodos de la bujía actúa como aislante desde el punto de vista eléctrico. Al aumentar la diferencia de potencial entre los electrodos, hasta valores del orden de 15 kV, los electrones que se encuentran entre ellos aumentan su energía y empiezan a desplazarse hacia el ánodo, pero manteniéndose una intensidad muy baja.

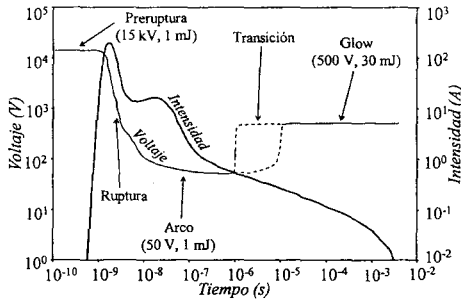


Figura 17.2 Evolución temporal del voltaje y de la intensidad en un sistema de encendido inductivo.

A nivel de ejemplo, en una mezcla de propano y aire (Figura 17.1), cuando la mezcla es homogénea, estequiométrica y está en reposo, se requiere una energía de unos 0,2 mJ; mientras que si la mezcla está en movimiento la energía necesaria es de al menos 1 mJ para el caso de la ignición a ralenti, requiriéndose unos 3 mJ para mezclas más ricas o más pobres. En la práctica se utilizan energías entre un mínimo de 30 mJ hasta valores de 100 mJ durante 1 ms para asegurar la ignición.

El proceso por el que se forma la chispa en la bujía puede dividirse en varias fases consecutivas, que se diferencian por su energía y las propiedades

Si el campo eléctrico alcanza un valor suficientemente alto, los electrones acelerados debido a las colisiones, pueden ionizar otras moléculas del gas, con lo que se generan nuevos electrones e iones, que contribuyen a aumentar aún más la corriente. Además, la emisión de radiación UV ioniza más moléculas del gas y excita multitud de niveles energéticos.

Fase de ruptura

Cuando el número de electrones liberados alcanza un valor determinado, la impedancia entre los electrodos cae de forma brusca, aumenta la corriente de forma rápida a unos 200 A, disminuye la

caída de tensión y el proceso se automantiene, iniciándose la fase de ruptura que dura unos pocos ns (unos 10 ns). En esta fase, se forma inicialmente un estrecho canal de unos 40 μm en el que las partículas están disociadas, ionizadas y excitadas con energías potenciales de más de 20 eV, por lo que la energía almacenada es muy alta. Debido al rápido aumento de la tempera-

tura (≈ 60.000 K), se produce un aumento de la presión en el interior del canal que provoca su brusca expansión, con formación de ondas de choque, que hace disminuir la presión y la temperatura del plasma. En este proceso, la transferencia de energía al gas se realiza con una eficiencia muy alta, del orden del 94% (Tabla 17.1). Ello se debe, entre otras causas, a la brevedad del proceso.

Las reacciones químicas se inician debido a la gran densidad de radicales que existen en la columna de plasma. Estas reacciones químicas únicamente se pueden producir en la superficie de dicha columna, donde la temperatura es menor que en el interior y hay moléculas estables.

Tabla 17.1 *Energía comunicada al plasma y perdida en cada fase.*

	Ruptura (%)	Arco (%)	Glow (%)
Pérdidas por radiación	< 1	5	< 1
Calor perdido a los electrodos	5	45	70
Pérdidas totales	6	50	70
Energía del plasma	94	50	30

Fase de arco

En esta fase el voltaje es pequeño (≈ 50 V) y la corriente disminuye hasta un valor que el sistema de encendido sea capaz de mantener. El grado de ionización es menor que en la fase anterior, dominando la disociación térmica de las moléculas del gas. En el cátodo se forma un punto caliente y parte de su material se funde y vaporiza, erosionándose debido a la fuerte emisión de electrones. Asimismo, la temperatura en el canal disminuye a unos 6.000 K debido a las pérdidas de calor y a la expansión. El canal de plasma se expande por efecto de la presión interior y comienzan a producirse reacciones exotérmicas que llegan a producir una llama que se propaga. La eficiencia de la transferencia de energía al gas es del orden del 50% (Tabla 17.1) debido al aumento de las pérdidas de calor a los electrodos al ser el tiempo de duración de esta fase mayor.

Descarga glow

Posteriormente a la descarga de arco, puede existir una fase de transición a la descarga glow cuando la corriente es menor de unos 100 mA. El cátodo está más frío y existe muy poca ionización. En esta fase el voltaje aumenta de nuevo, la temperatura en el canal baja a unos 3.000 K y la pérdida de calor a los electrodos es más significativa, por lo que la eficiencia de la transferencia de energía al gas disminuye a valores del orden del 30% (Tabla 17.1). Durante esta fase se produce la descarga de la mayor parte de la energía almacenada en los circuitos del sistema de encendido.

17.2.2 El proceso de ignición de la mezcla

De toda la energía suministrada a la bujía únicamente una fracción, contenida en la superficie exterior del plasma, se utiliza para iniciar el proceso de combustión. La propagación de la llama se inicia en la superficie exterior que inicialmente se expande de forma violenta con velocidad laminar. Posteriormente aumenta su velocidad cuando el tamaño de la superficie es lo suficientemente grande como para ser afectada por la turbulencia existente en el cilindro. Aunque la inflamación inicial viene acompañada de radicales libres, el proceso de ignición se

puede tratar como un problema térmico, ya que los procesos en el frente de llama autosostenible están muy ligados al perfil de temperaturas en el frente.

Radio o volumen crítico

Para que se produzca la inflamación de la mezcla aire-combustible se requiere un radio mínimo del plasma. Para determinar este valor se va a despreciar el efecto de la radiación del frente de llama, ya que esta se debe fundamentalmente a la emisión en el infrarrojo de las bandas del CO_2 y H_2O , que no pueden ser absorbidos por la mezcla sin reaccionar al no estar presentes estas especies delante del frente de llama. Además, para que se produzca la ignición, es necesario que la energía en la zona de inflamación sea igual a la del frente de llama autosostenible, que se mueve con una velocidad u_f . Por otra parte, se considera la contribución del flujo de calor a través del frente por difusión y conducción mediante un único coeficiente de transporte K . Se supondrá una geometría esférica con presión constante, un perfil de temperatura como el de la Figura 17.3, un volumen de control que se corresponde a una cáscara esférica de radio r , espesor Δr y volumen ΔV y, todo ello, en un incremento de tiempo Δt .

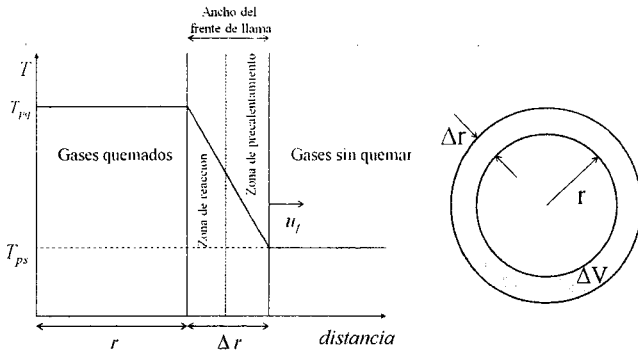


Figura 17.3 Perfil de temperatura y geometría de la zona de combustión.

La energía máxima disponible por unidad de masa (q_{disp}) que puede obtenerse del proceso viene dada por la diferencia entre el poder calorífico del combustible (PCI) y la entalpía específica (Δh) requerida para calentar los productos de la reacción desde la temperatura de los reactantes sin quemar (T_{ps}) hasta la temperatura de los productos quemados (T_{pq}).

$$q_{disp} = PCI - \Delta h$$

Por consiguiente, la energía total disponible en el volumen ΔV viene dada por la expresión:

$$\Delta Q_V = q_{disp} m_f = q_{disp} \Delta V / v \quad (17.1)$$

donde m_f es la masa de combustible y v es el volumen específico de la mezcla aire-combustible.

Considerando la geometría esférica supuesta inicialmente, la zona de reacción será una cáscara esférica (Figura 17.3), cuyo volumen es:

$$\Delta V = 4/3 \pi (r + \Delta r)^3 - 4/3 \pi r^3 \approx 4\pi r^2 \Delta r$$

quedando la ecuación (17.1) como

$$\Delta Q_V = \frac{q_{disp}}{v} 4\pi r^2 \Delta r$$

y dado que

$$v = \frac{R_g T}{p}$$

resulta que

$$\Delta Q_V = \frac{q_{disp} p}{R_g T} 4\pi r^2 \Delta r \quad (17.2)$$

donde R_g es la constante del gas, y p y T son su presión y temperatura respectivamente.

Considerando las pérdidas térmicas globales mediante el coeficiente de difusión K , se puede decir que el flujo neto de energía perdido por la superficie fría viene dado por la expresión

$$Q_S = K(T_{pq} - T_{ps}) A \frac{\Delta t}{\Delta r}$$

y como la superficie es

$$A = 4\pi(r + \Delta r)^2 \approx 4\pi(r^2 + 2r\Delta r)$$

queda

$$\Delta Q_S = K \frac{(T_{pq} - T_{ps})}{\Delta r} \Delta t 8\pi r \Delta r \quad (17.3)$$

Para que la llama se autosostenga es necesario que $\Delta Q_V \geq \Delta Q_S$, ya que si no es así se producirá el apagado. Por consiguiente

$$\frac{\Delta Q_V}{\Delta Q_S} \geq 1$$

y con las ecuaciones (17.2) y (17.3) se obtiene

$$\frac{\Delta Q_V}{\Delta Q_S} = \frac{q_{disp} p r \Delta r}{R_g T K (T_{pq} - T_{ps}) 2 \Delta t} = \frac{q_{disp} p r}{R_g T K (T_{pq} - T_{ps}) 2} \dot{\tau}$$

Antes de la combustión autosostenible la velocidad del frente es la del plasma (u_p) y, por tanto, el radio mínimo del plasma requerido por la inflamación autosostenible debe cumplir

$$\frac{q_{disp} p r}{R_g T K (T_{pq} - T_{ps}) 2} u_p \geq 1$$

obteniéndose un radio mínimo de la superficie esférica ($r_{min,e}$) que viene dado por

$$r_{\min,e} \geq \frac{R_g TK (T_{pq} - T_{ps}) 2}{q_{disp} p u_p}$$

Si se supone, en el volumen considerado, una temperatura media entre la de los gases sin quemar y la de los productos

$$T = \frac{T_{pq} + T_{ps}}{2} \quad (17.4)$$

se obtiene que el radio mínimo es

$$r_{\min,e} \geq \frac{R_g K (T_{pq}^2 - T_{ps}^2)}{q_{disp} p u_p} \quad (17.5)$$

La energía mínima necesaria será

$$E_{\min,e} = (m_f \Delta h)_{V,e} + (m_f \Delta h)_{\Delta V,e} = \left(\frac{pV}{R_g T} \Delta h \right)_{V,e} + \left(\frac{pV}{R_g T} \Delta h \right)_{\Delta V,e}$$

$$E_{\min,e} = \Delta h \frac{p 4\pi r_{\min,e}^3}{3 R_g T_{pq}} + \Delta h \frac{p 4\pi}{3 R_g \frac{T_{pq} + T_{ps}}{2}} \left[(r_{\min,e} + \Delta r)^3 - r_{\min,e}^3 \right]$$

$$E_{\min,e} = \frac{4\pi p \Delta h}{3 R_g} \left[\frac{r_{\min,e}^3}{T_{pq}} + \frac{(r_{\min,e} + \Delta r)^3 - r_{\min,e}^3}{\frac{T_{pq} + T_{ps}}{2}} \right] \approx \frac{4\pi p \Delta h}{3 R_g} \left[\frac{r_{\min,e}^3}{T_{pq}} + \frac{3 r_{\min,e}^2 \Delta r}{\frac{T_{pq} + T_{ps}}{2}} \right]$$

Si en lugar de una esfera, se considera que el plasma tiene forma cilíndrica (c), de altura l y de radio r , el volumen de la zona de reacción es

$$\Delta V = l \left[\pi (r + \Delta r)^2 - \pi r^2 \right] \approx 2\pi l r \Delta r$$

y como

$$\Delta Q_V = \frac{q_{disp} P}{R_g T} \Delta V$$

queda

$$\Delta Q_V = \frac{q_{disp} P}{R_g T} 2\pi l r \Delta r \quad (17.6)$$

La energía neta perdida por la superficie es

$$Q_S = K \frac{(T_{pq} - T_{ps})}{\Delta r} \Delta t A$$

y como

$$A = 12\pi(r + \Delta r) + 2\pi(r + \Delta r)^2 \approx 2\pi(lr + r^2)$$

queda

$$\Delta Q_S = K \frac{(T_{pq} - T_{ps})}{\Delta r} \Delta t 2\pi \Delta r (l + 2r) \quad (17.7)$$

Para que la llama se autosostenga, y considerando las ecuaciones (17.6) y (17.7), se debe cumplir la condición

$$\frac{\Delta Q_V}{\Delta Q_S} = \frac{q_{disp} plr}{R_g TK (T_{pq} - T_{ps})(l + 2r)} u_p \geq 1$$

con lo que el radio mínimo es en este caso:

$$r_{min,c} \geq \frac{R_g TK (T_{pq} - T_{ps}) l}{q_{disp} pl u_p - 2R_g TK (T_{pq} - T_{ps})}$$

Si, al igual que antes, se supone para la temperatura en el volumen considerado una temperatura media entre la de los gases sin quemar y la de los productos (ecuación 17.4), se obtiene que el radio mínimo es

$$r_{min,c} \geq \frac{R_g K (T_{pq}^2 - T_{ps}^2) l}{2q_{disp} pl u_p - 2R_g K (T_{pq}^2 - T_{ps}^2)}$$

que relacionándolo con el radio de la geometría esférica (ecuación 17.5) queda

$$r_{min,c} = \frac{r_{min,e}}{2 \left(1 - \frac{r_{min,e}}{l} \right)}$$

La energía mínima necesaria en este caso será

$$E_{min,c} = (m_f \Delta h)_{V,c} + (m_f \Delta h)_{\Delta V,c} = \left(\frac{pV}{R_g T} \Delta h \right)_{V,c} + \left(\frac{pV}{R_g T} \Delta h \right)_{\Delta V,c}$$

$$E_{min,c} = \Delta h \frac{p}{R_g T_{pq}} l \pi r_{min,c}^2 + \Delta h \frac{p}{R_g \frac{T_{pq} + T_{ps}}{2}} l \pi [(r_{min,c} + \Delta r)^2 - r_{min,c}^2]$$

$$E_{min,c} = \frac{\pi l p \Delta h}{R_g} \left[\frac{r_{min,c}^2}{T_{pq}} + \frac{(r_{min,c} + \Delta r)^2 - r_{min,c}^2}{\frac{T_{pq} + T_{ps}}{2}} \right] \approx \frac{\pi l p \Delta h}{R_g} \left[\frac{r_{min,c}^2}{T_{pq}} + \frac{2r_{min,c} \Delta r}{\frac{T_{pq} + T_{ps}}{2}} \right]$$

17.2.3 Influencia de algunos parámetros sobre el voltaje mínimo necesario

Según se ha visto en apartados anteriores, existe un voltaje mínimo necesario para que salte la chispa. Este voltaje será función de diversos parámetros de operación del motor, así como del diseño de la bujía y de las condiciones en las que esta se encuentra. En este apartado se verá cual es la influencia que tienen, sobre el voltaje necesario para que salte la chispa, la presión en la cámara de combustión, la temperatura de los electrodos, la distancia entre los mismos y el dosado de la mezcla. Además, se verá cual es la influencia del régimen de giro, la carga del motor y el avance de encendido.

Influencia de la presión en cámara

El valor de la presión existente en la cámara de combustión en el instante en que salta la chispa en la bujía influye sobre el voltaje necesario para que se produzca dicho salto. Al aumentar la presión, el recorrido libre medio de los electrones disminuye, por lo que el voltaje necesario se hace mayor (Figura 17.4).

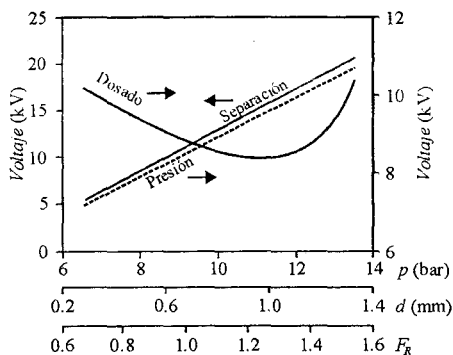


Figura 17.4 Efecto de la presión, la separación de los electrodos y el dosado sobre el voltaje mínimo necesario para el salto de chispa.

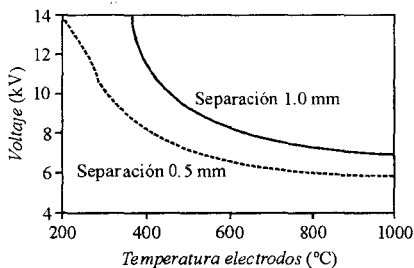


Figura 17.5 Efecto de la temperatura de los electrodos y su separación sobre el voltaje mínimo necesario para el salto de chispa.

Temperatura y separación de los electrodos

Si la temperatura de los electrodos aumenta se produce una disminución en el voltaje necesario, al disponer los electrones próximos a los electrodos de una mayor energía y ser menor en esa zona la rigidez dieléctrica del medio. Se ha comprobado que, para temperaturas del electrodo central entre 200 y 600 °C, el voltaje necesario para hacer saltar la chispa disminuye rápidamente al aumentar la temperatura de este. Para temperaturas por encima de 600 °C el efecto es el mismo que antes, salvo que la caída es menos brusca (Figura 17.5). Este efecto se debe a la emisión termoiónica de electrones desde el cátodo.

La influencia de la separación de los electrodos se muestra en las Figuras 17.4 y 17.5. Al aumentar esta separación, se hace necesario aumentar el voltaje debido a que el campo eléctrico disminuye.

Otros factores (dosado, régimen, carga y avance de encendido)

Entre otros factores que influyen de forma indirecta sobre el voltaje necesario están el dosado de la mezcla, el régimen de giro, la carga del motor y el avance de encendido.

La variación del voltaje necesario para que se produzca el salto de chispa en función del dosado se muestra en la Figura 17.4. Se observa que existe un valor mínimo para mezcla aire-combustible del orden de la estequiométrica que se corresponde, a expensas del efecto de otras variables, con la temperatura máxima de los gases quemados y, por consiguiente, con altas temperaturas de los electrodos.

La variación con el régimen de giro del voltaje mínimo necesario es análoga a como lo hace el par motor (Figura 17.6). Por ello, se deduce que esa variación se debe fundamentalmente a la modificación de la rigidez dieléctrica que el cambio de presión y densidad del gas entre los electrodos produce al variar el rendimiento volumétrico.

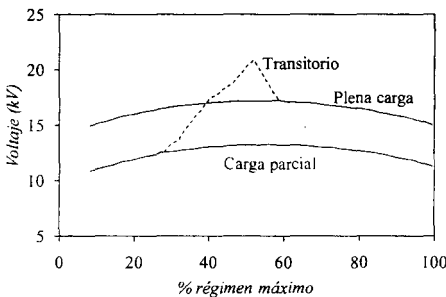


Figura 17.6 Efecto del régimen de giro y la carga sobre el voltaje mínimo necesario para el salto de chispa.

Durante los transitorios, se abre o cierra la mariposa de admisión de forma rápida y, en general, se producen variaciones bruscas del dosado que, según se vio anteriormente, se traducen en un aumento en el voltaje requerido. Posteriormente, según se vaya alcanzando el régimen estacionario, el dosado se irá aproximando al estequiométrico y el voltaje requerido irá disminuyendo.

El control del avance de encendido es necesario en la mayoría de los motores de encendido provocado, salvo en casos particulares como son motores que operan en condiciones de régimen y carga constante. Un aumento en el avance de

encendido hace que la presión existente en el momento de salto de chispa sea menor, al haber comprimido menos la mezcla, y que la temperatura de los electrodos sea más alta debido a que aumentan las presiones y temperaturas de los gases en el cilindro durante la combustión. Este conjunto de efectos favorece que el voltaje necesario disminuya (Figuras 17.4 y 17.5).

17.3 Principio de funcionamiento del sistema eléctrico de encendido

El objetivo del sistema de encendido de un motor es provocar el salto de la chispa entre los electrodos de las bujías con energía suficiente como para iniciar la combustión. Para ello, se requiere una tensión mucho más elevada que la disponible en los sistemas de generación o almacenamiento eléctrico propios de los motores. Esta alta tensión sólo se requiere en el preciso momento del salto de la chispa y disponer de ella de forma continua podría suponer un peligro y un inconveniente. Para conseguir el nivel de tensión adecuado en el momento preciso, resulta habitual recurrir al uso de dos bobinas acopladas magnéticamente que habitualmente reciben el nombre de la bobina y así se hará en lo sucesivo. La generación de un transitorio que provoca una variación brusca de corriente en el primario de la bobina provoca un pulso de alto voltaje en el secundario consiguiendo que salte la chispa en la bujía.

El pulso de intensidad en el primario de la bobina se puede conseguir por diferentes procedimientos:

- Cortando de forma brusca la corriente que por él circula, procedente de la batería.
- Descargando un condensador previamente cargado a una tensión suficientemente elevada.
- Descargando directamente la tensión de la batería sobre el primario de la bobina.

De estos procedimientos, sólo los dos primeros son habituales ya que el último requiere la gestión de intensidades excesivamente elevadas. Existen otros procedimientos para generar la chispa en la bujía que no se basan en soluciones electromagnéticas aunque, por el momento, no han tenido demasiado éxito. Entre los que cabe destacar:

- Los encendidos piezoeléctricos: son capaces de generar una tensión suficiente para el encendido sin más que aplicar sobre ciertos cristales un esfuerzo mecánico adecuado. El accionamiento mecánico directo resulta inviable con los sistemas de control actuales basados, casi siempre, en la electrónica.
- Los encendidos electrostáticos: basan su funcionamiento en la elevación de la tensión eléctrica (V) entre los terminales de un condensador previamente cargado con una carga eléctrica $q (= C \cdot V)$ reduciendo su capacidad eléctrica ($C = qe/d$) al aumentar la separación de sus electrodos (d). Este sistema no es fácilmente aplicable a los motores modernos por cuanto implica componentes móviles.

El estudio posterior relativo a la caracterización del sistema eléctrico de encendido se centrará, por ser el más habitual, en el sistema de encendido inductivo que genera el pulso de tensión al cortar la corriente del primario.

17.3.1 Caracterización eléctrica del sistema de encendido

El sistema de encendido por descarga inductiva ha evolucionado de forma importante a lo largo de las últimas décadas. La incorporación de la electrónica analógica en primer lugar y de la digital más tarde ha conducido a la desaparición y cambio de muchos de sus componentes.

Desde el punto de vista eléctrico, el esquema genérico de cualquier sistema de encendido inductivo es el que se muestra en la Figura 17.7.

Los elementos que intervienen son: la batería, el ruptor, la bobina, el cable de alta tensión y la bujía.

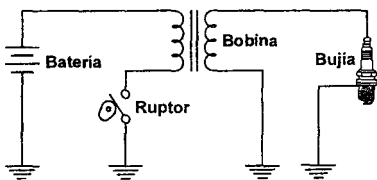


Figura 17.7 Esquema básico de un sistema de encendido inductivo.

La batería

La batería es un acumulador electroquímico que viene caracterizado por su fuerza electromotriz y su resistencia interna. Al ser esta última muy pequeña y al mantenerse el nivel de carga en condiciones óptimas mediante un alternador, puede ser considerada una fuente de tensión ideal.

El ruptor

El ruptor es un interruptor eléctrico que, mientras se encuentra cerrado, permite el paso de corriente eléctrica a través del primario de la bobina haciendo aumentar la energía almacenada en su núcleo en forma de flujo magnético (carga de la bobina). Cuando se abre, interrumpe de forma brusca la corriente del primario lo que provoca la aparición de una elevación de tensión

en el secundario y de la correspondiente corriente eléctrica para liberar la energía almacenada previamente. Esta operación se realizaba tradicionalmente con unos contactos metálicos, denominados platinos, pero en la actualidad se realiza mediante un transistor controlado por una circuitería analógica o digital, dependiendo del caso.

El transistor, que hace las veces de ruptor, no es un interruptor perfecto por diferentes motivos:

- Fase de corte: aparecen entre sus bornes diferencias de potencial de varios cientos de voltios que provocan pequeñas corrientes de fugas (del orden de microamperios), ya que un transistor ofrece una resistencia elevada pero no infinita al paso de la corriente.
- Fase de conducción: la caída de tensión entre los terminales del transistor varía desde 0,1 a varios voltios y depende de varios aspectos:
 - El tipo de transistor utilizado: bipolar de puerta aislada (IGBT: ~1,7V), de unión bipolar (BJT: 0,7–1,0V) o MOSFET (0,1–0,3V, según la corriente circulante).
 - La intensidad que por él circula (algunas décimas de voltio).
 - El uso de sistemas limitadores de corriente en el primario (varios voltios).
- Tiempo de respuesta: el paso de la fase de corte a la de conducción y viceversa no es nulo (puede suponer alguna decena de microsegundos). Se debe a las capacitancias e inductancias parásitas del propio transistor. Estas impedancias parásitas, junto con otras existentes en el resto del circuito, limitan la tensión máxima en bornes del transistor.

Las consideraciones anteriores, y el hecho de que la electrónica de control puede modular la intensidad que circula por la bobina, hacen que el estudio minucioso del comportamiento del transistor en el circuito de encendido tenga cierta complejidad y no pueda ser estudiado como un interruptor perfecto.

La ventaja más importante de los ruptores de tipo electrónico frente a los mecánicos es su capacidad para gestionar corrientes mucho más elevadas sin la necesidad de mantenimiento periódico, ni de condensador en paralelo. Esto les permite aumentar el número de chispas por unidad de tiempo al trabajar con bobinas de menor inductancia y menor resistencia.

Los transistores BJT tienen el inconveniente de que la intensidad de colector (la que circula por el primario de la bobina) depende de la intensidad de base (la de control) y como se requieren intensidades de bobina elevadas, se hace necesario utilizar intensidades de la base también elevadas, pudiendo ser preciso el montaje de varios transistores en cascada. Esto supone cierto consumo energético que implica generación de calor.

A diferencia de los BJT, en los IGBT la intensidad que circula por el colector es proporcional al nivel de tensión establecido en la base, por la que circula una corriente realmente pequeña (del orden de miliamperios). Se reduce así, de forma notable, el consumo energético de la excitación y la consiguiente generación de calor.

Con el fin de proteger de sobretensiones a los transistores se pueden colocar diodos zener que limitan la tensión a la que se somete el transistor.

La bobina de alta tensión

La bobina de alta tensión se puede considerar el corazón del sistema de encendido ya que de ella dependen gran parte de los parámetros del encendido: energía de chispa, tensión máxima, número de chispas por unidad de tiempo, etc. Está constituida esencialmente por dos arrollamientos de hilo de cobre de diferente número de espiras acopladas magnéticamente mediante un núcleo magnético común.

El arrollamiento de baja tensión o primario está fabricado con hilo de cobre relativamente grueso ($D_1 \approx 0,5 \text{ mm}$) recubierto exteriormente de un esmalte aislante. El relativamente bajo número de espiras ($N_1 \approx 60 - 300$) y la elevada sección del cable le confieren una baja resistencia óhmica ($R_1 \approx 0,2 - 4 \Omega$) por lo que puede llegar a soportar una corriente eléctrica elevada ($i_1 \approx 4 - 15 \text{ A}$).

El arrollamiento de alta tensión o secundario está fabricado con hilo de cobre esmaltado muy fino ($D_2 \approx 0.1 \text{ mm}$). El elevado número de espiras ($N_2 \approx 100N_1$) y la reducida sección del cable le proporciona una elevada resistencia eléctrica ($R_2 \approx 3 - 15 \text{ k}\Omega$) que no resulta problemática debido a que la corriente debe ser soportada durante un periodo de tiempo muy breve y con un valor pico bajo ($i_2 < 150 \text{ mA}$).

La capacidad que tienen los sistemas electrónicos actuales de conmutar corrientes elevadas ha permitido reducir el número de espiras y aumentar la sección de los primarios con lo que las intensidades máximas se han elevado y el tiempo de carga de la bobina, esto es, el tiempo necesario para alcanzar cierto valor de corriente en el primario, se ha reducido de forma importante. Como consecuencia de lo anterior, el número de chispas por unidad de tiempo y la tensión máxima entre los electrodos de la bujía han crecido sustancialmente respecto a sistemas anteriores.

La magnitud que define y caracteriza a una bobina ideal es su inductancia eléctrica (L), cuya definición es la siguiente:

$$L = \mu \frac{N^2 A_N}{l_N} \quad (17.8)$$

donde N es el número de espiras del devanado y l_N , A_N y μ son respectivamente la longitud, la sección transversal y la permeabilidad absoluta del núcleo magnético. No obstante, las bobinas reales responden a esquemas más o menos complejos, como los indicados en la Figura 17.8, donde R representa la resistencia óhmica del arrollamiento, C representa la capacitancia parásita del devanado y R_p las pérdidas en el núcleo magnético como consecuencia de la histéresis y las corrientes de Foucault.

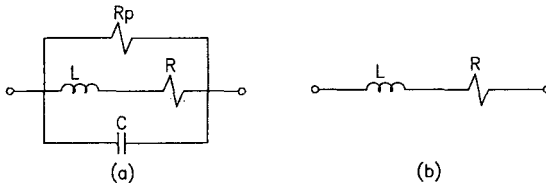


Figura 17.8 Diferentes modelos eléctricos más (a) o menos (b) completos de una bobina.

La resistencia óhmica del arrollamiento, que depende de la resistividad del material (ρ), de la longitud (l) y la sección transversal (A) del hilo del devanado, se puede expresar en función del diámetro de las espiras o del núcleo (D_N) y del diámetro del hilo (d).

$$R = \rho \frac{l}{A} = \rho \frac{4D_N N}{d^2} \quad (17.9)$$

La resistencia óhmica puede medirse fácilmente y su valor resultará determinante en la intensidad máxima que puede circular por el primario.

La capacitancia parásita del devanado es debida a que las espiras de los arrollamientos actúan como pequeños condensadores en los que el dieléctrico es el barniz aislante que las separa. El elevado número de espiras y su pequeña separación hace que esta capacitancia sea relevante, especialmente en el devanado secundario. Las rápidas variaciones de tensión a las que se ve sometida la bobina hacen que dicha capacitancia afecte a la evolución temporal de la tensión (oscilograma) como se podrá comprobar posteriormente.

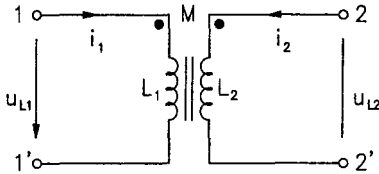


Figura 17.9 Referencias en una pareja de bobinas acopladas magnéticamente.

Los devanados primario y secundario no son independientes pues se encuentran acoplados magnéticamente mediante el núcleo. El parámetro que caracteriza este acoplamiento es la inductancia mutua (M). Las ecuaciones relativas al acoplamiento de bobinas ideales para las referencias mostradas en la Figura 17.9 son las que siguen:

$$u_{L1} = L_1 \frac{di_1}{dt} + M \frac{di_2}{dt} \quad (17.10)$$

$$u_{L2} = M \frac{di_1}{dt} + L_2 \frac{di_2}{dt}$$

$$M = K \sqrt{L_1 L_2} \approx \sqrt{L_1 L_2} \quad (17.11)$$

$$\frac{L_2}{L_1} = \frac{N_2^2}{N_1^2} \quad (17.12)$$

En la Figura 17.9, los puntos representados indican los terminales correspondientes, esto es, terminales por los que al entrar una corriente eléctrica, se genera un flujo magnético de igual sentido.

Para conseguir el encendido de la mezcla en la cámara de combustión en condiciones normales es preciso aportar una pequeña cantidad de energía (~ 3 mJ) entre los electrodos de la bujía en forma de corriente de alta tensión. Para enviar a la bujía esta pequeña cantidad de energía resulta preciso acumular en la bobina una cantidad mucho mayor, ya que una gran parte de la misma se disipará por diferentes motivos. La acumulación de energía en la bobina es función de la inductancia del primario (L_1) y de la intensidad que por él circule en el preciso instante del corte (i_1).

$$E_{Bob} = \int_0^t u_{L1} i_1 dt = \int_0^{i_1(t)} L_1 i_1 di = \frac{1}{2} L_1 i_1^2(t) \quad (17.13)$$

Despreciando la capacitancia parásita y la resistencia de pérdidas del bobinado primario, la intensidad que circula por el primario dependerá de la tensión en bornes de batería (u_0), de la

resistencia óhmica del primario (R_1), de la inductancia del devanado primario (L_1) y del tiempo (t) transcurrido desde el instante de cierre del ruptor, según la ecuación propia de un circuito $R-L$:

$$i_1(t) = \frac{U_0}{R_1} (1 - e^{-(R_1/L_1)t}) \quad (17.14)$$

La energía almacenada en la bobina se puede expresar finalmente en función de los mismos parámetros anteriores:

$$E_{Bob} = \frac{1}{2} L_1 \left(\frac{U_0}{R_1} \right)^2 (1 - e^{-(R_1/L_1)t})^2 \quad (17.15)$$

El valor de esta energía está entre los 30 y 100 mJ. No obstante, para satisfacer los requisitos del motor en cuanto a número de chispas por unidad de tiempo, se debe conseguir almacenar dicha energía en un periodo de tiempo pequeño. Sabiendo que L_1 crece con el cuadrado del número de espiras N_1 y que R_1 lo hace linealmente, al reducir el número de espiras del primario, se reduce el tiempo necesario para almacenar una cantidad de energía dada aunque esto supondrá un aumento de la intensidad i_1 .

Para conseguir que esta energía se aporte a una tensión elevada la relación entre el número de espiras del secundario y del primario debe ser alta. Valores en torno a 100:1 son habituales. Para minimizar las pérdidas por fugas en el circuito de alta tensión conviene que la tensión se eleve en un tiempo muy corto.

En lo referente a las conexiones de la bobina (Figura 17.10), un borne del primario se conecta a masa a través del ruptor y el otro al positivo de la batería. En el secundario existen diferentes posibilidades con sus peculiaridades, ventajas e inconvenientes.

La primera posibilidad es que los arrollamientos primario y secundario estén conectados eléctricamente. En este caso, el secundario se cierra a masa por uno de sus extremos a través de la batería, bien directamente (a) o bien a través del primario (b). El otro extremo del secundario se une con el cable de alta tensión que comunica con el electrodo central de la bujía.

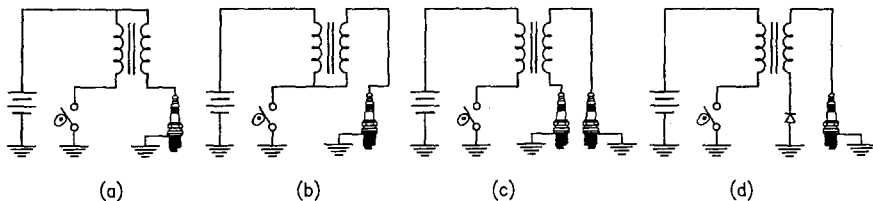


Figura 17.10 Tipos de conexionado de los arrollamientos en la bobina de encendido.

La segunda opción es que los arrollamientos sean independientes. En la bobina de dos chispas o de chispa perdida (c) los bornes del secundario se conectan a dos bujías distintas de modo que en ambas salta la chispa al mismo tiempo. Un cilindro se encuentra en fase de compresión y el otro en fase de escape (chispa perdida). La diferencia de presiones hace que el reparto de tensiones no sea equitativo. En la bobina de una chispa (d), un borne del secundario se conecta a una bujía y el otro a masa a través de un diodo de alta tensión. Al ser mayor, en

este caso, la tensión disponible entre los electrodos de la bujía, por no haber chispa perdida, se utiliza un diodo para evitar la chispa indeseada de polaridad inversa que podría producirse durante el cierre del ruptor, ya que la tensión en el secundario alcanza valores de 1 a 2 kV.

Otros aspectos importantes que vienen condicionados por la bobina son la polaridad del electrodo central de la bujía y la aditividad de las tensiones de primario y secundario. Ambos aspectos tienen relevancia, especialmente el primero, por cuanto que un electrodo central de la bujía negativo requiere una tensión de encendido del orden de un 30% inferior a la del caso contrario. Ello se debe a que el electrodo central tiene mayor temperatura y facilita la emisión de electrones. No obstante, y a pesar de lo anterior, una tensión de encendido más elevada conlleva chispas de menor duración pero más energéticas, lo que puede resultar beneficioso si se dispone del nivel de tensión necesario.

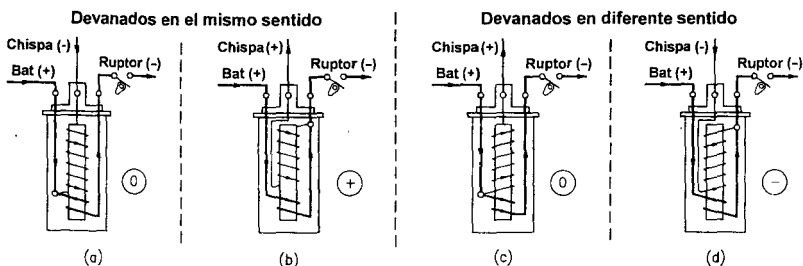


Figura 17.11 Polaridad de chispa y aditividad de tensiones según la configuración de la bobina de encendido con arrollamientos conectados.

En las bobinas con devanados conectados, Figura 17.11, dependiendo del sentido de los mismos y del punto de unión entre el primario y el secundario, la tensión del primario puede sumarse (b), restarse (d) o no afectar (a, c) a la del secundario. Esto supone una variación en la tensión del secundario en torno al $\pm 1\%$. En la figura se indica, respectivamente, mediante un signo +, un signo - o un 0 encerrados en un círculo.

El sentido de giro alrededor del núcleo de las corrientes inductoras e inducida es siempre el mismo. El sentido de la corriente del primario viene determinada por la polaridad de la batería y por la sobretensión de ruptura que es del mismo sentido que la anterior. El sentido de la corriente en el secundario y la polaridad en los electrodos de la bujía quedarán fijados en consecuencia. Cuando el electrodo central de la bujía es negativo con respecto a masa se indica en la figura con el texto Chispa (-) y viceversa.

En base a lo anterior, la configuración más conveniente para la bobina de encendido será aquella en la que los devanados tengan el mismo sentido y que su conexión se realice a través del positivo del primario (a). A pesar de no poder sumar la tensión del primario, no se resta y el electrodo central tiene polaridad negativa.

En el caso de bobinas con devanados independientes las tensiones del primario y del secundario nunca se sumarán y la polaridad del electrodo central de la bujía dependerá del tipo de bobina. En las de chispa perdida habrá una bujía con electrodo central siempre positivo y otra con electrodo central siempre negativo. En las de una chispa, la polaridad del electrodo central de la bujía será siempre negativa conectando a masa el ánodo del diodo y eligiendo de forma adecuada la polaridad de las conexiones del primario.

En lo que respecta al núcleo de las bobinas, su diseño debe procurar que la reluctancia del circuito magnético sea lo más baja posible. Se conseguirán así mayores flujos magnéticos y, en consecuencia, mayores tensiones en el secundario. La permeabilidad magnética y la sección transversal deben ser elevadas y la longitud del circuito magnético reducida. Los núcleos se fabrican utilizando hierro dulce en forma de láminas roblonadas para minimizar las pérdidas por corrientes de Foucault. El uso de ferrita también es posible si bien es menos habitual.

Una disposición adecuada del núcleo puede contribuir a la refrigeración de la bobina, por lo que siempre que sea posible se utilizará este elemento para evacuar el calor de la bobina. Al circular mayor intensidad por el devanado primario de la bobina será este el que más calor genere por lo que se debe colocar donde mejor se refrigere, bien junto al núcleo en las bobinas de núcleo cerrado o bien por el exterior en las cilíndricas.

El cable de alta tensión

El cable de alta tensión es el elemento encargado de conducir la corriente eléctrica desde la bobina hasta la bujía. Desde el punto de vista eléctrico, puede considerarse esencialmente como una resistencia en serie con el secundario de la bobina. No obstante, también se le puede atribuir cierta capacitancia e inductancia por formar un condensador con el bloque motor y porque, a veces, se fabrica con hilo bobinado.

La bujía

La bujía es el elemento en el que se produce la chispa dentro de la cámara de combustión. La carga fresca de la cámara de combustión actúa como aislante que evita la circulación de corriente entre los electrodos de la bujía. El valor de la rigidez dieléctrica dependerá de la separación de los electrodos y de la composición química, presión y temperatura del gas. Una vez superado este valor, se establece una corriente entre los electrodos de la bujía. Cuando la tensión aplicada sobre la bujía no supera la rigidez dieléctrica del gas, no se produce chispa. En estas circunstancias, la bujía se comporta como un pequeño condensador en el que los electrodos de la bujía almacenan una pequeña cantidad de carga permitiendo la circulación de corrientes de carga y descarga muy pequeñas.

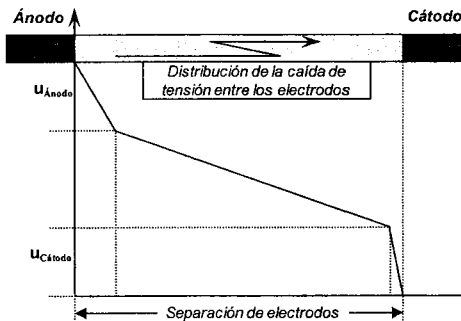


Figura 17.12 Distribución de la caída de tensión a lo largo del arco eléctrico.

Si se supera la rigidez dieléctrica del gas, el medio pasa a convertirse en conductor. La distribución de tensiones en el arco no es homogénea sino como se muestra en la Figura 17.12. Se observan tres zonas: las zonas de componente resistiva próximas al ánodo y al cátodo, cuya caída de tensión es función de la intensidad que circula, y la zona central, cuya caída de tensión depende fundamentalmente de aspectos como la longitud del arco y las propiedades del gas. La característica tensión-intensidad del arco eléctrico no es lineal, ya que al aumentar la intensidad crece la temperatura y, con ella, la ionización y la conductividad del medio. Esto justifica la elevación de tensión que se produce durante la extinción de la chispa.

17.3.2 Diagramas tensión tiempo

Los diagramas tensión-tiempo del encendido se denominan oscilogramas de encendido y son: Oscilograma de primario ($u_1(t)$) y oscilograma de secundario ($u_2(t)$).

Los oscilogramas suponen una herramienta de diagnóstico muy interesante por cuanto que ponen de manifiesto averías del sistema de encendido, del sistema de formación de la mezcla e incluso del propio equipo motor.

En este apartado se analizarán, desde el punto de vista conceptual, las ecuaciones más relevantes que intervienen en el proceso para poder interpretar los oscilogramas de encendido y para poder comprender mejor el comportamiento del sistema de encendido. No se pretenderá en ningún caso realizar la simulación del circuito.

El circuito equivalente al sistema de encendido real es complejo ya que los elementos que lo constituyen no son ideales. Pretender resolver, con absoluta precisión, las ecuaciones que rigen dicho modelo es una tarea que excede los objetivos de este texto. No obstante, haciendo una serie de hipótesis, no demasiado restrictivas, se puede obtener un circuito equivalente que permita prever el comportamiento de las tensiones e intensidades en el circuito:

- La batería proporciona una tensión constante (u_0).
- El ruptor se considera ideal.
- En la bobina sólo tienen relevancia las resistencias óhmicas y autoinductancias de primario (R_1, L_1) y secundario (R_2, L_2), la inductancia mutua de los devanados primario y secundario (M) y la capacitancia parásita del secundario (C_2).
- En el cable sólo se tiene en cuenta su efecto resistivo (R_3).
- En la bujía sólo se tiene en cuenta su capacitancia parásita (C_3) y el comportamiento aproximadamente resistivo antes comentado (sólo durante la fase de cebado).

Así, el modelo queda como se indica en la Figura 17.13. En él aparecen reflejadas las tensiones (u) en diferentes puntos y las intensidades (i) que circulan por sus ramales.

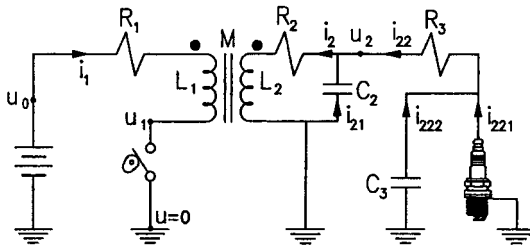


Figura 17.13 Modelo eléctrico del sistema de encendido.

A lo largo de un ciclo completo del motor, se diferencian con claridad cinco fases en el proceso que sigue el sistema de encendido:

- Fase 0: El ruptor está abierto (inicio del proceso: estado de reposo).
- Fase 1: El ruptor se cierra (la sobretensión del secundario no produce chispa).
- Fase 2: El ruptor se abre y todavía no ha saltado la chispa en la bujía.
- Fase 3: El ruptor continúa abierto y circula corriente por la bujía (fase de chispa).
- Fase 4: El ruptor permanece abierto y se apaga la chispa.

El estudio de los oscilogramas se hará partiendo del estado de reposo (Fase 0) y conforme se van sucediendo los procesos. De entre todas las ecuaciones que gobiernan el sistema, las más relevantes son las ecuaciones (17.16) y (17.17). En lo sucesivo, se hará referencia a sus términos mediante los números que figuran entre paréntesis.

La ecuación (17.16) es el resultado de la aplicación de la segunda ley de Kirchoff a la malla formada por el circuito primario. El término (1) representa la caída de tensión en la resistencia de primario (cableado + devanado) y los términos (2) y (3), la tensión en bornes del devanado primario (u_{L1}) como consecuencia de las intensidades i_1 e i_2 , respectivamente.

$$u_1(t) = u_0 - \overbrace{i_1(t)R_1}^{(1)} - \overbrace{L_1 \frac{di_1}{dt}}^{(2)} - \overbrace{M \frac{di_2}{dt}}^{(3)} \quad (17.16)$$

La ecuación (17.17) es el resultado de la aplicación de la segunda ley de Kirchoff a la malla formada por el circuito $R_2-L_2-C_2$ del secundario. Los términos (4) y (5) muestran la tensión en bornes del devanado secundario (u_{L2}) como consecuencia de las intensidades i_1 e i_2 , respectivamente. El término (6) representa la caída de tensión en la resistencia del devanado secundario.

$$u_2(t) = \overbrace{M \frac{di_1}{dt}}^{(4)} + \overbrace{L_2 \frac{di_2}{dt}}^{(5)} + \overbrace{i_2(t)R_2}^{(6)} \quad (17.17)$$

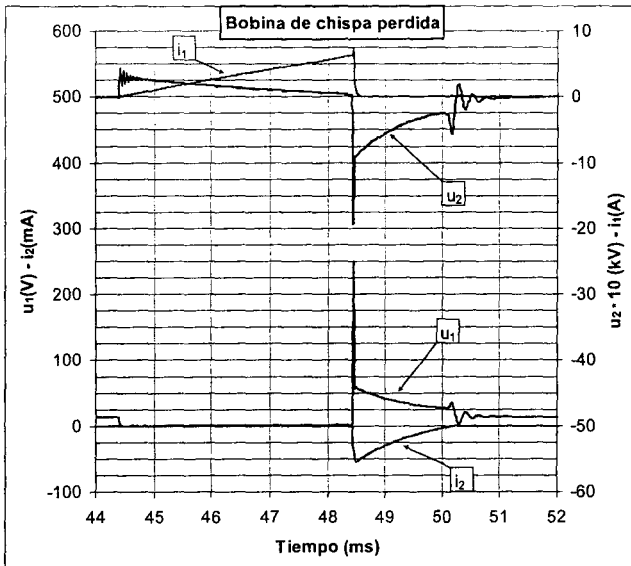


Figura 17.14 Oscilograma de un encendido electrónico con bobina de 2 chispas (Tensión de secundario medida con pinza capacitiva y arco en condiciones ambiente).

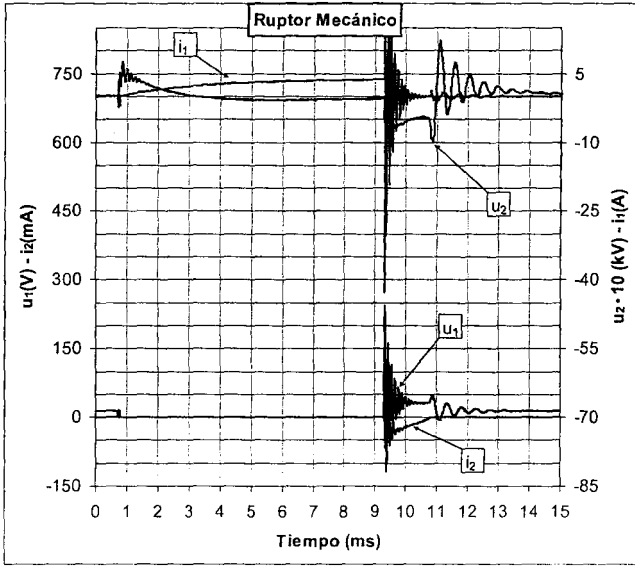


Figura 17.15 Oscilograma de un sistema de encendido inductivo con platinos (Tensión de secundario medida con pinza capacitiva y arco en condiciones ambiente).

Fase 0: El ruptor está abierto (inicio del proceso: estado de reposo).

Al estar el ruptor abierto no circula corriente por el primario y tampoco por el secundario pues el proceso acaba de comenzar. Los términos (1), (2) y (3) son nulos por lo que la tensión $u_1(t) = u_0$. También los términos (4), (5) y (6) son nulos por lo que la tensión $u_2(t) = 0$. En definitiva, todo el sistema se encontrará en equilibrio y las intensidades i_1 e i_2 serán nulas.

Fase 1: El ruptor se cierra (la sobretensión del secundario no produce chispa).

Al cerrarse el ruptor se cierra el circuito R_1-L_1 por lo que se inicia el proceso de carga de la bobina. Esto significa que la intensidad del primario empieza a crecer y con ella, también el flujo magnético que hace interactuar los devanados primario y secundario de la bobina.

- $u_1(t)$: El ruptor pasa de corte a conducción por lo que la tensión $u_1(t)$, en teoría nula, alcanzará un valor próximo a cero, correspondiente a la caída de tensión entre los terminales del transistor, siendo $u_1(t)$ función de la corriente que por él circule. El valor de $u_1(t)$ se podría modificar por una unidad electrónica (de control) para limitar la intensidad del primario.
- $i_1(t)$: La intensidad $i_1(t)$ será la propia de la carga de un circuito $L-R$, esto es, una exponencial que tiende asintóticamente hacia u_0/R_1 . Esto se aprecia perfectamente en la curva de carga de un sistema de encendido con ruptor mecánico (Figura 17.15). En los sistemas modernos (Figura 17.14) el aspecto es lineal, aunque responde a la misma ecuación. Ello se debe a que el tiempo de carga es mucho menor que el tiempo característico de la bobina y, en consecuencia, el valor máximo de intensidad alcanzado en el primario quedará muy lejos del valor asintótico u_0/R_1 . La influencia del secundario sobre el primario plasmada en el término (3) será despreciable a lo largo de toda la fase salvo justo después del cierre del

ruptor cuando la resonancia del circuito $R-L-C$ del secundario se dejará sentir en forma de pequeñas oscilaciones. El valor de $i_1(t)$ puede cambiar de forma importante si la unidad de control modula $u_1(t)$.

- $u_2(t)$: La tensión en bornes del devanado secundario (u_{L2}), que inicialmente era nula, se incrementa bruscamente por la repentina variación de $i_1(t)$ según el término (4). Este hecho producirá, de forma inmediata, una corriente en el secundario de carácter ondulatorio propia del circuito $R-L-C$ secundario que afectará, durante un breve lapso de tiempo, a la propia tensión $u_2(t)$ por los términos (5) y (6), y a la intensidad y tensión del primario, por el término (3), que a su vez influye sobre la tensión $u_2(t)$ según el término (4). Poco a poco el proceso se amortigua y el transitorio desaparece. Un valor de $u_2(t)$ demasiado alto en el momento del cierre del ruptor podría provocar un salto de chispa adelantado e indeseado en la cámara de combustión, aunque el hecho de que la tensión esté invertida de polaridad dificultará el cebado del arco.

Como el término (4) es el término predominante de la ecuación, la curva $u_2(t)$ debería ser aproximadamente proporcional a la derivada de la corriente $i_1(t)$. Sin embargo, en las Figuras 17.14 y 17.15 se aprecia que la tensión $u_2(t)$ tiende rápidamente a cero siguiendo una curva propia de la descarga de un condensador. Esto se debe a que la medida de $u_2(t)$ se ha realizado con una pinza capacitiva que filtra la componente continua de la señal. En definitiva, la tensión $u_2(t)$ mantiene un valor mucho más estable que el registrado en la medida. Este aspecto es especialmente relevante en el caso del encendido electrónico en el que la variación de intensidad durante toda la fase 1 es prácticamente constante y por ello, la tensión en el secundario debería ser también prácticamente constante. En el caso del encendido por platinos, la bobina llega a saturarse y la intensidad del primario alcanza su valor máximo, por ello es lógico que en realidad la tensión del secundario tienda a cero, aunque no tan rápido como se ve en la Figura 17.15.

- $i_2(t)$: El arco eléctrico se encuentra descebado por lo que la intensidad que circula por el secundario sería nula de no ser por sus pequeñas capacitancias parásitas. La corriente del secundario hará que los condensadores C_2 y C_3 se carguen y descarguen como procede en un circuito $L-R-C$ (sinusoidal amortiguada).

Fase 2: El ruptor abre y todavía no ha saltado la chispa en la bujía.

Cuando abre el ruptor, se impide la circulación de la corriente por el primario. El tiempo de transición del transistor de conducción a corte es de unas decenas de microsegundos.

- $i_1(t)$: La apertura del ruptor hace que la corriente del primario caiga bruscamente.
- $u_1(t)$: Durante el pequeño periodo de tiempo en el que el transistor pasa de conducción a corte, $u_1(t)$ se incrementa de forma brusca debido a la rápida variación de la intensidad del primario según el término (2). La inducción mutua del secundario apenas tiene influencia ya que la intensidad que por él circula sólo se debe a las capacitancias parásitas del circuito. En los sistemas clásicos de encendido, con condensador en paralelo con el ruptor, al abrir el circuito se producían unas fuertes oscilaciones de la tensión en el primario como consecuencia del circuito $L-R-C$ formado.
- $i_2(t)$: El flujo magnético del núcleo no puede variar de forma brusca. Así, al interrumpir la corriente del primario (responsable de la creación del flujo magnético), el secundario toma el relevo apareciendo la corriente i_2 . Esta servirá para descargar la energía almacenada en el circuito magnético durante la fase 1. En esta fase la corriente no circulará por la bujía pero cargará las capacitancias parásitas, entre ellas la de la bujía, provocando la brusca subida de la tensión del secundario.

- $u_2(t)$: Justo en el momento de la apertura del ruptor, la tensión en el secundario crece bruscamente, aunque con signo negativo, consecuencia de la influencia que la fuerte caída de la corriente $i_1(t)$, tiene sobre el término (4).

Fase 3: El ruptor continúa abierto y circula corriente por la bujía (fase de chispa).

Cuando se alcanza la tensión de ruptura del dieléctrico entre los electrodos de la bujía el medio que los separa aumenta de forma importante su conductividad eléctrica y comienza a fluir la corriente.

- $i_1(t)$: La corriente del primario continúa su proceso de brusca caída, iniciado en la fase anterior, hasta su completa anulación, obviando la pequeña corriente de fugas del transistor. Al igual que para $u_1(t)$, las fuertes oscilaciones que aparecen en la etapa inicial de la fase en el caso del ruptor mecánico (Figura 17.15) se deben a la influencia sobre los términos (1) y (2) de la resonancia del circuito $L-R-C$ formado en el primario al abrirse el ruptor.
- $i_2(t)$: El valor de $i_2(t)$ irá decreciendo conforme corresponde al proceso de descarga de una bobina en un circuito $L-R$, a pesar del comportamiento no del todo resistivo del circuito secundario. En el tramo final de la fase, cuando la energía del flujo magnético ha caído, la corriente $i_2(t)$ disminuirá lo suficiente como para provocar el enfriamiento del arco y su brusca extinción, por disminuir la conductividad eléctrica del medio.
- $u_2(t)$: La anulación de la intensidad del primario anula el término (4), que era el principal responsable del brusco descenso de $u_2(t)$ en la etapa anterior. La aparición de la corriente que circula por la bujía, una vez que se alcanza la tensión de ruptura del dieléctrico, condiciona de forma importante el valor de $i_2(t)$ lo que afecta a los términos (5) y (6). La elevación de tensión en la fase previa al apagado de la chispa se debe a que al bajar tanto la intensidad en la bujía, se reduce la temperatura del arco eléctrico y aumenta fuertemente su resistencia óhmica.
- $u_1(t)$: La nula intensidad $i_1(t)$ por el corte del ruptor y la existencia de corriente en el secundario hacen que la tensión $u_1(t)$ dependa, en exclusiva, de la inducción mutua y de la intensidad $i_2(t)$ según el término (3). La tensión del primario, por lo tanto, varía de forma similar a la del secundario. Las diferencias que se aprecian en la forma de $u_1(t)$ y $u_2(t)$ en las figuras, se deben a que la tensión del primario se mide directamente y la de secundario se mide a través una pinza capacitiva. En el caso de ruptor mecánico (Figura 17.15), se producen fuertes oscilaciones en la etapa inicial por la resonancia del circuito $L-R-C$ formado en el primario. Cabe mencionar que la pendiente negativa que se observa en este tramo para ambos oscilogramas se debe a que las medidas se han realizado en una maqueta estática. La presión elevada y creciente debida a la combustión en un motor real haría que fuera mayor el nivel de tensión y mucho menor la pendiente del tramo.

Fase 4: El ruptor permanece abierto y se apaga la chispa.

Cuando la chispa se apaga, los dos circuitos se encuentran abiertos aunque todavía permanece en el circuito magnético una pequeña cantidad de energía almacenada en forma de flujo. Las capacitancias parásitas del secundario permiten evacuar la energía restante en la bobina. El circuito $L-R-C$ formado en el secundario será el responsable del comportamiento del sistema en esta fase.

- $i_1(t)$: Al estar el ruptor abierto, la intensidad que circula por el primario será la correspondiente a las corrientes de fugas del transistor, es decir, nula o prácticamente nula.

- $i_2(t)$: Al interrumpirse la corriente que circula por la bujía, el secundario queda configurado como un circuito $L-R-C$ en el que se consumirá la energía magnética restante en la bobina, dando lugar a unas ondas sinusoidales de amplitud decreciente hasta su desaparición.
- $u_1(t)$: Al no circular corriente por el devanado primario, la tensión $u_1(t)$ vendrá condicionada única y exclusivamente por la inducción mutua del secundario, según el término (3).
- $u_2(t)$: La tensión del secundario se derivará también del proceso de descarga de la bobina a través del circuito $L-R-C$ del circuito secundario. Su forma será similar a la intensidad $i_2(t)$ aunque algo desfasada en el tiempo en función de los valores de L_2, R_2, R_3, C_2 y C_3 .

17.4 Sistemas de encendido

Los sistemas de encendido han evolucionado mucho durante los últimos años como consecuencia del auge de la electrónica. Ello ha permitido eliminar partes móviles sometidas a desgaste e incorporar control electrónico en la gestión de la chispa. Los sistemas de encendido pueden clasificarse en tres familias:

- Encendido inductivo por batería: la corriente que circula por el primario de la bobina procede directamente de la batería, previamente cargada con un alternador o una magneto.
- Encendido inductivo por magneto (plato magnético): la corriente que circula por el primario de la bobina procede directamente de un generador, plato magnético.
- Encendido por descarga de condensador: la corriente que circula por el primario de la bobina procede de un condensador cargado previamente a una tensión elevada que ha sido generada por un plato magnético o a partir de una batería.

17.4.1 Encendido inductivo por batería

El sistema de encendido inductivo por batería es el más utilizado en los MEP. El motivo es que cumple relativamente bien con los requisitos de encendido de la mezcla en la mayoría de las aplicaciones y condiciones de funcionamiento de los motores. Las únicas excepciones se dan en el caso de:

- los motores cuya velocidad máxima de giro es muy alta, en los que puede resultar más interesante el uso del sistema de encendido por batería con descarga de condensador (motores de motocicletas, motores fueraborda, etc.).
- los motores que no disponen de batería, que requieren sistemas de encendido por magneto (motores de motocicletas, maquinaria portátil, etc.).

El esquema clásico del encendido inductivo por batería aparece en la Figura 17.16. Dispone como elementos fundamentales, además de la batería y la llave de contacto que no serán tratados, de la bobina de encendido, del ruptor, del condensador, del distribuidor, de los sistemas de modificación del punto de encendido, de los cables de alta tensión y de las bujías.

La evolución de estos sistemas de encendido ha sido importante en los últimos años. Poco a poco han ido desapareciendo todos los componentes móviles sometidos a desgaste con el ánimo de conseguir sistemas de encendido libres de mantenimiento. Actualmente han quedado obsoletos los elementos que se indican:

- El distribuidor: encargado de distribuir la alta tensión a las distintas bujías según el orden conveniente utilizando un contacto rotatorio que gira solidario al eje de levas del motor.
- El interruptor mecánico o platinos y el condensador colocado en paralelo: se han visto sustituidos por transistores libres de mantenimiento y con mejores prestaciones.

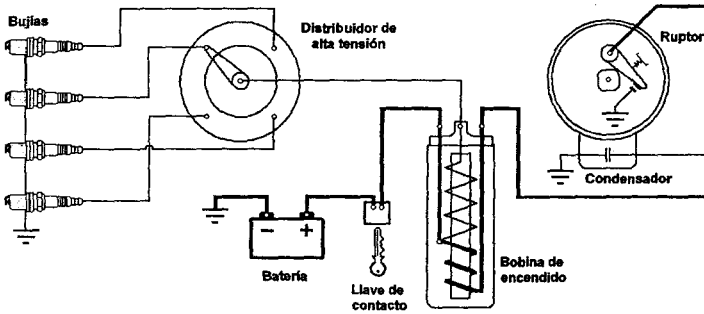


Figura 17.16 Esquema de un sistema clásico de encendido inductivo por batería.

- Los sistemas mecánicos de modificación del punto de encendido: masas centrífugas, pulmones neumáticos, sensores rotativos, etc.

Después de eliminar todos los elementos con movimiento sometidos a desgaste mecánico, el sistema queda simplificado de forma notable según se aprecia en la Figura 17.17. Los únicos elementos del sistema de encendido serían, además de la batería y la llave de contacto, la centralita electrónica junto con la red de sensores (que hacen las funciones del raptor y de los sistemas de modificación del punto de encendido), la o las bobinas elevadoras de tensión, los cables de alta tensión y las bujías. Las bujías serán tratadas aparte, en un apartado específico, por cuanto que intervienen de forma directa en la combustión. El resto de los elementos van a ser tratados a continuación.

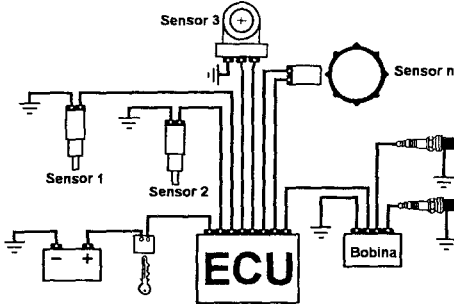


Figura 17.17 Esquema de un sistema moderno de encendido inductivo por batería.

contactos. Desde el punto de vista mecánico, tenía que abrir y cerrar con una frecuencia que podía alcanzar las 300 veces por segundo.

Estas dos circunstancias provocaban el mantenimiento periódico frecuente y le hacían estar en el punto de mira de los ingenieros para ser sustituido. El primer paso fue suprimir su responsabilidad eléctrica (Figura 17.18): el interruptor mecánico o platinos cortaría la corriente de base que circula por un transistor que sería responsable del corte de la corriente principal

El raptor y su evolución

El raptor de los sistemas de encendido clásicos consistía en un interruptor mecánico accionado por una leva sincronizada con el movimiento del motor. Sus contactos eran de platino y por ello, recibía el nombre de platinos.

Se trataba, sin duda, del elemento con las condiciones de trabajo más severas. Desde el punto de vista eléctrico, tenía que conmutar elevadas corrientes en periodos de tiempo muy cortos. También era necesaria la colocación en paralelo de un condensador, sujeto a mantenimiento, para evitar el salto de chispas entre sus

que circula por el primario de la bobina. El segundo paso fue eliminar su responsabilidad mecánica: el interruptor mecánico desaparece por completo y en su lugar, para controlar el corte del transistor, se utilizan sensores de posición sin contacto que se encargan de generar los impulsos necesarios en el momento adecuado para que un circuito electrónico gestione el corte del transistor. Estos sensores de posición (de efecto Hall, de impulsos fotoeléctricos o de bobina magnética) van colocados en el interior del distribuidor del encendido y giran solidarios con su eje.

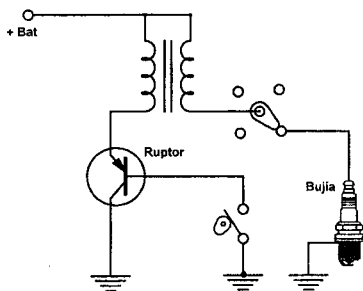


Figura 17.18 Esquema de un ruptor electrónico controlado por contactos.

apertura del ruptor) son el régimen de giro y el grado de carga del motor. Por ello, los sistemas clásicos tenían sistemas mecánicos que modificaban la apertura del ruptor en función de, como máximo, estos dos parámetros, si bien, en algunos motores buscando la simplicidad, el punto de encendido era fijo.

Para modificar el instante de salto de la chispa se colocaban en el distribuidor un mecanismo de masas centrífugas y/o un pulmón neumático conectado al colector de admisión, próximo a la mariposa. Ambos dispositivos conseguían modificar el punto de encendido de forma conveniente al desfasar, respecto del giro del cigüeñal, el movimiento de la leva que accionaba los platinos o el del sensor de posición rotativo (Figura 17.19) ubicado en el interior del distribuidor.

La incorporación de la electrónica permite eliminar estos elementos mecánicos sometidos a desgaste y con unas posibilidades muy limitadas. Así, teniendo en cuenta toda la información recogida por la red de sensores distribuida por el motor (temperatura de refrigerante, temperatura ambiente, velocidad de giro, posición de la mariposa, sensor de detonación, etc.) el momento en el que se abre el ruptor puede programarse en la memoria interna de la central electrónica. El salto de la chispa tendrá lugar en el momento más propicio para el funcionamiento del motor desde el punto de vista del consumo de combustible, de las emisiones contaminantes, del par motor, de la seguridad del motor, etc.

El momento en el que se cierra el ruptor afecta seriamente al comportamiento del sistema de encendido. Si es demasiado temprano, estará circulando durante mucho tiempo una corriente eléctrica elevada por el primario de la bobina que ocasionará un consumo innecesario y un calentamiento de la misma que puede generar averías. Si, por el contrario, el ruptor cierra demasiado tarde, la corriente que circula por el primario en el momento de la apertura del ruptor podría no ser suficiente como para alcanzar la tensión de ruptura en la bujía.

El ruptor cuya apertura producirá el salto de la chispa, es actualmente, un transistor controlado por la central electrónica del motor y, en las versiones más modernas, incorporado en ella.

Los sistemas de control del punto de encendido

El momento en el que salta la chispa afecta de forma importante al proceso de combustión del motor y por tanto, la apertura del ruptor debe realizarse en el instante oportuno. Las variables que deben tenerse más en cuenta a la hora de fijar el momento del salto de la chispa (o

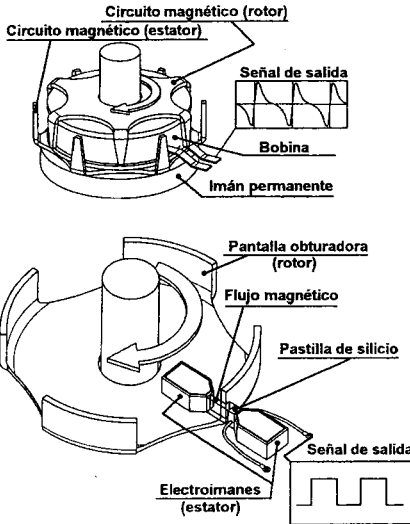


Figura 17.19 Sensores de posición rotativos: sensor magnético (a) y de efecto Hall (b).

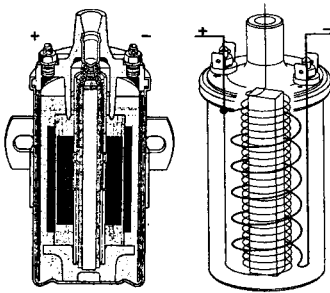


Figura 17.20 Bobina clásica de encendido (núcleo abierto).

de encendido, ha permitido el desarrollo de bobinas en miniatura incorporadas en el propio conector de la bujía (Figura 17.21).

Por otro lado, el uso de las bobinas de núcleo cerrado (Figura 17.22), con menores pérdidas en el núcleo, posibilita mayores tensiones en el secundario con un peso mucho más reducido. Las características de estas bobinas, frente a las de núcleo abierto son:

Los sistemas de encendido clásico por platinos mantenían fijo el ángulo de cierre, conocido como ángulo *dwell* si se expresa en porcentaje. Los sistemas transistorizados con sensores rotativos y posteriores evoluciones controlan también el instante de cierre para así optimizar el proceso de carga de la bobina.

La bobina de alta tensión y su evolución

Hasta hace muy poco tiempo, la opción más habitual por su facilidad de fabricación era la bobina de núcleo abierto (Figura 17.20), similar al carrete de Ruhmkoff. Se trata de una bobina cilíndrica con un núcleo magnético rectilíneo en su eje, el secundario bobinado en torno a él y el primario por su parte exterior. Todo ello rodeado de un relleno que le confiere aislamiento eléctrico dentro de la carcasa metálica exterior. La colocación del primario por la parte exterior se debe a que al circular por él una intensidad elevada se genera más calor y debe estar bien refrigerado.

Los sistemas de encendido con ángulo de cierre fijo provocan un fuerte calentamiento del primario, por ello, para mejorar su refrigeración era común usar aceite aislante como material de relleno a pesar de la posibilidad de fuga y explosión. En los sistemas de encendido electrónico, con menores necesidades de refrigeración, se prefiere relleno de tipo asfáltico que no presenta los inconvenientes anteriores y confiere mayor rigidez mecánica y aislamiento eléctrico (20-25 kV).

La incorporación de la electrónica de potencia, que permite conmutar corrientes cada vez más elevadas a los sistemas

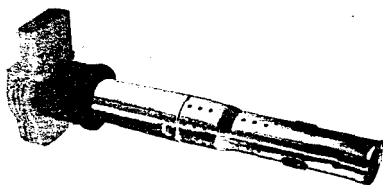


Figura 17.21 Bobina de encendido moderna.

- Bobinado plano o distribuido en cámaras que permite soportar mayores tensiones, reducir las necesidades de aislamiento y el tamaño y la capacitancia propia del bobinado.
- Mejor evacuación de calor a través del núcleo magnético. Por ello, el primario se encuentra colocado alrededor del mismo.
- Fabricación más versátil: bobinas múltiples (para 2, 3, 4 o más bujías) en las que varias bobinas de una o dos chispas comparten núcleo magnético.
- Material de relleno a base de resinas epoxi al vacío que confieren una capacidad aislante de hasta 50 kV.

El hecho de que las carcasas de este tipo de bobinas estén construidas con material plástico les permite una gran variedad de formas según su aplicación concreta y hace que se las conozca como bobinas plásticas.

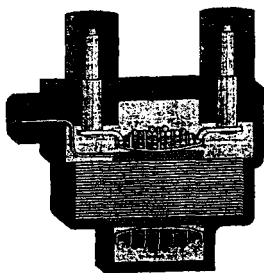


Figura 17.22 Sección transversal de una bobina de 2 chispas o de chispa perdida.

- Menor reluctancia del circuito magnético que permite reducir la generación de calor.
- Menor resistencia óhmica del devanado primario que permite corrientes más elevadas.
- Menor inductancia del primario que permite reducir el tiempo de carga y aumentar el número de chispas por unidad de tiempo.

El distribuidor de encendido y su evolución

Lo que se conoce como distribuidor de encendido es un componente electro-mecánico de los sistemas de encendido clásicos que utilizan una bobina para varios cilindros. Su misión es distribuir los impulsos de alta tensión procedentes de la bobina entre las diferentes bujías del motor de forma sincronizada con su funcionamiento (Figura 17.23).

El impulso de alta tensión procedente de la bobina llega al borne de entrada del

distribuidor mediante un cable de alta tensión.

El borne se conecta al contacto central del rotor o pipa a través de una escobilla de carbón. El rotor se mueve mediante un eje que gira sincronizado con el árbol de levas. El extremo del rotor comunica sucesivamente con los diferentes contactos que van unidos a los correspondientes bornes de salida donde se conectan los cables de las bujías. Cabe resaltar que la transmisión del impulso de alta tensión desde el extremo del rotor hacia los terminales de salida se hace sin contacto, por lo que salta una chispa. Esto no supone un inconveniente para el salto de la chispa en la bujía, más bien al contrario, pues actúa como disrruptor aumentando la tensión de ruptura y reduciendo la duración de la chispa, lo que facilita el encendido de la mezcla. En definitiva, el disrruptor proporciona más potencia de encendido y menos energía, pues parte se consume en la chispa del distribuidor.

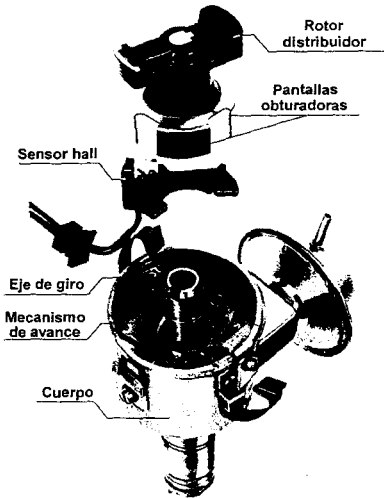


Figura 17.23 Distribuidor de encendido de un sistema de encendido transistorizado.

la distribución estática, esto es, el uso de bobinas múltiples o individuales para cada cilindro, que no adolecen de los anteriores inconvenientes.

Además de la ausencia de mantenimiento, la distribución estática tiene además una serie de ventajas adicionales:

- Mayor versatilidad en la colocación sobre el motor lo que permite acortar o incluso eliminar los cables de bujía. De este modo se reducen las pérdidas de energía en el sistema de encendido de forma importante.
- Se puede controlar el encendido de cada cilindro de forma individual lo que puede ser interesante en casos como el de la detonación de un solo cilindro o el de la desconexión de cilindros.
- Se dispone de más tiempo para cargar la bobina puesto que cada bobina atiende a un solo cilindro o, a lo sumo, a dos.
- Se reduce la emisión de interferencias electromagnéticas de las chispas del distribuidor.

El cable de alta tensión

El cable de alta tensión es el elemento encargado de conducir la corriente eléctrica desde la bobina hasta la bujía. El hecho de que la tensión sea muy elevada hace que las propiedades del cable deban ser especiales:

- Alta capacidad aislante.
- Alta resistencia frente a temperaturas elevadas y agresiones químicas (gasolina, aceite, etc.), especialmente en el capuchón de la bujía.
- Baja emisión de interferencias electromagnéticas debidas al salto de la chispa.

El distribuidor puede albergar o soportar otros elementos como variadores de avance de encendido de tipo centrífugo y de tipo neumático, la leva y el ruptor mecánico (platinos) junto con el condensador o los sensores de posición. Todos estos elementos han ido desapareciendo conforme se ha incorporado la electrónica a la gestión del motor. Inicialmente desaparecieron los platinos y el condensador, posteriormente los sistemas de avance y finalmente los captadores de posición, quedando el distribuidor con la única finalidad de repartir la chispa entre los diferentes cilindros del motor.

Los distribuidores incorporan elementos mecánicos móviles sometidos a desgaste por lo que, además de provocar averías, se ven sometidos a mantenimiento periódico. Es por ello que la incorporación de la electrónica a la gestión del motor ha ocasionado la proliferación de

Los materiales utilizados con mayor frecuencia para cumplir con los dos primeros requisitos son el PVC ($T_{\max} = 100^{\circ}\text{C}$), EPDM ($T_{\max} = 150^{\circ}\text{C}$), CPE ($T_{\max} = 155^{\circ}\text{C}$), EPS ($T_{\max} = 180^{\circ}\text{C}$) y la silicona ($T_{\max} = 220^{\circ}\text{C}$).

El conductor eléctrico dispone de varias capas de aislamiento y puede ser de diferentes tipos: fibra de vidrio impregnada en grafito, hilo de cobre o hilo bobinado de níquel-cromo con el núcleo de fibra de vidrio.

Los extremos del cable disponen de unos capuchones herméticos que, además de evitar la entrada de agua en las conexiones, permiten conectar adecuadamente la bujía y la bobina y alojar unas resistencias eléctricas de varios $\text{k}\Omega$ para evitar emisiones electromagnéticas. El uso de capuchones especiales con carcasa metálica o el cable bobinado contribuyen, de forma importante, a la reducción de las emisiones electromagnéticas.

17.4.2 Encendido inductivo por magneto. Plato magnético.

La magneto es un sistema generador de corriente alterna formado por una serie de imanes permanentes y unas bobinas devanadas sobre núcleo de hierro. El rotor es movido directamente por el cigüeñal del motor y, aunque antaño se utilizaron otras disposiciones, en la actualidad, los imanes permanentes se colocan en el rotor que gira exteriormente a las bobinas de excitación (estátor). Esta configuración recibe el nombre de plato magnético o volante magnético (Figura 17.24). Al girar el plato exterior se produce un campo magnético variable que se cierra a través del núcleo magnético de las bobinas, produciendo una tensión en la o las bobinas excitadoras que será, por la ley de Faraday, proporcional a la velocidad con que varía el flujo magnético.

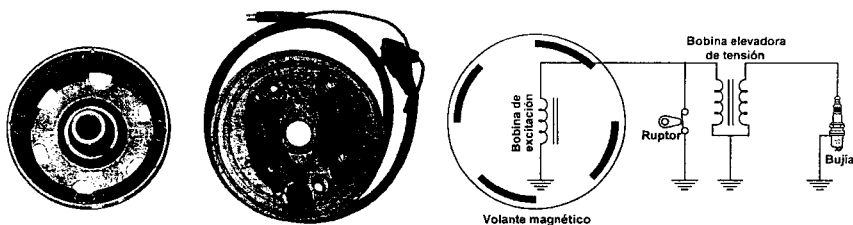


Figura 17.24 Plato magnético de un motor de 2 tiempos (placa de bobinas y rotor magnético) y esquema eléctrico.

El plato magnético permite que el funcionamiento del motor sea independiente de toda fuente eléctrica exterior. El estator puede disponer de varias bobinas para generar corriente eléctrica para diferentes usos. La corriente generada es alterna pero no es una onda sinusoidal perfecta. Existen diferentes configuraciones en cuanto al esquema del sistema de encendido.

El menos utilizado de ellos es el que se denomina encendido por plato magnético de alta tensión por generar directamente la bobina del plato magnético la alta tensión necesaria para producir la chispa. En este caso, el secundario comparte núcleo magnético con el primario y, además, al igual que en el encendido inductivo por batería, el ruptor se coloca en serie con el primario de la bobina.

El caso más habitual en la actualidad es el mostrado en la Figura 17.24. Se denomina encendido eléctrico por plato magnético de baja tensión, ya que la tensión generada por el plato

magnético no es lo suficientemente alta como para producir la chispa. Se precisa, por lo tanto, de una bobina, denominada bobina de encendido, para elevar la tensión del pulso que aparece en su devanado primario cuando se abre el ruptor colocado, en este caso, en paralelo. En definitiva, consiste en una bobina de excitación que genera una onda de tensión que se hace circular directamente a través del primario de la bobina de encendido justo cuando se precisa el salto de la chispa.

Cuanto mayor es la velocidad de giro, mayor será la variación del flujo magnético y, por lo tanto, la tensión disponible en la bujía en ambas configuraciones. Ello supone una ventaja a alta velocidad y una desventaja a ralentí y bajas velocidades.

El ruptor consistía antiguamente en un interruptor mecánico con contactos de platino. En la actualidad, al igual que en los sistemas de encendido por batería, es un transistor libre de mantenimiento, que permite la gestión electrónica de la chispa mediante el uso de diferentes sensores en el motor.

17.4.3 Encendido por descarga de condensador

El encendido inductivo acumula la energía en el campo magnético de la bobina de encendido o de excitación mientras que el encendido por descarga del condensador acumula la energía en el campo eléctrico de un condensador. El diferente modo de acumulación de la energía le confiere, como se verá más adelante, un comportamiento distinto con sus ventajas e inconvenientes.

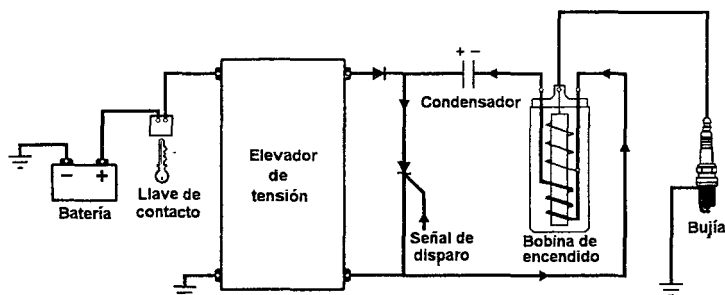


Figura 17.25 Esquema de un sistema de encendido por batería con descarga de condensador.

Siguiendo el esquema de la Figura 17.25, un condensador de media tensión (250-400 V) se carga mediante un oscilador-rectificador a partir de la tensión de la batería o bien mediante sólo un rectificador a partir de la tensión del plato magnético. El condensador, una vez cargado por completo, se descarga sobre el primario de la bobina de encendido mediante un tiristor (o un ruptor mecánico en los modelos más antiguos) provocando un pulso de alta tensión en el secundario que provocará el salto de la chispa en la bujía. La bobina elevadora de tensión del encendido capacitivo tiene unas especificaciones completamente diferentes a las de un encendido inductivo. La del sistema capacitivo tendrá una inductancia mucho menor que la del sistema inductivo por cuanto que no pretende almacenar energía sino simplemente elevar la tensión del pulso de descarga del condensador, algo similar a lo que ocurre en el encendido por plato magnético de baja tensión.

Desde el punto de vista energético, las energías almacenadas por los correspondientes campos eléctrico o magnético de un sistema de encendido es muy pequeña (30-90 mJ). Dichas energías dependen de la tensión alcanzada por el condensador (u) y de la intensidad conseguida en la bobina (i) justo antes del salto de la chispa:

$$E_c = \frac{1}{2}Cu^2 \quad \Leftrightarrow \quad E_L = \frac{1}{2}Li^2 \quad (17.18)$$

Se comprueba que con tensiones (u) del orden de 400 V y capacidades (C) del orden de $1\mu\text{F}$ se consigue almacenar una energía (E) del orden de 80 mJ, energía más que suficiente para conseguir el encendido de la chispa. A pesar de que ambos sistemas puedan alcanzar ese nivel de energía, el sistema capacitivo lo hace de forma mucho más rápida ya que el tiempo de carga de un condensador es mucho más rápido que el de una bobina.

La constante de tiempo de un circuito $R-C$ (T_C) se define como el tiempo requerido para que el condensador alcance el 63,2% del voltaje aplicado, mientras que la constante de tiempo de un circuito $R-L$ (T_L) es el tiempo requerido para que por la bobina circule una intensidad del 63,2% de la máxima (u_0/R_L):

$$T_C = R_C C \quad \Leftrightarrow \quad T_L = \frac{L}{R_L} \quad (17.19)$$

Durante un tiempo $3T$ los porcentajes anteriores alcanzan el valor del 95%. Para valores habituales de los parámetros R_C , C , R_L y L , la relación T_L/T_C es del orden de 10, lo que significa que un sistema capacitivo podrá entregar otras tantas veces más de potencia que el correspondiente inductivo. Este hecho cobra especial relevancia cuando el motor alcanza velocidades de giro muy altas y/o cuando el mismo sistema debe alimentar a varias bujías. No obstante, la progresiva desaparición de los distribuidores y la profusión de las bobinas individuales han solventado, en parte, la limitación de los sistemas inductivos.

No sólo el tiempo de carga es menor para el sistema capacitivo, el tiempo de descarga también lo es pues ambos procesos dependen de la misma constante de tiempo. Ello provoca que el encendido capacitivo consiga elevaciones de tensión y, consecuentemente, descargas entre los electrodos de la bujía hasta 10 veces más rápido que uno inductivo.

Una rápida elevación de tensión y velocidad de descarga tiene aspectos muy beneficiosos para la chispa pues reduce las pérdidas de energía que se producen por las derivaciones de la alta tensión, bien a través de los devanados de la bobina, de los cables de alta o, incluso, de la propia bujía como consecuencia de depósitos de aceite, combustible y restos de la combustión en la cerámica de aislamiento. En definitiva, la rápida elevación de la tensión facilita el salto de la chispa en condiciones desfavorables de encendido.

La mayor velocidad de descarga determina una mayor potencia de chispa y permite utilizar separaciones entre los electrodos mayores para conseguir chispas más largas que facilitan el encendido de la mezcla.

Que el proceso de descarga sea tan rápido también tiene inconvenientes ya que la chispa viene a ser entre 5 y 10 veces más breve que una chispa inductiva. Ello supone que si en el momento en el que la chispa salta no se dan las condiciones adecuadas de formación de la mezcla en torno a los electrodos de la bujía, puede provocarse un fallo de encendido. La mayor separación entre los electrodos de la bujía puede compensar parcialmente este problema. No obstante, en motores que utilizan este sistema de encendido resulta habitual realizar uno o

más saltos de chispa posteriores de seguridad, esto es, unos grados más tarde de saltar la primera chispa, salta otra chispa por si la primera no hubiera conseguido encender la mezcla. Este encendido de seguridad se realiza a velocidades no demasiado elevadas pues es cuando se dispone del tiempo suficiente para realizarlo y, además, resulta más necesario ya que la menor turbulencia en la cámara de combustión dificulta el proceso de mezcla y encendido.

La energía requerida para conseguir un determinado nivel de almacenamiento energético difiere de los sistemas capacitivos a los inductivos. La energía aportada por la batería en un proceso de carga partiendo de cero y hasta el instante t para ambos sistemas de encendido es

$$E_C^{Bat}(t) = \frac{Cu^2}{2}(1 - e^{-t/(RC)}) \cdot 2 \quad \Leftrightarrow \quad E_L^{Bat}(t) = \frac{1}{2}L \frac{u_0^2}{R^2} \left(\frac{R}{L}t + e^{-(R/L)t} - 1 \right) \cdot 2$$

Durante dicho periodo de tiempo t , la energía almacenada por los correspondientes campos eléctrico del condensador o magnético de la bobina, será:

$$E_C^{C.Elect.}(t) = \frac{Cu^2}{2}(1 - e^{-t/(RC)})^2 \quad \Leftrightarrow \quad E_L^{C.Mag.}(t) = \frac{1}{2}L \frac{u_0^2}{R^2} (1 - e^{-(R/L)t})^2$$

La relación entre la energía almacenada por los campos eléctrico y magnético respecto a la energía aportada por la batería da una idea de la eficiencia energética del sistema de encendido. Este aspecto se traduce en un mayor o menor calentamiento de sus componentes. Denominando n al cociente entre el tiempo de carga y la constante de tiempo de cada sistema ($n = t/T_C = t/TC$), el comportamiento de ambos sistemas se representa en la Figura 17.26.

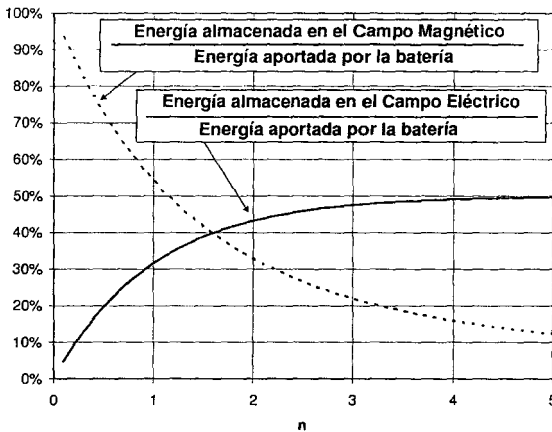


Figura 17.26 Eficiencia de almacenamiento energético en sistemas inductivos y capacitivos.

Los valores típicos de n para los sistemas inductivos modernos son ligeramente inferiores a 1, mientras que los valores típicos de los sistemas capacitivos y los inductivos clásicos son superiores a 5. Este gráfico demuestra que los sistemas inductivos modernos son algo más eficientes que los capacitivos mientras que los sistemas inductivos clásicos eran mucho más ineficientes que los capacitivos. También justifica por qué la necesidad de refrigeración de las bobinas se ha ido reduciendo conforme los sistemas de encendido han ido evolucionando.

Los sistemas capacitivos resultan muy habituales en motores de ciclomotores y motocicletas en los que el uso del plato magnético facilita su implementación. La carga del condensador se consigue fácilmente rectificando la tensión de una bobina específica colocada en el estátor del plato magnético que permita generar una tensión del orden de los 250 V. La electrónica asociada es muy sencilla y, además, la elevada velocidad de giro de estos motores resulta muy apropiada para las características de este sistema de encendido.

El uso de este tipo de encendido en otro tipo de motores no resulta tan habitual aunque cuando las velocidades de giro son elevadas compiten con ventaja frente a los sistemas inductivos.

17.4.4 Otros sistemas de encendido: ignición por chorro de plasma

Con el fin de mejorar el proceso de ignición, se han diseñado otros sistemas alternativos de encendido que, en general, no se han impuesto dada su complejidad y coste. Entre otros se puede citar la ignición por chorro de plasma.

La bujía convencional, en este sistema, se sustituye por una serie de electrodos situados dentro de una cavidad, unida por uno o varios orificios a la cámara de combustión del motor. La energía utilizada para el salto de chispa es del orden de 1 J durante unos 20 μ s.

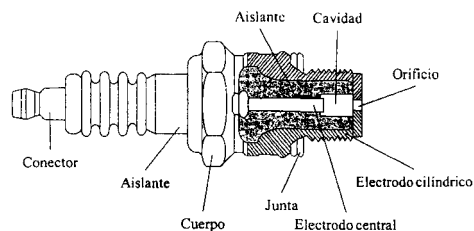


Figura 17.27 Esquema de un sistema de ignición por chorro de plasma.

Esta descarga produce un plasma a alta temperatura que hace aumentar de forma muy rápida la presión en la cavidad y que sale hacia la cámara de combustión como un chorro supersónico de plasma. Este chorro entra de forma turbulenta y es en él donde se inicia la combustión (Figura 17.27). Si en la cavidad existe una cierta cantidad de hidrocarburo, al generarse el plasma se produce una gran cantidad de átomos de hidrógeno, que mejoran la ignición.

17.5 Las bujías

Para iniciar la combustión de la mezcla aire-combustible, previamente comprimida, se precisa aportar una cantidad suficiente de energía en el momento oportuno para que el proceso de combustión sea óptimo. La bujía es el elemento encargado de aportar dicha energía mediante el salto de una chispa entre sus electrodos.

La bujía deberá colocarse en la zona central, la más caliente de la cámara de combustión, debido a la influencia que la temperatura va a tener sobre el inicio de la combustión.

17.5.1 Condiciones de operación

Antes de describir las diferentes partes que componen una bujía, así como la finalidad de cada una de ellas, se van a estudiar las condiciones de trabajo a las que está sometida, dado que esto es lo que va a definir los materiales a utilizar, su geometría, etc.

La bujía estará sometida tanto a cargas mecánicas como térmicas. Las cargas mecánicas se deben, por una parte, a la presión de los gases en el cilindro y, por otra parte, al par de apriete

que es necesario para lograr la estanqueidad. Las cargas térmicas se deben a las altas temperaturas de los gases en la cámara de combustión que se encuentran en contacto directo con parte de la bujía. La variabilidad de ambos tipos de cargas empeora las condiciones de operación de la bujía.

La bujía está sometida a ataques erosivos y químicos, así como a la formación de depósitos en los electrodos y el elemento aislante. Sobre este último factor juega un papel fundamental la temperatura del extremo de la bujía (Figura 17.28). Si la temperatura es demasiado baja se favorece la acumulación de residuos carbonosos alrededor del electrodo central y el aislante, produciéndose derivaciones de la corriente eléctrica que pueden impedir el salto de la chispa.

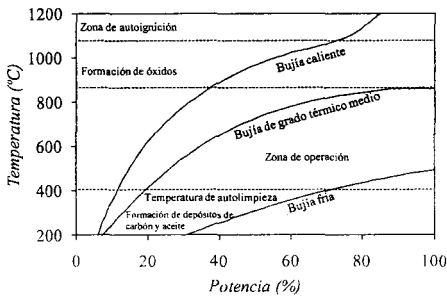


Figura 17.28 Temperatura del aislante en función del grado térmico de la bujía y de la potencia.

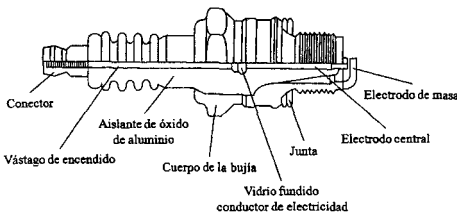
Por consiguiente, para que se produzca un efecto de autolimpieza, la temperatura del extremo de la bujía debe encontrarse por encima de unos 350–400 °C, y es recomendable alcanzarlos lo antes posible después de un arranque en frío. No obstante, por encima de unos 900–950 °C se pueden producir puntos calientes en el electrodo que provoquen preencendido o derivaciones de la corriente por deposición de aditivos del combustible.

Las variaciones de temperatura, junto con el hecho de que el material utilizado como aislante eléctrico es mal conductor del calor, puede producir el agrietamiento del aislante, favoreciendo la aparición de derivaciones en la corriente, posibles desprendimientos del material y formación de puntos calientes que pueden producir encendido superficial.

17.5.2 Descripción de la bujía

Atendiendo a las condiciones anteriores, la bujía se diseña para que pueda realizar su cometido de forma óptima y durante el mayor tiempo posible.

En las bujías se pueden distinguir tres partes fundamentales (Figura 17.29):



- Electrodo.
- Aislante.
- Cuerpo metálico.

Electrodos

Los electrodos deben ser resistentes al ataque químico y a la oxidación, buenos conductores del calor y la electricidad, presentar alta resistencia mecánica al desgaste erosivo y tener alta temperatura de fusión.

Se suelen fabricar de aleaciones a base de níquel, con aluminio y cromo para formar óxidos, y con manganeso y silicio para mejorar la resistencia a ataques químicos; aleaciones de

níquel-iridio que tienen una mayor resistencia al desgaste y un rango térmico de trabajo más amplio; aleaciones de iridio (Ir) con platino, paladio o rodio que forman óxidos que protegen la superficie del iridio; y en algunos casos sobre el extremo del electrodo central se depositan metales nobles (plata o platino) por presentar buenas características eléctricas, térmicas, de resistencia a la erosión y al ataque químico.

La separación de los electrodos es importante y está limitada, entre otros parámetros, por la accesibilidad de la mezcla al espacio entre ellos. Se pueden producir fallos de encendido si la separación entre electrodos es muy pequeña, por ser el volumen de combustión demasiado pequeño para que se produzca la ignición inicial o por no poder acceder la mezcla a dicho espacio. También si esta separación es muy grande, puesto que el voltaje necesario para que salte la chispa es mayor.

Aislante

El aislante debe presentar: alta rigidez dieléctrica, alta capacidad de resistencia a los esfuerzos térmicos y una conductividad térmica adecuada.

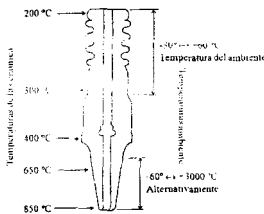


Figura 17.30 Diagrama con temperaturas típicas en el aislante.

Se fabrica con materiales cerámicos y su forma y dimensiones influyen mucho en el calor transferido y en su distribución de temperaturas (Figura 17.30). Se utilizan materiales cerámicos con, al menos, un 94% de alúmina (Al_2O_3).

Es importante la porosidad del material dado que si esta es elevada se pueden absorber gases de la combustión que pueden emitirse posteriormente como emisiones contaminantes y/o formar

depósitos en el mismo aislante creando una capa conductora.

Cuerpo metálico

Es el encargado de posicionar la bujía en la culata y de lograr la estanqueidad de la cámara de combustión. Se suele fabricar de acero, soldándole en un extremo uno o varios electrodos laterales que, junto al electrodo central, forman el camino de descarga.

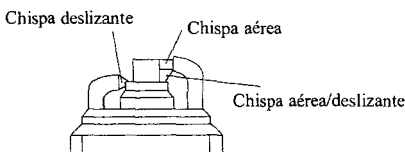


Figura 17.31 Tipos de bujías según la posición de los electrodos y el camino de la chispa.

Atendiendo a la posición de los electrodos y al camino recorrido por la chispa se puede hacer la siguiente clasificación (Figura 17.31):

- Chispa aérea: en este caso la chispa atraviesa el aire directamente entre los electrodos. Estas bujías presentan buena accesibilidad a la mezcla.
- Chispa deslizante (*Surface gap*): en estas bujías la chispa salta a través del

aislante para pasar posteriormente al electrodo de masa. Con esto se puede producir un efecto de limpieza de los depósitos formados sobre el aislante, pero se necesita una mayor energía para que salte la chispa.

- Chispa aérea/deslizante (*Semisurface gap*): en estas bujías la chispa atraviesa el aislante y el aire, se reduce la erosión del electrodo y aumenta la vida de la bujía.

17.5.3 Evacuación de calor: grado térmico

Después de un arranque en frío es necesario que la bujía alcance la temperatura de auto-limpieza lo antes posible y que durante su funcionamiento nunca supere su temperatura máxima de utilización. Para lograrlo es necesario diseñar la bujía de forma que transfiera el calor necesario hacia el sistema de refrigeración del motor. Se trata de llegar a un compromiso entre lograr un arranque en frío bueno y evitar las preigniciones por puntos calientes.

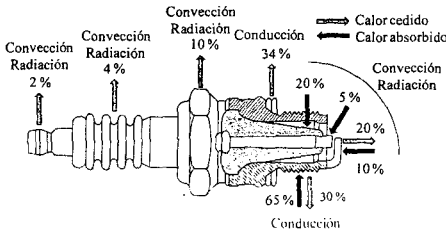


Figura 17.32 Porcentaje de calor transferido por cada zona de la bujía.

El calor transferido a la bujía desde esta al exterior (a la culata y al aire) depende de la geometría de los elementos constituyentes de la bujía, del material de dichos elementos y del montaje de la bujía en el motor. Aproximadamente la cantidad de calor transferido por cada zona de la bujía se muestra en la Figura 17.32.

El grado térmico es una medida de la resistencia térmica de una bujía en función de la temperatura máxima que se alcanza una vez logrado el equilibrio entre el calor absorbido y liberado.

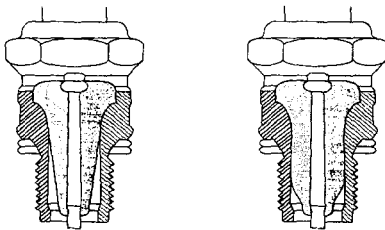


Figura 17.33 Esquema de una bujía caliente (izquierda) y una fría (derecha).

Las bujías se clasifican en calientes y frías. Una bujía fría es aquella en la que se facilita la transferencia de calor, y viceversa. La forma del aislante y el tipo de unión con el cuerpo de la bujía resultan determinantes. En una bujía caliente el aislante es esbelto y la zona de contacto con el cuerpo metálico es pequeña (Figura 17.33).

La utilización de un tipo u otro de bujía depende de las características del motor: las bujías frías se utilizan en mo-

tores de potencia elevada, con alta relación de compresión y altas temperaturas en la cámara de combustión.

Algunas bujías tienen una resistencia interna para evitar emisiones electromagnéticas que pueden producir desde ruido en la radio del vehículo hasta mal funcionamiento de los sistemas electrónicos de control del vehículo.

17.6 Resumen

A lo largo del presente capítulo se han expuesto diferentes aspectos fenomenológicos y tecnológicos de los sistemas de encendido eléctrico de los motores de encendido provocado.

El apartado primero se centra en la teoría del encendido desde un punto de vista físico pero sin perder la perspectiva de su aplicación a los motores. El estudio experimental llevado a cabo por Rudolf Maly hace algunas décadas permitió caracterizar eléctricamente las diferentes fases que se dan a lo largo del proceso del salto de la chispa (preruptura, ruptura, arco y *glow*) y, en definitiva, entender lo que ocurre entre los electrodos de la bujía. A continuación, se determina la cantidad de energía mínima necesaria para iniciar la combustión de una mezcla aire-combustible homogénea, por su interés en el diseño se los sistemas de encendido eléctrico. Para finalizar este apartado, se muestra la influencia que sobre la tensión eléctrica mínima requerida para conseguir el salto de la chispa en la bujía tienen algunas variables relacionadas con las condiciones de funcionamiento del motor (presión, temperatura y separación de los electrodos, etc.).

El segundo apartado se centra en la caracterización eléctrica de los principales componentes de los sistemas de encendido convencionales (batería, ruptor, bobina, etc.). Una vez caracterizados dichos componentes, se plantean las ecuaciones diferenciales correspondientes a un sistema de encendido inductivo por batería completo. A partir de ellas, se justifican las curvas de tensión e intensidad del primario y del secundario en diferentes sistemas de encendido reales.

El tercer apartado recoge los aspectos tecnológicos de los sistemas de encendido más modernos y las diferentes evoluciones sufridas por estos a lo largo de las últimas décadas, conforme el desarrollo de la electrónica analógica y digital y la instrumentación y los sistemas de control lo han permitido. También se recogen los fundamentos de los sistemas de encendido por magneto, comunes en los motores de algunas motocicletas, ciclomotores y herramientas portátiles, los fundamentos de los sistemas de encendido por descarga de condensador, muy adecuados para motores con una velocidad de giro elevada y, por último, los fundamentos de los sistemas de encendido por chorro de plasma, muy interesantes para motores de mezcla pobre.

A diferencia del resto de los componentes del sistema de encendido estudiados, a las bujías se le otorga cierta relevancia con un apartado en exclusiva. Ello se debe a su participación directa en el proceso de encendido de la mezcla. Se tratan sus condiciones de operación, la descripción de las partes que la componen y los procesos de transferencia de calor desde la cámara de combustión hacia el exterior.

Referencias y bibliografía

Bibliografía

- Adler, U., *Encendido por batería. Instrucción Técnica*. Robert Bosch, 1991.
- Basshuysen, R.V.; Schäfer, F., *Internal combustion engine handbook: Basics, components, systems, and perspectives*. SAE International, 2004.
- Bauer, H., *Manual de la técnica del automóvil Robert Bosch*, 3ª ed. Reverté, 1999.
- Gory, G., *Encendido eléctrico de los automóviles*. Blume, 1970.
- Heisler, H., *Advanced engine technology*. SAE International, 1998.
- Heywood, J. B., *Internal combustion engine fundamentals*. McGraw-Hill, 1988.
- Maly, R., Spark ignition: its physics and effect on the internal combustion engine, en Hilliard, J.C.; Springer, G.S. (Eds.), *Fuel Economy in Road Vehicles Powered by Spark Ignition Engines*, Plenum Press, 1984.

- Muñoz, M.; Payri, F., *Motores de combustión interna alternativos*. Fundación General de la UPM, 1989.
- Parra, V.; Ortega, J.; Pastor, A., Perez, A., *Teoría de circuitos I*. UNED, 1985.
- <http://www.sc.ehu.es/sbweb/fisica/electromagnet/inducccion/autoinducccion/autoinducccion.htm>

Capítulo 18

Combustión en MEP

F.V. Tinaut

J. J. López

18.1	Introducción. Nociones del proceso	538
18.2	Combustión normal	542
18.2.1	Desarrollo de la combustión normal	542
18.2.2	Estructura y velocidad de llama	543
18.2.3	Desarrollo de la presión y factores que afectan a la combustión	553
18.2.4	Combustión de mezclas estratificadas	557
18.2.5	Dispersión cíclica	559
18.2.6	Apagado de llama	560
18.3	Combustión anormal	561
18.3.1	Introducción	561
18.3.2	Combustión con autoinflamación	561
18.3.3	Encendido superficial	567
18.4	Emisiones contaminantes	568
18.4.1	Emisiones en la cámara de combustión	568
18.4.2	Métodos de reducción de emisiones contaminantes	570
18.5	Cámaras de combustión en MEP	572
18.5.1	Criterios de diseño	572
18.5.2	Configuraciones típicas	573
18.6	Resumen	575
	Referencias y bibliografía	577

18.1 Introducción. Nociones del proceso

En el capítulo 13 se han presentado los diferentes procesos de combustión relevantes en el campo de los MCI, indicando que la combustión en los motores de encendido provocado tradicionalmente se ha considerado como una deflagración premezclada con carga homogénea. Esta consideración sigue siendo válida para la mayoría de los MEP en la actualidad, si bien desde hace no mucho tiempo (finales de los años 90 o principios de la primera década del nuevo milenio, tal como se indica en el capítulo 1), con la aparición de la inyección directa, existen motores de encendido provocado cuyo funcionamiento difiere del tradicional, modificando en parte el proceso de combustión. Este capítulo se centrará principalmente en el modo de combustión tradicional en los MEP, si bien se hará alusión a otros modos de combustión en determinados apartados específicos.

La primera alusión que se ha hecho al proceso de combustión ha sido en el capítulo 4 al explicar los ciclos. En él se ha hablado de los ciclos ideales asociados a los MCI, y en concreto al estudiar los MEP se idealiza el proceso de combustión suponiendo una combustión a volumen constante (se trataría, por tanto, de una combustión infinitamente rápida). En el capítulo 24 al estudiar el modelado de la combustión se va a introducir, como aproximación a la ley de combustión en los MEP, una ley de Wiebe. En este capítulo es el momento de alejarse de idealizaciones y aproximaciones y conviene preguntarse sobre cómo es el proceso real en un MEP. Y la mejor manera de hacerlo es analizar qué es lo que se observa experimentalmente en un motor de este tipo.

La primera duda que surge a la hora de plantear el análisis de la combustión en un motor determinado es, precisamente, cómo llevar a cabo dicho análisis para ser capaces de sacar información sobre el proceso de combustión. Sería muy interesante conocer, por ejemplo, la evolución de la fracción de masa que se va quemando en cada instante del ciclo, pero un parámetro así no se puede medir o cuantificar de manera directa. Es preciso efectuar algún otro tipo de medida, y a partir de ella deducir, de manera indirecta, qué cantidad de combustible se quema en cada instante o, lo que es lo mismo, cuánta energía se libera en cada momento. De las dos magnitudes intensivas que caracterizan el estado del fluido de trabajo en el interior de la cámara de combustión, la presión y la temperatura, es la primera la que se puede medir con mayor fiabilidad en la práctica. En efecto, dado que durante el proceso de combustión coexisten dos regiones (la zona de gases quemados y la de mezcla sin quemar), la temperatura no es un parámetro uniforme en la cámara de combustión, con lo que no tiene mucho sentido pretender medirla. Por otro lado, es muy difícil diseñar un captador de temperatura que sea capaz de registrar la evolución de temperatura tan sumamente rápida que ocurre en el interior de la cámara de combustión. En lo que a la presión respecta, dado que el proceso de combustión es lento comparado con la velocidad de propagación de las ondas de presión, se puede considerar que es un parámetro uniforme en toda la cámara de combustión, y el diseño de un captador capaz de registrar la evolución de la presión en el interior de la cámara es mucho más asequible. Como se indicará en el capítulo 28, por lo general se suelen utilizar captadores piezoeléctricos para efectuar este tipo de medidas.

Una vez se cuenta con la medida experimental de la evolución de la presión en el interior del cilindro, planteando el principio de conservación de la energía se puede hallar la cantidad de calor que aparentemente se libera en la cámara de combustión. Si, además, se cuantifican las pérdidas de calor hacia las paredes de la cámara de combustión, se puede determinar el

calor liberado correspondiente al proceso de combustión. Este calor liberado, como es lógico, procede de la combustión del combustible, de manera que si se conoce el poder calorífico de este último, se puede determinar, finalmente, la masa de combustible que se quema en cada instante. Seguidamente se mostrará, para un caso real, la evolución de estos parámetros y alguno más también interesante desde el punto de vista de la combustión, con el fin de presentar la nomenclatura básica que se suele utilizar para el estudio de este proceso.

En la Figura 18.1 (izquierda) se muestra el interior de la cámara de combustión de un MEP, en una situación intermedia de desarrollo del proceso de combustión, con un frente de llama de espesor δ que separa la zona de mezcla sin quemar de la de productos quemados y que avanza con una velocidad u_f . En la figura se muestra también una región denominada *end gas*, que se corresponde con la mezcla más alejada de la bujía, en la que existe el mayor riesgo de autoinflamación de la mezcla, como se verá más adelante. La energía térmica liberada por la combustión origina un aumento de la presión en la cámara, por encima de la que correspondería al proceso de compresión-expansión originado por el movimiento del pistón (derecha). A partir de esa información se determinaría la cantidad de calor liberado (QL), en Julios, teniendo en cuenta el poder calorífico del combustible, permitiría determinar la cantidad de masa quemada (MQ), en miligramos por cilindro y ciclo (mg/cc). Estas cantidades habitualmente se normalizan por la masa total quemada o el calor total liberado, dando lugar a la fracción de masa quemada (FMQ) o fracción de calor liberado (FQL). Otra manera de representar esta información es a través de su derivada angular (o temporal), para así representar la evolución de la tasa de combustión, llegando a lo que se denomina derivada de la fracción de masa quemada ($DFMQ$) o derivada de la fracción de calor liberado ($DFQL$), en ambos casos expresadas en unidades $1/^\circ$, $1/\text{rad}$ ó $1/\text{ms}$. Esta misma operación de derivar puede efectuarse también antes de normalizar la curva, dando lugar a la DMQ (mg/ $^\circ$, mg/rad ó mg/ms) o a la DQL (J/ $^\circ$, J/rad ó J/ms).

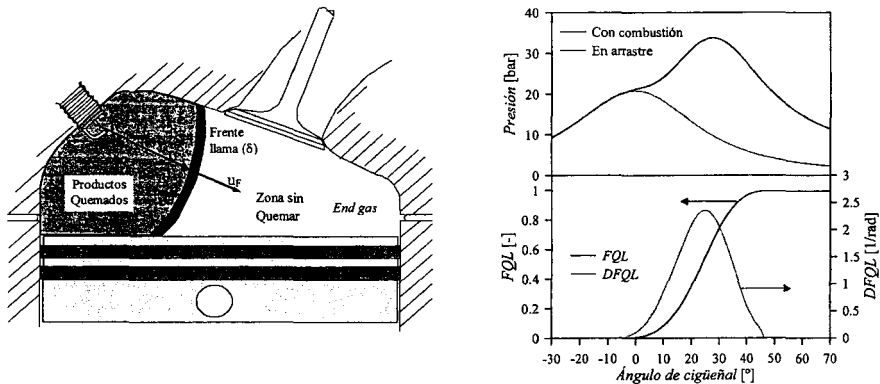


Figura 18.1 Izquierda: avance del frente de llama en un MEP. Derecha: comparación de la presión en el cilindro con y sin combustión, y de la fracción de calor liberado (FQL) y de la derivada de la fracción de calor liberado ($DFQL$).

Seguidamente se va a mostrar un método simplificado (desarrollado por Heywood [1]) para relacionar la fracción de masa quemada (FMQ) con la presión instantánea en el cilindro.

Posteriormente se mostrarán dos métodos más para conseguir esto mismo de manera aún más simplificada, si bien más intuitivos y prácticos.

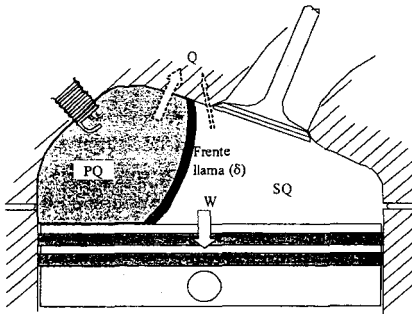


Figura 18.2 Esquema de una cámara de combustión de un MEP.

En la Figura 18.2 se muestra de nuevo un esquema de una cámara de combustión de un MEP, y se indican las principales zonas y las magnitudes intercambiadas: SQ es la zona de gases sin quemar, PQ la zona de productos quemados, W es el trabajo mecánico transferido al pistón y Q es el calor transferido a las paredes desde las dos zonas.

Se puede observar que existe transferencia de trabajo entre la carga del cilindro y el pistón (hacia la carga antes del PMS) y hacia el pistón después del PMS), y transferencia de calor hacia las paredes de la cámara de combustión. En condiciones de operación normales, se puede asumir que el volumen

de la zona reactiva es despreciable frente al volumen total. De esta manera, las condiciones en la zona quemada y la zona sin quemar se pueden determinar por la conservación de la masa:

$$\frac{V}{m} = \int_0^{FMQ} v_{pq} dY + \int_{FMQ}^1 v_{sq} dY \quad (18.1)$$

y de la energía:

$$\frac{U_o - W - Q}{m} = \int_0^{FMQ} u_{pq} dY + \int_{FMQ}^1 u_{sq} dY \quad (18.2)$$

donde V es el volumen en el cilindro en el instante considerado (variable), m es la masa en el interior del cilindro (constante), v es el volumen específico, Y es la fracción másica (varía entre 0 y 1 para considerar toda la masa encerrada en el cilindro), FMQ es la fracción de masa quemada hasta el instante considerado, U_o es la energía interna de la masa existente en el cilindro en un instante (ángulo) de referencia, α_o , u es la energía interna específica, W es el trabajo transferido al pistón desde el ángulo α_o y Q es el calor transferido a las paredes desde ese mismo ángulo. Los subíndices pq y sq se refieren a productos quemados y a la mezcla sin quemar, respectivamente. El trabajo y el calor transferidos hasta el instante considerado valen:

$$W = \int_{V_o}^{V(\alpha)} p dV \quad ; \quad Q = \int_{\alpha_o}^{\alpha} \left(\frac{\dot{Q}}{360n} \right) d\alpha \quad (18.3)$$

donde \dot{Q} es el calor por unidad de tiempo, n es el régimen de giro y V_o es el volumen en el ángulo de referencia, α_o .

Para proseguir es necesario hacer uso de modelos de las propiedades termodinámicas de los productos quemados y de la mezcla sin quemar. Con el fin de simplificar las expresiones que se van a obtener, se asumirá que tanto los productos quemados como la mezcla sin quemar son gases ideales con calores específicos constantes (si bien diferentes entre sí), de manera que se puede escribir lo siguiente:

$$p v_{pq} = R_{pq} T_{pq} \quad u_{pq} = c_{v,pq} T_{pq} + \Delta h_{F,pq}^0 \quad (18.4)$$

$$pV_{sq} = R_{sq}T_{sq} \quad u_{sq} = c_{v,sq}T_{sq} + \Delta h_{F,sq}^0 \quad (18.5)$$

donde Δh_F^0 es la entalpía de formación. Combinando las ecuaciones de la (18.1) a la (18.5), se obtienen estas dos ecuaciones:

$$\frac{pV}{m} = R_{pq}\bar{T}_{pq}FMQ + R_{sq}\bar{T}_{sq}(1-FMQ) \quad (18.6)$$

$$\frac{U_o - W - Q}{m} = FMQ(c_{v,pq}\bar{T}_{pq} + \Delta h_{F,pq}^0) + (1-FMQ)(c_{v,sq}\bar{T}_{sq} + \Delta h_{F,sq}^0) \quad (18.7)$$

donde

$$\bar{T}_{pq} = \frac{1}{FMQ} \int_0^{FMQ} T_{pq} dY \quad \bar{T}_{sq} = \frac{1}{1-FMQ} \int_{FMQ}^1 T_{sq} dY \quad (18.8)$$

son las temperaturas medias de los productos quemados y sin quemar, respectivamente. De estas dos últimas ecuaciones se deduce que:

$$FMQ = \frac{pV - p_o V_o + (\gamma_{pq} - 1)(W + Q) + (\gamma_{pq} - \gamma_{sq})m(c_{v,sq}(\bar{T}_{sq} - T_o))}{m[(\gamma_{pq} - 1)(\Delta h_{F,sq}^0 - \Delta h_{F,pq}^0) + (\gamma_{pq} - \gamma_{sq})c_{p,sq}\bar{T}_{sq}]} \quad (18.9)$$

$$\bar{T}_{pq} = \frac{R_{sq}}{R_{pq}}\bar{T}_{sq} + \frac{pV - mR_{sq}\bar{T}_{sq}}{mR_{pq}FMQ} \quad (18.10)$$

Para cerrar el problema se ha de relacionar la temperatura de la mezcla sin quemar con la presión, para lo que se puede asumir que ésta evoluciona según una compresión isentrópica:

$$\frac{\bar{T}_{sq}}{T_o} = \left(\frac{p}{p_o} \right)^{\frac{\gamma_{sq}-1}{\gamma_{sq}}} \quad (18.11)$$

Las ecuaciones (18.9) y (18.11) permiten determinar la fracción de masa quemada (FMQ) a partir de las propiedades termodinámicas de los productos quemados y de la mezcla sin quemar, para unos valores conocidos de p , V , m y Q .

Heywood [1] muestra también un método ideado por Rassweiler y Withrow [2] para determinar la FMQ a partir del diagrama de indicador representado en coordenadas logarítmicas. La expresión a la que llegan es la siguiente:

$$FMQ = \frac{P^{1/n}V - P_{SOC}^{1/n}V_{SOC}}{P_{EOC}^{1/n}V_{EOC} - P_{SOC}^{1/n}V_{SOC}} \quad (18.12)$$

donde V es el volumen total del cilindro en el instante considerado, V_{SOC} y V_{EOC} son los volúmenes totales en el inicio (*Start of Combustion*) y el final (*End of Combustion*) de combustión, respectivamente, y n es el exponente politrópico medio de los procesos de compresión y expansión.

En el caso de trabajar con cámaras de volumen constante (lo cual es habitual en investigación sobre combustibles), la expresión anterior se puede simplificar aún más. Una forma usual de determinar la fracción de masa quemada en este caso es la siguiente:

$$FMQ = \frac{p - p_{soc}}{p_{EOC} - p_{soc}} \quad (18.13)$$

que es una expresión muy usada por su simplicidad y aceptable precisión.

En los párrafos precedentes se ha discutido cómo es posible analizar el proceso de combustión a partir de la medida de la presión en el cilindro, mostrando la relación entre ésta y la fracción de masa quemada. En realidad, es el proceso de combustión el que define la evolución de la presión, por lo que es conveniente plantearse qué es lo que afecta al desarrollo de este proceso. La tasa de masa quemada (es decir, la masa de mezcla por unidad de tiempo que se quema en un instante dado), \dot{m}_q , viene dada por la siguiente expresión:

$$\dot{m}_q = \rho_{sq} A u_c \quad (18.14)$$

donde ρ_{sq} es la densidad de la mezcla sin quemar, A es la superficie del frente de llama y u_c es la velocidad de combustión (se remarca que u_c , la velocidad de combustión, no debe confundirse con u_f , la velocidad del frente de llama; la diferencia entre ambas quedará más clara en el apartado 18.2.2). Esto pone de manifiesto que el desarrollo de la combustión depende de las condiciones de presión y temperatura, de la superficie que en cada instante adopte el frente de llama, y de la velocidad de combustión, la cual depende (como se vio con más detalle en el capítulo 13, y también se hará mayor hincapié más adelante) de la composición de la mezcla aire-combustible y de la intensidad de la turbulencia del flujo. Atendiendo a las definiciones anteriormente dadas, también se puede escribir:

$$\dot{m}_q = m DFMQ = \rho_{sq} A u_c \quad (18.14bis)$$

que relaciona la masa quemada obtenida a partir del análisis de la presión con el proceso físico-químico de combustión en el frente de llama.

Una vez conocida tanto la metodología que se usa para determinar experimentalmente la ley de combustión, como los principales factores que afectan al desarrollo de la misma, se presentará en primer lugar cómo es la combustión en condiciones normales en un MEP, para analizar después las posibles anomalías que pueden aparecer. Posteriormente se hablará de las emisiones contaminantes que produce la combustión, así como de las estrategias que se utilizan para reducirlas. Finalmente se presentarán los detalles constructivos de las cámaras de combustión más usadas en la actualidad, haciendo alusión a los principales criterios de diseño.

18.2 Combustión normal

18.2.1 Desarrollo de la combustión normal

En un motor de encendido provocado operando en condiciones normales, como su nombre indica, el proceso de combustión se inicia por un agente externo, habitualmente una chispa procedente de una bujía. Este hecho impone un requisito claro al combustible a usar en este tipo de motores, y es su resistencia a la autoinflamación, tal y como se ha indicado ya en el capítulo 14, para que no ocurra el encendido espontáneo de la mezcla durante el desarrollo de

la combustión. En condiciones normales, entonces, el proceso de combustión se inicia tras una chispa eléctrica en el volumen de mezcla ubicado en la zona exterior del plasma generado por la chispa, tal y como se indicó en el capítulo 17.

En una primera fase de combustión, la frontera de ese volumen se va propagando, inicialmente poco a poco, hacia el resto de la mezcla sin quemar que lo envuelve. Transcurrido un determinado tiempo, el tamaño de la región quemada empieza a ser ya importante, y el efecto de la combustión empieza a percibirse en la presión que se registra en el interior de la cámara de combustión.

A partir de ese momento se inicia una segunda fase de combustión, ya mucho más rápida debido al efecto combinado de mayor superficie del frente de llama, mayores temperaturas en la mezcla sin quemar e incremento de la velocidad de combustión, por lo que la presión crece de manera muy sensible. Durante esta segunda fase se quema la mayor parte de la mezcla. Esta fase finaliza cuando el frente de llama se acerca a las paredes de la cámara de combustión, ralentizándose su propagación.

A partir de ese momento se inicia la tercera y última fase del proceso de combustión, que se desarrolla hasta que finaliza por completo dicho proceso. Estas tres fases se muestran en la Figura 18.3, utilizando para ello la información de la presión, la FQL y la $DFQL$ (de manera arbitraria el límite entre la fase 2 y la 3 se ha tomado donde se ha liberado el 95% del calor).

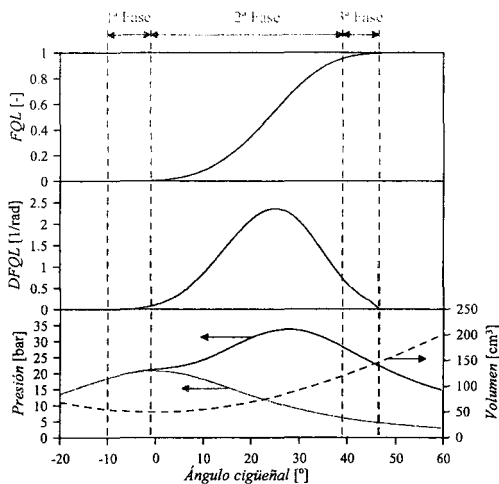


Figura 18.3 Definición y ubicación de las tres fases de la combustión en un MEP.

En esta sección se analizarán qué factores y mecanismos son los que definen y gobiernan las fases de la combustión en un MEP. Una de las conclusiones que se podrá sacar es que, una vez que el motor está ya diseñado, el principal y casi exclusivo parámetro de control de la combustión es el instante de encendido, con lo que la capacidad de controlar el proceso es muy limitada. En cambio, en los motores de encendido por compresión, contrariamente a lo que cabría esperar, si bien no se puede controlar el instante de autoencendido, sí que existen otras maneras de controlar la combustión, como es a través del control de la ley de inyección, lo que se verá en el capítulo 20.

18.2.2 Estructura y velocidad de llama

En primer lugar cabe preguntarse qué es lo que define y explica la propagación de un frente de llama en una mezcla aire-combustible confinada en un recinto cerrado. Para ello se va a profundizar en los principios sobre los que dicha propagación se fundamenta.

Velocidad de combustión laminar

Para empezar se considerarán condiciones laminares, en las que la mezcla aire-combustible se encuentra o bien en reposo, o bien con una velocidad pequeña y, en cualquier caso, con un nivel de turbulencia bajo o nulo. En estas condiciones, un frente de llama se propaga hacia la mezcla fresca a medida que su temperatura se difunde hacia ésta, provocando el aumento de la velocidad de reacción por el efecto conjunto de una mayor temperatura y de la acción de los radicales químicos producidos en la llama. En el capítulo 13 ya se analizó este fenómeno, llegando a una expresión (ecuación 13.62) que permite identificar los tres factores principales de los que depende la velocidad de combustión: la difusividad térmica (función de las propiedades de la mezcla sin quemar), la presión (que tiene un efecto moderado) y la velocidad de reacción (fundamentalmente dependiente de la temperatura final de la reacción: a mayor temperatura, mayor velocidad de reacción).

De manera más pragmática, para un combustible dado, los dos principales parámetros que ejercen influencia en la velocidad de combustión laminar son la presión y la temperatura. En lo que a la presión se refiere, el efecto es moderado, y para la mayor parte de los combustibles la tendencia es que la velocidad decrece al incrementarse la presión [3]. En lo que respecta a la temperatura, su efecto sí es importante, puesto que influye directamente tanto en las características del transporte como de la reacción. Existen dos temperaturas de interés: por un lado la temperatura de la mezcla sin quemar, T_{uq} , que depende fundamentalmente de la temperatura del aire de admisión y, por otro lado, la temperatura de los productos quemados, T_{pq} , que depende de otros factores, entre los que se puede destacar:

- La temperatura inicial de la mezcla. A mayor temperatura inicial, mayor temperatura de los productos quemados (y, por lo tanto, mayor velocidad de combustión).
- La presencia de compuestos inertes (como por ejemplo la humedad o los gases de escape, tanto residuales como recirculados) hacen disminuir la temperatura de los productos quemados (y, consecuentemente, se reduce la velocidad de combustión).

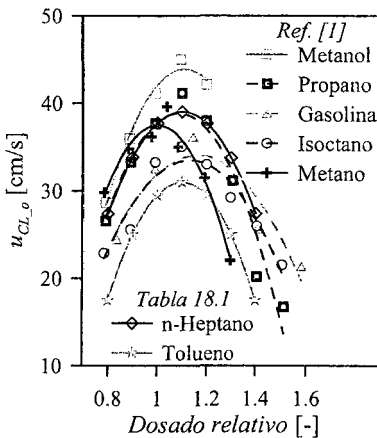


Figura 18.4 Velocidad de combustión laminar para distintos combustibles (adaptado de [1]).

- El dosado de la mezcla. Los dosados ligeramente ricos, próximos al estequiométrico, son los que conducen a una mayor temperatura en los productos quemados (y, por tanto, maximizan la velocidad de combustión).

En la Figura 18.4 se presenta, para unas condiciones de referencia (1 bar y 298 K), la velocidad de combustión laminar, $u_{CL,0}$, para diversos combustibles y para diversos dosados de la mezcla (los datos se han extraído de [1] para la mayoría de combustibles y de la Tabla 18.1 para el tolueno y el n-heptano). En la figura se puede observar que el comportamiento del n-heptano y del propano son idénticos, así como que la gasolina y el isoctano también poseen un comportamiento muy similar.

A la vista de esta información se puede resaltar que:

- La velocidad de combustión laminar, efectivamente, es máxima para dosados ligeramente ricos para la mayoría de combustibles convencionales.
- En condiciones atmosféricas, esta velocidad es del orden de unos 30 ó 40 cm/s.

Más concretamente, en las mencionadas condiciones de referencia, la velocidad de combustión laminar para diversos combustibles típicos, como el propano, el isoctano, la gasolina, el metanol, el n-heptano y el tolueno, se puede representar según la expresión (18.15) [1, 4]. Conviene resaltar que el origen de estas correlaciones es para ser usadas junto con la ecuación (18.16), presentada más adelante, y que proceden de un ajuste a resultados experimentales en el rango entre 1 y 8 bar, y entre 298 y 700 K; este hecho permite explicar la pequeña discrepancia que existe entre estas correlaciones y la Figura 18.4, pues en este último caso únicamente se utiliza información experimental correspondiente a 1 bar y 298 K.

$$u_{CL_o} = B_{max} + B_{Fr} (F_r - F_{r_{max}})^2 \quad (18.15)$$

donde $F_{r_{max}}$ es el dosado relativo para el cual u_{CL_o} tiene el valor máximo B_{max} . En la Tabla 18.1 se muestran los valores de $F_{r_{max}}$, B_{max} y B_{Fr} para seis combustibles típicos.

Tabla 18.1 Valores de $F_{r_{max}}$, B_{max} y B_{Fr} para seis combustibles típicos.

Combustible	$F_{r_{max}}$	B_{max} [cm/s]	B_{Fr} [cm/s]	Ref.
Metanol	1,11	36,9	-140,5	[1]
Propano	1,08	34,2	-138,7	[1]
Isoctano	1,13	26,3	-84,7	[1]
Gasolina	1,21	30,5	-54,9	[1]
n-Heptano	1,10	39,0	-129,6	-
Tolueno	1,10	31,0	-150,1	-

En el contexto de los MEP, estos valores de velocidad de combustión laminar pueden verse alterados por una doble razón:

- Por la variación de las condiciones de presión y temperatura en el interior del cilindro.
- Por la presencia de gases residuales.

En cuanto a la primera razón, la velocidad de combustión laminar se puede extrapolar a otras condiciones de presión y temperatura utilizando la siguiente correlación [1, 4]:

$$u_{CL} = u_{CL_o} \left(\frac{T_{sq}}{T_o} \right)^{k_1} \left(\frac{p}{p_o} \right)^{k_2} \quad (18.16)$$

donde k_1 y k_2 tienen los valores que se muestran en la Tabla 18.2 (la mayoría proceden de [1]).

En cuanto a la segunda razón, el efecto de los gases residuales se puede tener en cuenta con la siguiente correlación [4]:

$$u_{CL}(Y_{dil}) = (1 - 2.Y_{dil}) u_{CL}(Y_{dil} = 0) \quad (18.17)$$

donde Y_{dil} es la fracción másica de gases quemados que se encuentran diluyendo la carga. Se puede comprobar que, como era de esperar, el efecto de la dilución de la carga es una reducción en la velocidad de combustión.

Tabla 18.2 Valores de k_1 y k_2 para 6 combustibles típicos.

Combustible	k_1 [-]	k_2 [-]	Ref.
Metanol	$2,18 - 0,8(F_r - 1)$	$-0,16 + 0,22(F_r - 1)$	[1]
Propano	$2,18 - 0,8(F_r - 1)$	$-0,16 + 0,22(F_r - 1)$	[1]
Isoctano	$2,18 - 0,8(F_r - 1)$	$-0,16 + 0,22(F_r - 1)$	[1]
Gasolina	$2,4 - 0,271F_r^{3,51}$	$-0,357 + 0,14F_r^{2,77}$	[1]
n-Heptano	$1,89 - 0,55(F_r - 1)$	$-0,23 + 0,01(F_r - 1)$	-
Tolueno	$1,66 - 3,34(F_r - 1)$	$-0,07 + 0,20(F_r - 1)$	-

Para finalizar este apartado se va a efectuar un cálculo sencillo que permite ilustrar en qué medida esta velocidad de combustión laminar permitiría explicar el desarrollo de la combustión en un MEP. Para ello se va a suponer que la velocidad del frente de llama es la velocidad de combustión laminar, y que tiene un valor de 40 cm/s. Por otro lado se considerará que la cámara de combustión tiene un radio de 40 mm, con la bujía centrada. Si el régimen de giro fuera de 1200 rpm (valor muy moderado en un MEP), se llegaría a que el ángulo de duración de la combustión sería de 720° de cigüeñal (es decir, 2 vueltas de cigüeñal). Este resultado, absurdo, indica que deben existir fenómenos adicionales que incrementen la velocidad de propagación del frente y la de combustión, y son precisamente éstos los que se van a analizar seguidamente: el efecto de la turbulencia y el efecto del arrastre del frente que aparece en una combustión en un volumen cerrado.

Velocidad de combustión turbulenta

Afortunadamente la turbulencia incrementa de manera significativa la velocidad de propagación del frente de llama. Este incremento se suele cuantificar, tradicionalmente, con el denominado *FSR (Flame Speed Ratio)*, definido como el cociente entre la velocidad de combustión turbulenta y la laminar, tal y como se muestra en la ecuación (18.18). Este parámetro, inicialmente usado de manera puramente empírica, guarda una relación directa con los parámetros de la turbulencia del flujo, como se verá un poco más adelante en este mismo apartado.

$$FSR = \frac{u_{CT}}{u_{CL}} \quad (18.18)$$

Como ya se justificó en el capítulo 12, el flujo en el interior de un MCIA es claramente turbulento. Además, en el momento de la combustión (en torno al PMS) la turbulencia está desarrollada, por lo que se pueden utilizar los parámetros y ecuaciones sobre flujos turbulentos que allí se presentaron. A modo de resumen, los principales parámetros que caracterizan el flujo turbulento son:

- La intensidad de la turbulencia (I) y la energía cinética turbulenta (k).
- La tasa de disipación de la energía turbulenta (ε).
- La escala integral espacial (L_{int}) y temporal (τ_{int}), representando los tamaños y tiempos característicos de los torbellinos más grandes. La mayoría de la energía cinética turbulenta se encuentra en torno a esta escala.
- La escala de Kolmogorov espacial (λ_K) y temporal (τ_K), representando los tamaños y tiempos característicos de los torbellinos más pequeños, en los que se da la disipación de la turbulencia. Atendiendo a estos dos últimos puntos, queda claro que no existe únicamente una escala de turbulencia, sino varias, comprendidas éstas entre la escala integral (la más

grande) y la de Kolmogorov (la más pequeña). De manera análoga, también existe un rango de tiempos característicos de turbulencia, comprendidos entre la escala integral (el más grande) y el de Kolmogorov (el más pequeño).

Tabaczynski [5] analizó las escalas integrales en motores que operaban en arrastre al variar el régimen de giro. Los resultados se muestran en la Figura 18.5. Se puede observar como la intensidad de la turbulencia crece con el régimen de giro, mientras que la escala espacial se mantiene más o menos constante. Estos dos resultados conducen a una escala temporal que se reduce al incrementar el régimen de giro, tal y como se observa también en la figura. Adicionalmente, se puede observar que el uso de una válvula de deflector (*shrouded valve*), que provoca, lógicamente, una turbulencia de mayor escala integral espacial, genera un incremento en la intensidad de la turbulencia, si bien la escala integral temporal es similar.

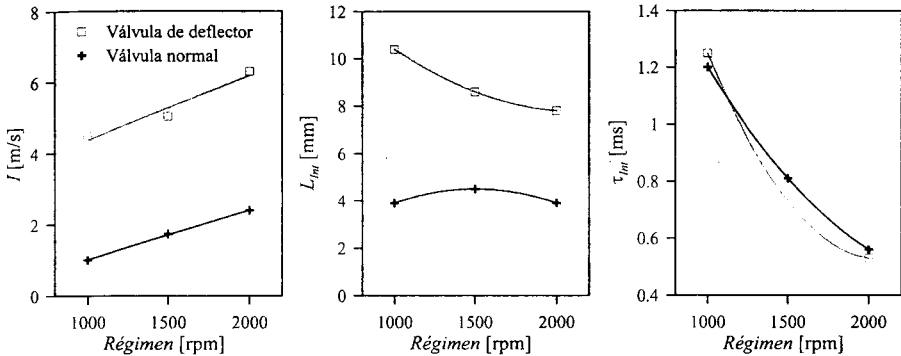


Figura 18.5 Evolución de la intensidad de la turbulencia y de las escalas integrales temporal y espacial en función del régimen de giro en un motor en arrastre (adaptado de [5]).

Cuando tiene lugar el proceso de combustión en el motor, éste interacciona con la turbulencia que existe en su interior, y viceversa. Esta interacción será diferente en función de cómo sean las longitudes y los tiempos característicos de la turbulencia con respecto al espesor del frente de llama y al tiempo característico de reacción, respectivamente. Como ya se ha indicado anteriormente, existen dos longitudes características de la turbulencia, que dan lugar a dos tiempos característicos de ésta: el tiempo de mezcla o difusión referido a la macroescala (es decir, a la escala integral), τ_{int} , y el referido a la microescala (es decir, a la escala de Kolmogorov), τ_K , que será, obviamente, menor que τ_{int} . Estos dos tiempos característicos se pueden comparar con el tiempo característico de reacción, τ_R , dando lugar a dos números adimensionales que serán de gran utilidad para estudiar este fenómeno:

- El número de Damköhler, Da , que compara τ_{int} con τ_R :

$$Da = \frac{\tau_{int}}{\tau_R} = \frac{L_{int}/I}{\delta/u_{CL}} \quad (18.19)$$

donde δ es el espesor del frente de llama.

- El número de Karlovitz, Ka , que relaciona τ_R con τ_K :

$$Ka = \frac{\tau_R}{\tau_K} = \frac{\delta/u_{CL}}{\lambda_K/I} \quad (18.20)$$

Comparando las longitudes y tiempos característicos de la turbulencia y de la reacción se pueden establecer los distintos escenarios en los que se puede desarrollar la combustión turbulenta. Estos escenarios o regiones se pueden representar en un diagrama como el que se presenta en la Figura 18.6 (adaptado de los trabajos de Williams [6] y Borghi [7]). Las distintas regiones que en él se pueden ver son las siguientes:

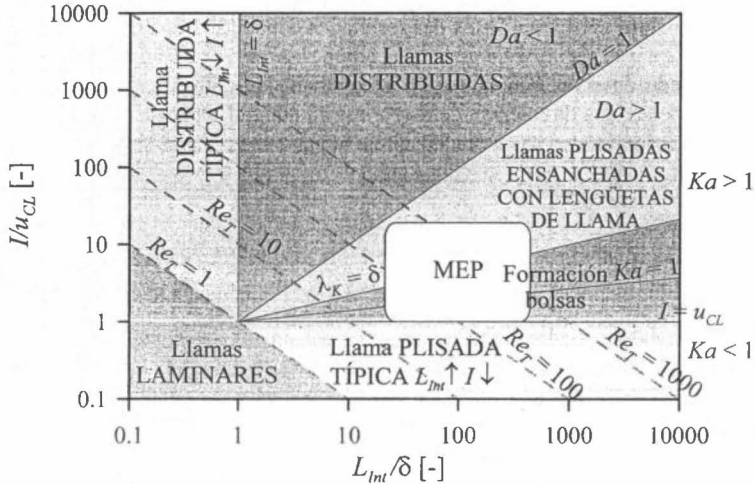


Figura 18.6 Diagrama de regímenes de la combustión premezclada turbulenta, en el que se representan las diferentes regiones en las que ésta puede encontrarse.

- La región de llamas laminares, definida por un Re_T por debajo de la unidad, que es la que menos interés presenta en el contexto de la combustión premezclada turbulenta. El Re_T , Reynolds turbulento, se define como L_{int}/ν , y se puede demostrar que la viscosidad turbulenta, ν_T , se escala con el producto $L_{int}I$ (según se vio en el capítulo 12), por lo que el Re_T es, en el fondo, el ratio entre ν_T y ν . Por tanto, a medida que crece Re_T , crece ν_T , de manera que la viscosidad turbulenta es cada vez más dominante frente a la laminar.
- La región de llamas distribuidas típicas, en las que $L_{int} > \delta$ (es decir, el espesor del frente de llama es mayor que la mayor longitud característica de la turbulencia) y $I \gg u_{CL}$. En este régimen la turbulencia afecta predominantemente sobre los fenómenos de transporte, y el frente de llama no presenta ninguna distorsión aparente.
- Como se puede observar, la región de llamas distribuidas se extiende, de hecho, a todas aquellas condiciones en las que el tiempo característico de reacción es mayor que el tiempo característico (el mayor de ellos, τ_{int}) de la turbulencia (es decir, cuando $Da < 1$). Como se remarcó en el capítulo 13, en este régimen, Damköhler [8] (entre otros autores) demuestra que el FSR se escala con $Re^{0.5}$, de manera que sería proporcional a la raíz cuadrada del régimen de giro, puesto que la velocidad del fluido en el interior del motor se escala con la velocidad lineal media de pistón, la cual se escala con el régimen de giro del motor.
- La región de llamas plisadas típicas, en las que $L_{int} < \delta$ (es decir, el espesor del frente de llama es menor que la mayor longitud característica de la turbulencia) y $I \ll u_{CL}$.
- La región adyacente a la anterior es accesible aumentando el nivel de turbulencia (I). El efecto de este incremento del nivel de turbulencia se traduce en la formación de bolsas (de

productos quemados en la mezcla fresca y/o viceversa), por lo que esta región se suele denominar de llamas plisadas con formación de bolsas. En este régimen y el anterior (en las llamas plisadas típicas), el aumento de la velocidad de combustión viene explicado, fundamentalmente, por el incremento en la superficie del frente de llama causado por los pliegues. Como se mostró en el capítulo 13, Damköhler y otros [8, 9] demuestran que, en este caso, el FSR se escala con Re , y por tanto con el régimen de giro.

- Aumentando más el nivel de turbulencia se llega a la situación en la que λ_K se hace menor que δ (se puede demostrar que la condición $\lambda_K = \delta$, en este diagrama, se corresponde con una recta de pendiente 1/3). En ese momento, las fluctuaciones de pequeño tamaño entran en el frente de llama, de manera que éste se ensancha. A esta región se le denomina de llamas plisadas ensanchadas con lengüetas de llama (*flamelets*). Algunos autores ubican este límite más bien en el momento en el que el tiempo característico de reacción y el menor de los tiempos característicos de la turbulencia (el de Kolmogorov) son iguales, es decir, cuando $Ka = 1$. Estas dos líneas ($Ka = 1$ y $\lambda_K = \delta$) se encuentran relativamente cerca la una de la otra en el diagrama, por lo que, cualitativamente, el modelo conceptual que se acaba de explicar se sigue aplicando. Como es de imaginar, esta zona constituye una especie de región de transición entre las llamas plisadas y las distribuidas, de manera que la dependencia del FSR con el Re oscila entre Re y $Re^{0.5}$.

Sobre esta misma figura se ha dibujado la región típica de operación de los MEP [6], teniendo en cuenta valores habituales de L_{int}/δ y de ll_{ucl} . Se puede considerar que L_{int} es del orden de magnitud del diámetro de pistón mientras δ es del orden de décimas de milímetro; a su vez ll_{ucl} está entre 1 y 25. Se hace notar que este término se incrementa al aumentar el régimen de giro y, por tanto, para cada motor tendrá, aproximadamente, una línea vertical.

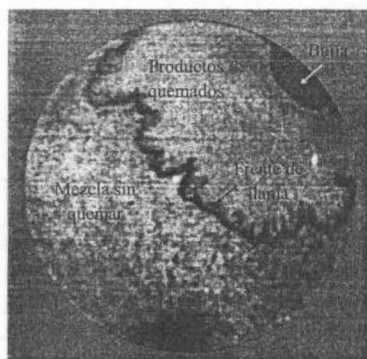


Figura 18.7 Imagen del frente de llama en el interior de la cámara de combustión de un MEP (adaptada de [10]).

Se puede observar que, los MEP operan en la región de las llamas plisadas (con o sin bolsas), tal como puede observarse también en la Figura 18.7, donde se muestra una imagen del frente de llama en el interior de la cámara de combustión de un MEP, tomada con la técnica Schlieren (ver capítulo 28). Al existir un cambio brusco de temperatura entre la zona de productos quemados y la de mezcla sin quemar, el gradiente de densidad que aparece en el frente de llama o interfase entre ambas zonas, se traduce en un cambio de índice de refracción y es fácilmente identificable en la imagen como una zona de alto contraste (la imagen ha sido adaptada de [10]). Como se ha indicado anteriormente, en esta región el FSR se escala con el régimen de giro, lo que quiere decir que la velocidad de propagación del frente crece proporcionalmente

al régimen de giro, de manera que, en principio, el régimen de giro del motor no queda limitado por la velocidad de combustión. Esta proporcionalidad entre el FSR y el régimen de giro se muestra en la Figura 18.8, tomada de un trabajo de Lancaster [11]. En dicha figura se representan puntos correspondientes a diversas condiciones de operación del motor, en los que se ha variado tanto el régimen de giro como el grado de admisión.

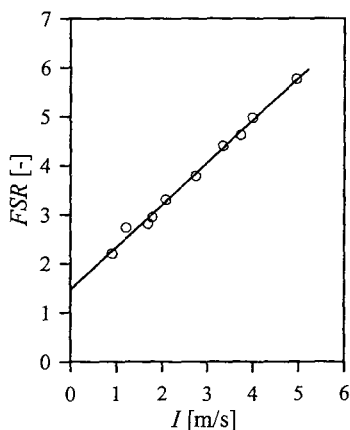


Figura 18.8 FSR en función de I para diversas condiciones de operación en un motor (adaptado de [11]).

Para finalizar, teniendo en cuenta todo lo visto en este apartado, se va a definir un parámetro muy útil para comparar el proceso de combustión en diferentes condiciones de operación y en diferentes motores. Retomando la ecuación (18.14), en la que se relacionaba la cantidad de mezcla que se quema por unidad de tiempo con los detalles de la propagación del frente de llama, se va a reescribir teniendo en cuenta que la llama tiene una morfología plisada, y por tanto existe una superficie de llama mucho mayor a la geométrica (es decir, la que existiría de tratarse de un frente de llama plano o esférico) que se propaga a la velocidad de combustión laminar (puesto que, como se acaba de ver, la escala de la turbulencia es grande en comparación con la de la reacción, de manera que no se ven afectados los fenómenos de transporte), tal y como se muestra en la siguiente ecuación:

$$\dot{m}_q = \rho_{sq} A_{ef} u_{CL} \quad (18.21)$$

donde A_{ef} es el área efectiva del frente de llama, ρ_{sq} es la densidad de la mezcla sin quemar y \dot{m}_q es la masa de mezcla que está quemando en un instante dado. A partir de resultados experimentales, utilizando la ecuación (18.21) es posible determinar A_{ef} (o, siendo más precisos, la evolución de A_{ef} a lo largo del ciclo). Esta variable, al tratarse de un área, se escala, en primer lugar, con el área de pistón, A_p . En segundo lugar, al tratarse de un área efectiva del frente de llama turbulento en régimen de llamas plisadas, su magnitud es proporcional a c_m (puesto que la velocidad de combustión turbulenta también lo es), por lo que se escala también con ese valor. De esta manera, la evolución del parámetro $A_{ef} / (A_p c_m)$ debería ser comparable entre diferentes motores. Para efectuar la comparación, no obstante, conviene eliminar el efecto del avance de encendido, por lo que resulta interesante observar la evolución del mencionado parámetro en función de la FQL , y no del ángulo de cigüeñal.

El resultado de comparar cuatro motores y/o condiciones de operación diferentes se muestra en la Figura 18.9. Se observa una coincidencia aceptable de todos los casos. Con algunas hipótesis adicionales, estos resultados podrían utilizarse como herramienta predictiva de la ley de combustión de un MEP en cualquier condición de operación.

Finalmente, el producto $A_{ef} u_{CL}$ es igual a $A u_{CT}$ y a $A FSR u_{CL}$, donde A sería el área del frente de llama asumiendo que éste no tiene rugosidad alguna. Por tanto, se deduce que:

$$A_{ef} = A FSR \quad (18.22)$$

De esta manera, a partir del dato experimental de A_{ef} , si se estima A (bien por visualización en un motor transparente, bien por un modelo de geometría del frente), se puede determinar el FSR , caracterizando así el efecto de la turbulencia sobre la velocidad de combustión.

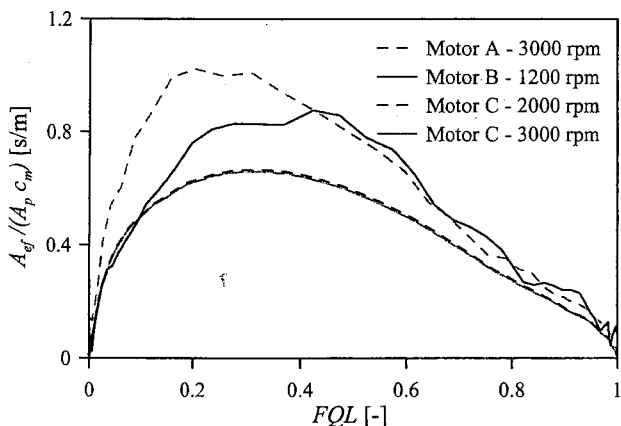


Figura 18.9 Área efectiva normalizada por el área de pistón y la velocidad media de pistón frente a la FQL para 4 condiciones diferentes (adaptada de [12]).

En conclusión, la turbulencia puede afectar tanto a la morfología del frente de llama como a la velocidad de propagación de dicho frente. En el contexto de los MEP es sobre todo la morfología del frente la que se ve alterada, incrementándose su superficie debido a pliegues múltiples. Este efecto tiene como consecuencia que la velocidad de combustión es claramente superior a la laminar. Como órdenes de magnitud, si una velocidad de combustión laminar es del orden del metro por segundo, la turbulenta puede ser del orden de la decena de metros por segundo (por tanto, unas 10 veces superior), de manera que un valor típico de FSR sería de 10. No obstante, el valor de FSR varía durante el desarrollo de la combustión en un MEP, desde valores del orden de 1-2 en la primera fase de la combustión hasta valores de 15-20 en la parte central del proceso de combustión (como se verá en el apartado 18.2.3).

Velocidad del frente en un recinto cerrado

Además del efecto beneficioso de la turbulencia en cuanto a incrementar la velocidad media del proceso de combustión, existe otro fenómeno que también contribuye a tal efecto, el cual aparece por el hecho de tener una combustión en un recinto cerrado. Como ya se ha recalado en diversas ocasiones (Figura 18.1), el frente de llama divide en dos zonas la cámara de combustión: la zona de mezcla sin quemar, que espera la llegada de dicho frente, y la zona de gases quemados, por donde el frente ya ha pasado. Dado que la velocidad de propagación del frente es mucho menor que la velocidad del sonido, la presión en toda la cámara de combustión, en condiciones normales, se puede considerar uniforme. Sin embargo, esta homogeneidad no existe en lo que a temperatura se refiere, pues la zona quemada tiene una temperatura mucho mayor con respecto a la zona sin quemar. El aumento de temperatura provocado por la combustión de la mezcla fresca que pasa a formar parte de los gases quemados provoca una dilatación que empuja al frente de llama hacia los gases no quemados, adicionando una velocidad a la propia velocidad del frente. Esta velocidad adicional se denomina de arrastre, y en determinadas ocasiones puede llegar incluso a superar la velocidad de combustión turbulenta (es decir, la de propagación del frente de llama en condiciones turbulentas pero en un recinto abierto, y por tanto sin arrastre).

Conviene resaltar que este fenómeno incrementa la velocidad del frente, mientras que la velocidad de combustión (u_{CT}) permanece inalterada. No obstante, de manera indirecta, el proceso de combustión (visto éste como transformación de mezcla fresca en gases quemados) se ve acelerado significativamente por el efecto de compresión que ejercen los gases quemados sobre la mezcla fresca. En efecto, haciendo uso de la ecuación (18.14) se deduce que un incremento en la densidad de la mezcla sin quemar redundaría en un incremento del caudal másico de mezcla fresca que atraviesa el frente de llama, y por tanto se acelera la transformación de mezcla fresca en gases quemados.

La velocidad de arrastre a la que se ha aludido anteriormente puede llegar a conocerse en función de los valores de la superficie del frente de llama y de la variación de la presión con el tiempo. Para ello se tendrá en cuenta que:

- $u_F = u_{CT} + u_A$, donde u_{CT} es la velocidad de combustión turbulenta (la velocidad con la que se acerca la mezcla fresca al frente de llama vista desde éste), u_A es la velocidad de arrastre, que justamente es la que se quiere cuantificar, y u_F es la velocidad resultante del frente de llama (es decir, dx_F/dt o, en un frente esférico, dr_F/dt , siendo x_F o r_F la coordenada que define la posición del frente).
- dV_{comp} es la variación de volumen en un intervalo dt debida a la compresión adiabática de la masa sin quemar.
- A_F es la superficie del frente de llama en el instante t correspondiente a la posición x_F .
- dx_F es el recorrido del frente de llama en un intervalo dt .

La contracción (en volumen) de la zona sin quemar se produce por el avance del frente sobre ella, descontando el volumen de la misma que ha pasado a convertirse en productos quemados. Esto se puede escribir de la siguiente manera:

$$-dV_{comp} = A_F dx_F - A_F u_{CT} dt \quad (18.23)$$

Si se asume que la variación de volumen de la zona sin quemar debida al aumento de presión es un proceso adiabático, se puede escribir:

$$\frac{dV_{comp}}{V_{sq}} = -\frac{1}{\gamma} \frac{dp}{p} \quad (18.24)$$

Si se divide la expresión (18.23) por A_F y se substituye el dV_{comp} despejado de la ecuación (18.24), se obtiene:

$$\frac{V_{sq} dp}{\gamma p A_F dt} = \frac{dx_F}{dt} - u_{CT} \quad (18.25)$$

Teniendo en cuenta que $u_A = u_F - u_{CT}$ y que $u_F = dx_F/dt$, se concluye que:

$$u_A = \frac{V_{sq}}{\gamma p A_F} \frac{dp}{dt} \quad (18.26)$$

Por tanto, conociendo la evolución de la presión en el interior del cilindro (es una medida experimental típica) y estimando el área del frente de llama (por visualización o gracias a un modelo) es posible calcular la velocidad de arrastre. Es más, si se cuenta simultáneamente con información experimental de u_F (obtenida por visualización, por ejemplo) y de la presión en el cilindro (a partir de la cual se puede determinar u_A utilizando la ecuación 18.26) se podría determinar u_{CT} , y se tendría una manera alternativa a la ecuación 18.22 para determinar el FSR. Heywood, en [1], presenta un método para realizar este tipo de cálculo.

Para concluir esta sección, en la Figura 18.10 se muestra la evolución de las diferentes velocidades que han ido apareciendo a lo largo de la misma, a medida que el frente avanza desde el centro (donde estaría la bujía) hacia la periferia de una cámara de combustión esférica. Ahí puede verse el efecto de cada uno de los fenómenos aquí estudiados: el efecto de la turbulencia y el efecto de arrastre del frente. Es gracias a estos dos fenómenos que la velocidad de combustión (o, más precisamente, la velocidad de transformación de mezcla fresca en gases quemados) es suficientemente grande como para garantizar un rendimiento aceptable del ciclo del motor.

18.2.3 Desarrollo de la presión y factores que afectan a la combustión

Como es lógico, la velocidad de combustión desempeña un papel importante en cómo evoluciona la presión en el interior del cilindro con el ángulo de cigüeñal durante el proceso de combustión. Además, esta evolución está íntimamente ligada al rendimiento del motor, con lo que se trata de un aspecto importante a analizar.

En este apartado se pretende relacionar las ideas que se acaban de ver sobre la estructura y la velocidad de la llama, en primer lugar, con las fases de la combustión normal que se presentaron ya en la introducción de este capítulo, y, en segundo lugar, con la evolución de la presión. Esta última relación es la que permitirá analizar el efecto de diferentes parámetros sobre el proceso de combustión.

En la Figura 18.3 se habían definido las tres fases de la combustión normal en los MEP. La primera fase transcurre entre el salto de la chispa, en el que se inicia la combustión, y el punto en el que la curva de presión en el cilindro empieza a separarse de la evolución que tendría de no existir combustión. Durante esta fase el tamaño del frente de llama es muy pequeño, con lo que éste es de características más bien laminares. Considerando que durante esta fase el frente ha de recorrer una distancia L_1 y que su velocidad de propagación es u_{CL} , el ángulo que dura esta fase es:

$$\alpha_{cl} = \omega \frac{L_1}{u_{CL}} = 2\pi L_1 \frac{n}{u_{CL}} \quad (18.27)$$

donde ω es la velocidad angular, en rad/s. Se observa que este ángulo será variable en función del régimen de giro. Como orden de magnitud, no obstante, habitualmente este ángulo constituye en torno al 10% del ángulo total de combustión, α_C .

En la segunda fase de la combustión el tamaño del frente ya es mayor, y adquiere un carácter turbulento. Esta fase tiene lugar desde el punto en el que la curva de presión se separa de la curva de presión sin combustión hasta que el frente de llama llega a las proximidades de las paredes de la cámara de combustión, momento en el cual pasa nuevamente a tener un carácter

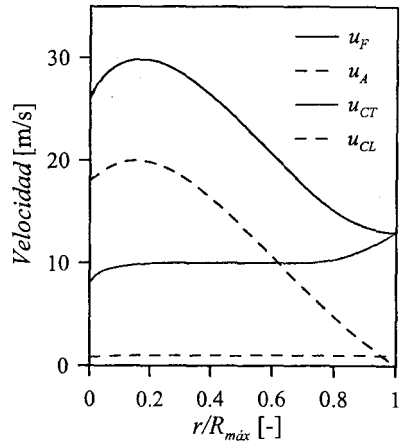


Figura 18.10 Evolución de las diferentes velocidades estudiadas en función de $r/R_{m\acute{a}x}$.

laminar. Si se considera que durante esta fase el frente tiene que recorrer una distancia L_2 y que la velocidad de propagación es ahora u_{CT} , el ángulo que dura esta fase es:

$$\alpha_{C2} = 2\pi L_2 \frac{n}{u_{CT}} \quad (18.28)$$

Dado que ahora la velocidad del frente es turbulenta y, por tanto, tal y como se ha visto, crece con el régimen de giro, el ángulo de duración de esta fase de combustión no tiene por qué aumentar con el régimen de giro, tal y como ocurría en la fase anterior. De manera general, como orden de magnitud, α_{C2} suele representar el 85% de α_C .

Por último, la tercera fase de la combustión se desarrolla entre el final de la segunda fase y el final de la combustión. Tiene un carácter laminar por el hecho de que el frente se encuentra en las proximidades de las paredes, donde las velocidades de la mezcla son mucho menores que lejos de éstas. Esta última fase es breve, representando α_{C3} en torno al 5% de α_C .

Los parámetros que ejercen influencia sobre el proceso de combustión, y por ende sobre la evolución de la presión en el cilindro, son de diversa índole. Se pueden clasificar en:

- Factores de diseño, como es la geometría de la cámara de combustión, la ubicación y el número de bujías, etc. De estos factores se hablará en el apartado 18.5, dedicado a presentar los criterios de diseño y las configuraciones más habituales de las cámaras de combustión en MEP.
- Factores de operación, como es el régimen de giro, el grado de carga, las condiciones ambientales, etc. De estos factores se hablará seguidamente.

Instante de encendido

La variación del instante de encendido modifica la cantidad de mezcla que se quema antes y después del PMS, y por tanto ejerce una influencia notable en el trabajo desarrollado por el ciclo. En la Figura 18.11 se muestra cómo varían la pme y la presión máxima en un MEP, operando a 2000 rpm y grado de admisión 0,5, al variar el instante de encendido. En la figura se ha marcado en sombreado una región que no es accesible, en la práctica, debido a la aparición de la combustión con autoinflamación (anomalía de la combustión que se explicará más adelante, apartado 18.3.2). Esta anomalía es comúnmente conocida como el picado de biela, debido al ruido característico que lleva asociado. Conviene resaltar que el límite de esta región depende fuertemente de las condiciones de operación.

La evolución de la presión máxima se puede explicar como sigue. Al ir avanzando el encendido ocurren dos cosas: por un lado crece la cantidad de masa quemada antes del PMS, con lo que la temperatura y presión máximas a cámara tienden a crecer; por otro lado, también crece la cantidad de calor transferido a las paredes antes del PMS, lo que produce el efecto contrario. La combinación de ambos efectos es la que explica por qué se incrementa la presión máxima a medida que aumenta el avance de encendido hasta que se supera un cierto límite, a partir del

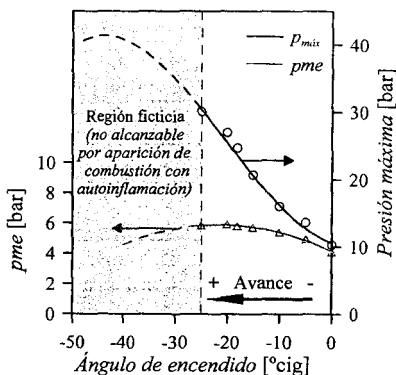


Figura 18.11 Evolución de la presión máxima y la pme en función del avance de encendido a régimen y grado de admisión constantes.

cual ésta empieza a decrecer (se hace notar que este límite queda dentro de la región ficticia anteriormente mencionada, y por tanto se trata de una evolución hipotética).

En lo que a evolución de pme se refiere, se observa que al ir avanzando el encendido se llega a un valor máximo y, pasado un determinado avance, ésta empieza a decrecer. Cuando el avance es pequeño, la presión en el interior del cilindro sube demasiado tarde, de manera que no se saca el máximo provecho de la combustión. Cuando el avance es excesivo, sin embargo, la presión en el cilindro se eleva demasiado pronto, dificultando incluso la subida del pistón al final de la fase de compresión. Entre ambas situaciones extremas, ninguna de ellas conveniente, existe una situación óptima en la que se maximiza el aprovechamiento de la combustión (se maximiza tanto la pme como el rendimiento). En estas condiciones se dice que la combustión está centrada, y el avance es el óptimo.

Lamentablemente, no siempre es posible utilizar una combustión centrada en la que la pme esté optimizada. En efecto, a medida que se incrementa el avance de encendido con la intención de llegar a esa situación óptima, tanto la presión como la temperatura máximas en el interior de la cámara de combustión crecen, incrementándose así el riesgo de aparición de la combustión con autoinflamación (por tanto, en esas determinadas condiciones el límite de la región ficticia mostrada en la Figura 18.11 tendría lugar mucho antes de lo que ahí se ha representado, ubicándose a la derecha del máximo de la curva de pme). El interés por evitar esta anomalía en el proceso de combustión obliga, en ocasiones, a operar con combustiones no suficientemente centradas, y por tanto no completamente optimizadas. Algunos sistemas de encendido electrónico que equipan los MEP incluyen un sensor de autoencendido para evitar, por un lado, la aparición de este fenómeno indeseable y, a su vez, para ser capaces de acercarse lo más posible al avance óptimo en todas las condiciones de operación.

Régimen de giro

Al incrementar el régimen de giro manteniendo constantes el resto de parámetros operativos, α_{C1} (el ángulo correspondiente a la primera fase de combustión) aumenta, ya que u_{CL} permanece prácticamente constante y la ligera disminución de L_1 (como se verá más adelante) no llega a compensar el aumento de n (ver ecuación 18.27). Como consecuencia, α_C aumenta, y es preciso incrementar el avance de encendido para mantener nuevamente centrada la combustión. Al incrementar cada vez más el régimen de giro, se da un progresivo incremento de la turbulencia inducida por el régimen, lo cual puede hacer aumentar la fracción de ángulo de la combustión que ocurre en condiciones turbulentas (por el aumento de L_2 , ver ecuación 18.28) a expensas de la que tiene lugar en condiciones laminares (por disminución de L_1). Esto lleva a que el incremento de avance de encendido sea innecesario a partir de un cierto régimen de giro. En los sistemas de encendido tradicionales (con distribuidor) la variación de avance con el régimen de giro se conseguía con el denominado avance centrífugo, mientras que ese dispositivo ha sido sustituido por el control electrónico en los sistemas más actuales (véase el apartado 17.4.1).

Grado de carga

Al disminuir la carga en un MEP se incrementa la proporción de gases residuales en el cilindro, tal y como se muestra esquemáticamente en la Figura 18.12. En efecto, al bajar la carga se reduce la presión en el colector de admisión, y es necesario despresurizar los gases residuales que han quedado en el interior del cilindro al final del proceso de escape para que pueda entrar la mezcla fresca. La porción de carrera de admisión en la que realmente ésta se está

efectuando se reduce, aumentando así la proporción de gases residuales en la cámara de combustión una vez finalizado el proceso de admisión. El mayor contenido de inertes en la mezcla produce, como ya se ha visto, una reducción en la velocidad de propagación del frente (tanto laminar como turbulenta), haciéndose necesario un incremento del avance de encendido para centrar nuevamente la combustión. Esta variación de avance se llevaba a cabo con el dispositivo de avance neumático en los sistemas de encendido tradicionales, sustituyéndose por el control electrónico en los sistemas actuales (ver capítulo 17 y 23). Todo lo que se acaba de comentar se puede aplicar también cuando se incrementa la proporción de gases quemados en la carga del cilindro por el uso del EGR.

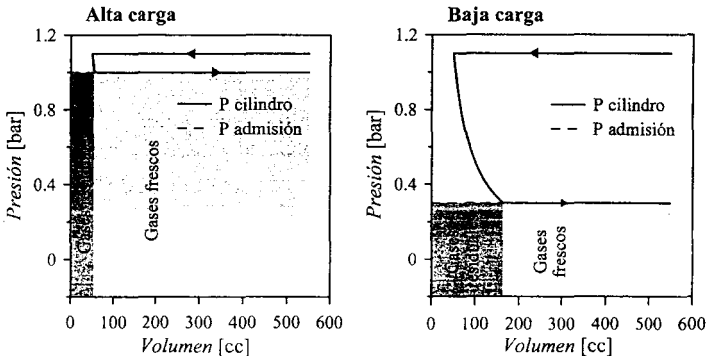


Figura 18.12 Esquema simplificado para explicar el efecto de la carga del motor en la cantidad existente de gases residuales.

Dosado

En la Figura 18.13 se muestra la variación del ángulo de combustión (desglosado en sus dos primeras fases) cuando tiene lugar un cambio en el dosado. En ella se puede observar que para mezclas ricas, dentro de los márgenes usuales de variación del dosado en los MEP (el dosado relativo oscila entre 1 y 1,2), la variación del ángulo de combustión no es muy grande, teniéndose un valor mínimo en mezclas ligeramente ricas, en las cuales, según ya se vio anteriormente, las temperaturas de combustión son las más altas. Fuera del rango de dosados indicado, el ángulo de combustión sí que aumenta de manera muy significativa.

Presión exterior

Anteriormente ya se había indicado que el efecto de la presión en la velocidad de combustión es prácticamente nulo. Si bien esto es así, en un motor real de aspiración natural, la disminución de la presión exterior conduce a una reduc-

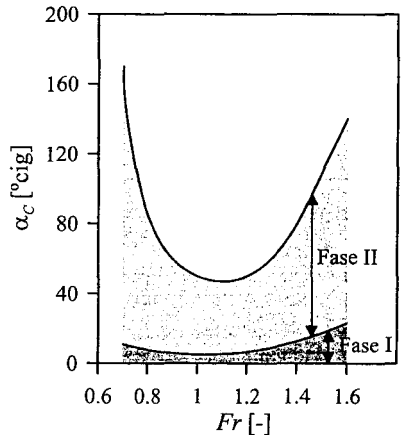


Figura 18.13 Variación del ángulo de combustión en un MEP al variar el dosado de la mezcla.

ción en la cantidad de masa encerrada en el cilindro, con lo que proporcionalmente las pérdidas de calor tienen un mayor peso y, por tanto, existe un mayor enfriamiento. Esta disminución de la temperatura sí que conlleva una disminución en la velocidad de combustión, con lo que la disminución de la presión exterior conduce a un ángulo de combustión mayor.

Temperatura exterior

Al igual que ocurría con la presión exterior, una reducción en la temperatura exterior conduce a una disminución de la velocidad de combustión (laminar y turbulenta) que se traduce en un aumento del ángulo de combustión. El efecto es, no obstante, pequeño.

Humedad

La humedad tiene un efecto sobre el proceso de combustión por el hecho de añadir masa inerte a la mezcla. Como ya se ha justificado anteriormente, la presencia de inertes reduce la temperatura de combustión, provocando entonces una disminución de la velocidad de combustión y, por tanto, incrementando su ángulo de duración. El acusado incremento del ángulo de combustión por dosados extremos (muy pobres y muy ricos) al que se ha aludido anteriormente, también puede ser explicado de esta misma manera.

18.2.4 Combustión de mezclas estratificadas

Como ya se anunció al inicio de este capítulo, no todos los MEP operan con mezcla homogénea. Existen motores en los que el inyector está montado directamente en la cámara de combustión, que permiten operar con carga estratificada. Las tecnologías usadas son fundamentalmente tres, y se detallarán en el apartado 18.5, al hablar del diseño de la cámara de combustión.

Como ya se resaltó en el capítulo 16 al introducir el tema de la inyección directa, el principal interés que tiene la estratificación de la mezcla es intentar mejorar el rendimiento del motor a baja carga. Las razones por las que se consigue esta mejora son las siguientes [10]:

- Como ya se resaltó entonces, al no tener que recurrir a la regulación cuantitativa de la carga, se reducen de manera apreciable las pérdidas por bombeo.
- Al tener una mezcla de dosado global pobre, se reducen las temperaturas de combustión y, por tanto, se reducen también las pérdidas de calor en la cámara, mejorando nuevamente el rendimiento del motor.
- Otra consecuencia del uso de una mezcla con composición global pobre es que el coeficiente adiabático de la mezcla es mayor comparado con el de una mezcla estequiométrica, lo que conduce también a una mejora en el rendimiento, tal y como se vio en el capítulo 4.
- Como se justificará enseguida, la inyección directa permite introducir diversas estrategias para evitar la combustión con autoinflamación (de la que se hablará extensamente en el apartado 18.3.2), de manera que permite un incremento en la relación de compresión. Tal y como se vio también en el capítulo 4, este aumento en la relación de compresión conduce a un incremento en el rendimiento.
- En los motores de gasolina de carga homogénea, el combustible que se halla cerca de las paredes es absorbido por el aceite durante la fase de compresión, y posteriormente este proceso se invierte, al final de la carrera de expansión. Esta parte del combustible, al quemarse al final de la fase de expansión, es aprovechado con menor rendimiento para la obtención de trabajo, por lo que queda penalizado el rendimiento del motor en los MEP estándar. Este fenómeno se minimiza en los motores de inyección directa de gasolina,

puesto que cerca de las paredes del cilindro únicamente hay aire, colaborando también al incremento de rendimiento.

Finalmente conviene resaltar algunos beneficios adicionales que aporta la inyección directa de gasolina [10]:

- En un motor de inyección convencional (es decir, inyección en el colector de admisión), la energía para evaporar el combustible la aporta, además del aire que se introduce en el motor, las paredes del colector de admisión. En los motores de inyección directa, es casi exclusivamente el aire, con lo que el efecto de enfriamiento de éste es mayor, de manera que se mejora el rendimiento volumétrico y, como se verá en el apartado 18.3.2, se reduce el riesgo de autoencendido de la mezcla. Estos dos beneficios se agradecen especialmente cuando el motor opera a carga elevada, en cuyo caso el motor de inyección directa opera, al igual que los de inyección convencional, con mezcla homogénea.
- En los transitorios de aceleración en los motores de inyección convencional, tal como se vio en el capítulo 16, el mojado de pared se hace muy importante, y en las primeras fases de esa aceleración el combustible que llega al cilindro es únicamente la fracción más volátil. En las gasolinas convencionales, precisamente la resistencia al autoencendido de esa fracción más volátil (que se corresponde con hidrocarburos de cadena corta pero poco ramificada) es inferior al de la fracción menos volátil (compuesta de hidrocarburos de cadena más larga pero muy ramificada, y aromáticos), de manera que existe un mayor riesgo de autoinflamación de la mezcla durante la primera fase del transitorio de aceleración. Esto obliga, en este tipo de motores, al uso de un avance de encendido un tanto conservador, con el fin de reducir el riesgo de autoinflamación, si bien esta misma maniobra conlleva una reducción en las prestaciones del motor. Este fenómeno, en cambio, no ocurre en los motores de inyección directa, de manera que pueden conseguir aceleraciones más importantes sin riesgo de llegar a condiciones de autoinflamación de la mezcla.
- De manera adicional, la inyección directa permite practicar otra estrategia para reducir el riesgo de autoinflamación, y es efectuar una mezcla en dos etapas cuando se opera a alta carga. La primera etapa tendría lugar durante la carrera de admisión, y permitiría crear una mezcla homogénea pobre. Esta mezcla, que permanece en el interior del cilindro durante toda la fase de compresión, no puede autoencender por tener una composición lejana a la estequiométrica. La segunda etapa de inyección tendría lugar en la carrera de compresión, y consistiría en estratificar la mezcla para asegurar la inflamabilidad en las vecindades de la bujía. Esta región con mezcla cercana a la estequiométrica no produciría autoencendido por el escaso tiempo de residencia en la cámara.
- Finalmente, hay otro beneficio remarcable en el uso de la inyección directa, y es la mayor reactividad del sistema de control del motor. En efecto, a la hora de regular el régimen de ralentí, por ejemplo, en un motor con inyección en el colector de admisión es preciso controlar la cantidad de aire (mezcla) que se introduce en el motor. Entre la válvula de mariposa o la válvula de aire adicional (que es el elemento que se ha de accionar para conseguir este control) y el motor existe un cierto volumen que introduce un retraso no despreciable en el sistema. En un motor de inyección directa, en cambio, el control se efectúa variando la masa de combustible inyectado, de manera que la respuesta es inmediata.

En lo que a combustión propiamente dicha se refiere, la combustión de una mezcla estratificada se rige por la misma fenomenología que la de una mezcla homogénea, de manera que es aplicable todo lo que se ha visto sobre ésta anteriormente. La única diferencia que se puede resaltar es que, dada la heterogeneidad de la mezcla, la velocidad de propagación del frente

variará de manera importante en las diferentes regiones de la cámara de combustión, por el efecto importante del dosado en la velocidad de propagación del frente.

18.2.5 Dispersión cíclica

Cuando se analiza la evolución de la presión en el cilindro en un motor de encendido provocado funcionando en unas determinadas condiciones de operación con un proceso de combustión normal, se observa una importante dispersión de ciclo a ciclo, tal como se muestra en la Figura 18.14. Esta característica (y no anomalía) de la combustión es propia de los MEP. En cambio, curiosamente en los MEC es prácticamente inexistente, contrariamente a lo que uno pudiera pensar de entrada al tratarse de motores que funcionan por autoencendido.

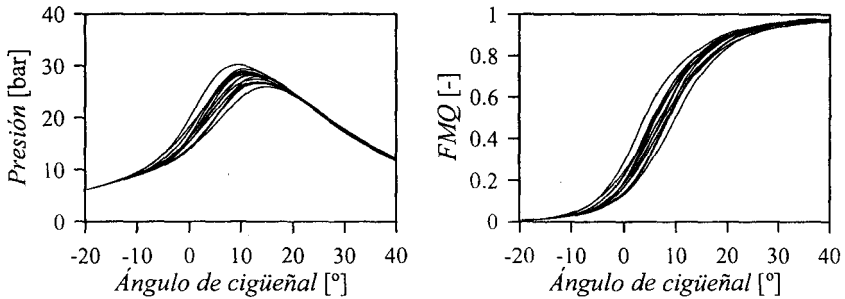


Figura 18.14 Representación conjunta de varios ciclos sucesivos en un MEP operando en condiciones estacionarias. Izquierda: presiones en el cilindro. Derecha: fracciones de masa quemada.

La razón de ser de este comportamiento radica en diferencias en la evolución de la combustión durante la primera fase. En efecto, en esta fase de carácter laminar, la velocidad de combustión depende fuertemente de las condiciones locales (turbulencia y dosado) existentes en la región entre los electrodos de la bujía, las cuáles fácilmente pueden variar de un ciclo a otro, debido principalmente al carácter aleatorio o caótico que tiene el movimiento de la mezcla en el interior de la cámara de combustión. El efecto de una variación de dosado en la región de la bujía es equiparable a lo que se vio en el apartado 18.2.2 sobre el efecto del dosado en la velocidad de combustión laminar. Más importante todavía es, quizás, el efecto de la variación del estado de agitación turbulenta de la mezcla situada entre los electrodos de la bujía. Esto es lo que se muestra de manera esquemática en la Figura 18.15. Así, por ejemplo, la existencia de un vórtice (como representación de la turbulencia de la mezcla) centrado en el espacio entre los electrodos de la bujía (arriba) conduciría a una propagación más lenta del frente de llama que si ese vórtice estu-

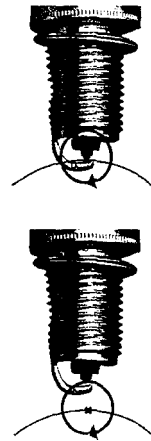


Figura 18.15 Origen de la dispersión cíclica.

viera centrado en un punto vecino (abajo), introduciendo así una determinada velocidad en la mezcla recién quemada (situada entre los electrodos de la bujía), que incrementaría apreciablemente la velocidad de propagación del frente de llama.

El fenómeno de la dispersión cíclica es tanto más acusado cuanto menor es la velocidad de combustión laminar. Por esta razón la dispersión es mayor cuando la mezcla está más diluida, lo que sucede en el caso de que se emplee EGR, o también en motores funcionando con un dosado alejado del estequiométrico.

Finalmente, conviene subrayar que la dispersión cíclica tiene tres efectos, principalmente. En primer lugar, introduce una irregularidad en el régimen de giro, afectando negativamente al confort del vehículo. En segundo lugar, limita la potencia del motor, dado que el par es irregular. En tercer lugar, y quizás más grave todavía, desencadena una irregularidad en las emisiones contaminantes producidas por el motor. En referencia a esto último conviene tener en cuenta que, por un lado, como se ha dicho anteriormente, la dispersión cíclica puede estar asociada a variabilidad en el dosado (que, como se verá en el apartado 18.4, afecta fuertemente en las emisiones contaminantes), y por otro lado, esa dispersión puede verse como una variación en la ubicación de la combustión en el ciclo (como si se variara el instante de encendido), lo cual también afecta significativamente, como se verá más adelante en el apartado 18.4, a determinadas emisiones contaminantes.

18.2.6 Apagado de llama

En el apartado precedente se acaba de ver que las mezclas diluidas (con aire o con gases de escape) agravan la dispersión cíclica. A medida que el nivel de dilución crece, la dispersión cíclica puede ser tan elevada que se llegaría al límite de estabilidad en la operación del motor. Este límite se caracteriza por dar lugar a un quemado parcial de la mezcla existente en la cámara de combustión (por apagado de llama), e incluso un fallo de encendido (la mezcla no llega ni siquiera a inflamarse). Aquí se halla, entonces, una de las causas posibles del apagado de llama, y es la importante dilución de la mezcla.

No obstante, existe otra situación que puede llevar al apagado de llama, y es por efecto térmico al acercarse a la pared. En efecto, como ya se ha visto anteriormente, la propagación del frente de llama tiene lugar gracias al aporte de calor que éste produce en la mezcla que tiene por delante. Si esta mezcla se encuentra muy cerca de una pared, experimenta también un enfriamiento por parte de la pared que se opone al calentamiento del frente de llama, pudiendo provocar el apagado de la misma. Si se efectúa el cociente entre el calor aportado por la combustión y el evacuado hacia la pared, cuando este cociente decrece hasta llegar a un valor crítico, tiene lugar el apagado de llama. Esta condición es equivalente a decir que existe un valor de Péclet (Pe) crítico [1]. Este número se define como sigue:

$$Pe = \frac{u_c d_a}{\alpha} \quad (18.29)$$

donde α es la difusividad térmica ($k/\rho c_p$), u_c la velocidad de combustión y d_a la distancia de apagado. En las condiciones cercanas a la pared, u_c es u_{CL} , y como ya se vio en el capítulo 13, δ (el espesor del frente de llama) se escala con α/u_{CL} . Teniendo en cuenta estas consideraciones, se tiene que Pe se escala con el ratio entre la distancia de apagado y el espesor del frente. Habitualmente, el valor de $Pe = 1$ (es decir, cuando la distancia es del orden del espesor del frente de llama) define el límite inferior a partir del cual se da la extinción de la llama. Por

tanto, con todo lo que se acaba de decir y a partir de la ecuación (18.29), se deduce que la distancia de apagado es:

$$d_a (\approx \delta) = \frac{\alpha Pe}{u_{CL}} \propto \frac{1}{p^{0,8}} \quad (18.30)$$

lo que indica que en condiciones presurizadas (como las que tienen lugar en el interior de la cámara de combustión de un MEP) las distancias de apagado son pequeñas. Como orden de magnitud, están en torno a la décima de milímetro (en cualquier caso, del mismo orden de magnitud que el espesor del frente de llama). Para finalizar, conviene resaltar que esta distancia de apagado se aplica tanto cuando la llama se acerca a una pared (por ejemplo, la del cilindro), como cuando se introduce en un pasaje estrecho (por ejemplo en el juego entre pistón y cilindro), y, si bien su efecto no es muy relevante desde el punto de vista energético (pues la cantidad de combustible no quemada es pequeña), sí que lo es desde el punto de vista de las emisiones contaminantes, como se verá en el apartado 18.4.

18.3 Combustión anormal

18.3.1 Introducción

Hasta el momento se ha presentado el proceso de combustión normal, profundizando en sus características principales. En determinadas condiciones pueden aparecer ciertas anomalías en el proceso de combustión que pueden traer consigo peligros importantes para el motor. Las dos principales anomalías son la combustión con autoinflamación y el encendido superficial, que se describen en los dos apartados que siguen. Conviene señalar que, dada la peligrosidad de estas anomalías, uno de los principales objetivos del diseño de las cámaras de combustión en los MEP es precisamente el evitar su aparición, como se verá en el apartado 18.5.

18.3.2 Combustión con autoinflamación

La combustión con autoinflamación tiene lugar cuando parte de la mezcla sin quemar se autoinflama (obviamente, antes de que llegue a ella el frente de llama). Habitualmente, esto ocurre en la fracción final de la mezcla (*end gas*), a la que el frente de llama tarda más en llegar. Esta región se ilustró en la Figura 18.1, al inicio de este capítulo, donde se muestra que se corresponde con la región más alejada de la bujía. Tradicionalmente a este fenómeno se le ha llamado detonación o combustión detonante. Conviene señalar, sin embargo, que esta denominación es incorrecta teniendo en cuenta la definición de detonación (ver capítulo 13): es una combustión localizada, y por tanto existe un frente de llama, en la que la velocidad de propagación de éste es supersónica, sustentada por una onda de choque. El fenómeno que tiene lugar de manera anómala en determinadas condiciones en un MEP es un simple autoencendido, y difiere por tanto de la detonación, si bien los incrementos de presión asociados a la combustión por autoinflamación en determinados puntos de la cámara de combustión a su vez incrementan la presión y temperatura en el resto de la mezcla sin quemar, incrementando fuertemente la tasa de masa quemada, en un proceso que se realimenta positivamente y que es catastrófico para el motor, como se verá enseguida.

El autoencendido de la parte final de la mezcla en un MEP tiene las siguientes consecuencias:

- Provoca un incremento repentino de la temperatura y la presión en la región que autoenciende, lo que lleva a crear una onda de presión que se propaga violentamente (a la velocidad del sonido) a lo largo de la cámara de combustión.
- Una de las consecuencias que produce esta onda de presión es la generación de un ruido muy característico (es lo que se conoce con el nombre de picado de biela, o *knock* en la terminología anglosajona). Es un ruido que recuerda al motor diesel, en el que también tiene lugar (si bien de manera totalmente normal en este caso) una autoinflamación. Este ruido, que va de la mano de un gradiente de presiones elevado, castiga mecánicamente al motor. En la Figura 18.16, a la derecha, se representa una señal de presión en el cilindro en la que se da el fenómeno del autoencendido, observándose una oscilación importante en la presión (de alta frecuencia) que será tanto más intensa cuanto mayor sea la cantidad de mezcla que ha sufrido el autoencendido. Igualmente se puede observar el incremento brusco en la parte final de la FQL , que lleva asociado un gran pico en la $DFQL$.

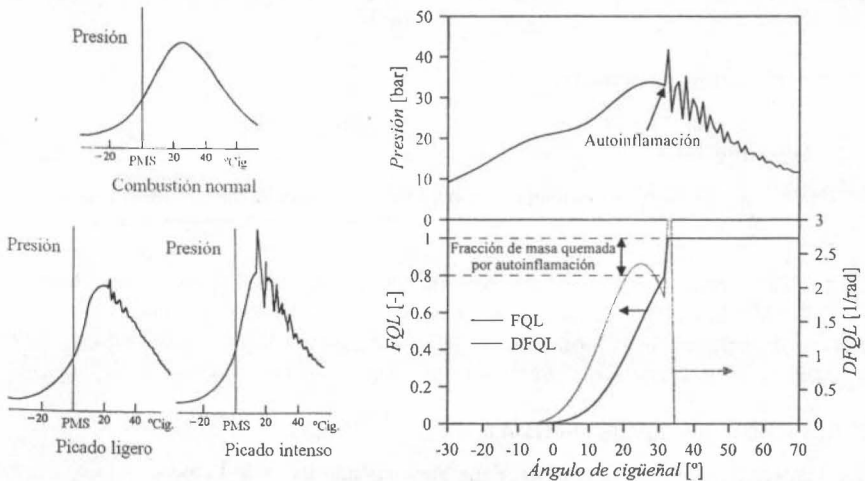


Figura 18.16 Evolución de la curva de presión al aparecer el autoencendido. Efecto aparente de la autoinflamación sobre la fracción de calor liberado (FQL) y su derivada ($DFQL$).

- La otra consecuencia de la onda de presión es que rompe la capa límite térmica que existe en las vecindades de las paredes de la cámara de combustión. La capa límite térmica es, en el fondo, una vía de protección de las superficies, puesto que hace que la temperatura del gas del interior de la cámara de combustión (que en ciertos momentos del ciclo puede superar los 2000 K) y la de las paredes, sean diferentes, evitando así la fusión del material que compone la pared. Si esa capa límite térmica se rompe, la alta temperatura del gas llega a la superficie de la pared, causando una fusión del material. En la Figura 18.17 puede verse el efecto de la



Figura 18.17 Efecto de la combustión con autoinflamación en un pistón.

combustión con autoinflamación en la pared del pistón. La aparición de este fenómeno conduce rápidamente a la destrucción del motor.

Una vez descrito el fenómeno de la combustión con autoinflamación y presentadas sus consecuencias negativas para el motor, se va a profundizar en cómo es el autoencendido de una mezcla para después aplicarlo en los motores de encendido provocado. Esto dará luz para entender cuáles son las condiciones de operación críticas en las que existe un mayor riesgo de aparición de esta anomalía.

Autoencendido de una mezcla

La base termoquímica en la que se fundamenta este fenómeno ya se mostró en detalle en el capítulo 13. A modo de síntesis, cuando una mezcla con un determinado dosado se encuentra en unas condiciones de presión y temperatura dadas, empieza a tener lugar una actividad química conformada por una serie de reacciones en cadena que, tras un cierto tiempo, desembocan en la combustión de los reactivos. Este tiempo necesario para que se dé el autoencendido se denomina tiempo de retraso (τ), y su magnitud depende fundamentalmente, aparte de la naturaleza del combustible, de la temperatura, la presión y el dosado de la mezcla, si bien este último parámetro no suele variar enormemente en un MEP. En particular, una mayor temperatura y/o presión, y un dosado cercano al estequiométrico conducen a una reducción del tiempo de retraso.

Habitualmente, los tiempos de retraso en mezclas homogéneas se caracterizan en las denominadas máquinas de compresión rápida. En ellas se realiza un proceso de compresión brusco sobre una mezcla aire-combustible homogénea, previamente preparada, para así situarla en las condiciones de presión y temperatura deseadas para el estudio del autoencendido. A partir de ese momento se inicia la actividad química, hasta que tiene lugar el autoencendido de esa mezcla. En la Figura 18.18 se muestra una evolución de la presión en el interior de una máquina de este tipo, operando con una mezcla isoctano-aire con dosado relativo 0,9. De A a C es el proceso de compresión rápida, hasta llegar a las condiciones de estudio deseadas (21,2 bar y 787 K en el caso representado). El tiempo de retraso es el que transcurre entre B y E (se hace notar que no es entre C y E, puesto que se ha de corregir ligeramente el origen del tiempo para tener en cuenta que la compresión inicial no es, contrariamente a lo deseado, infinitamente rápida).

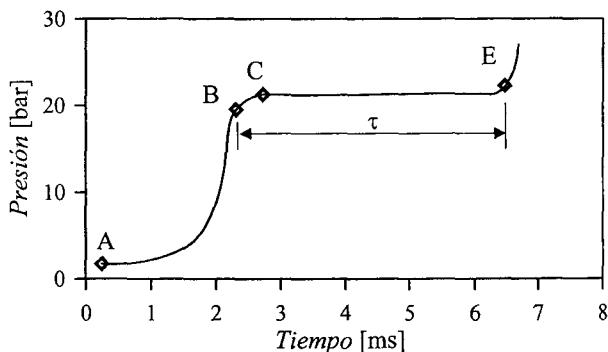


Figura 18.18 Evolución temporal de la presión en una máquina de compresión rápida (adaptado de [1]).

A partir de resultados como el mostrado en la Figura 18.18, repetidos para varios niveles de presión y temperatura, se puede caracterizar más extensamente el proceso de autoencendido de una mezcla. Esta misma caracterización puede ser realizada hoy en día haciendo uso de los modernos códigos de cálculo de cinética química. A modo de ejemplo de este tipo de caracterización, en la Figura 18.19 se puede observar un mapa del tiempo de retraso (en segundos) para una mezcla estequiométrica de isooctano y aire, donde queda clara la dependencia de este parámetro con la presión y la temperatura. Este mapa ha sido obtenido a partir del código CHEMKIN, utilizando el mecanismo PRF (*Primary Reference Fuels*).

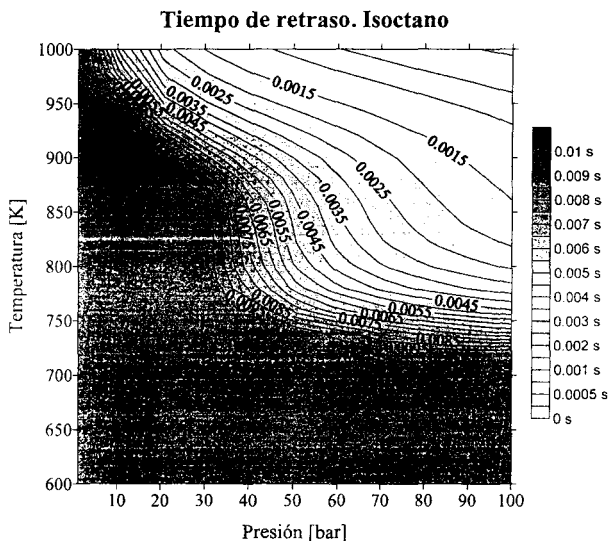


Figura 18.19 Mapa de tiempo de retraso (τ) para una mezcla isooctano-aire en composición estequiométrica.

Finalmente, es interesante presentar una correlación que permita determinar el tiempo de retraso para una mezcla de aire con una gasolina convencional. Aunque la capacidad predictiva de este tipo de correlaciones es siempre dudosa, de entre las varias correlaciones existentes, la más usual proviene del trabajo de Douaud y Eyzat [13], que permite hacer la predicción para una mezcla de aire con una gasolina de un número de octano dado (los autores no especifican el dosado de la mezcla, pues el efecto de este parámetro no es muy importante en el rango en el que éste varía en los motores de gasolina; se puede considerar que se trata de una mezcla con composición estequiométrica), en función de las condiciones de presión y temperatura:

$$\tau = 18.06 \left(\frac{\text{ON}}{100} \right)^{3.402} p^{-1.7} \exp\left(\frac{3800}{T} \right) \quad (18.31)$$

donde τ es el tiempo de retraso en ms, p es la presión absoluta en bar, T es la temperatura en K y ON es el número de octano. Aunque en su trabajo los autores realizan un elaborado estudio para determinar el ON más apropiado para efectuar una buena predicción, e incluso llegan a

definir un nuevo ON a partir del MON y el RON (estos parámetros se introdujeron ya en el capítulo 14), se pueden obtener estimaciones razonables utilizando el RON.

Tiempo de autoinflamación en un motor

El tiempo de retraso del que se ha hablado en el punto anterior corresponde a unas condiciones de presión y temperatura determinadas (fijas). Justamente en un motor, ambos parámetros varían continuamente. Livengood y Wu [14] idearon un método que permitía utilizar la anterior información en un caso real de motor. Según su método, el tiempo de autoinflamación (t_{aut}) era aquél que cumplía el requisito de ser el límite superior de la siguiente integral:

$$\int_0^{t_{ow}} \frac{1}{\tau(T, p)} dt = 1 \quad (18.32)$$

Este método se basa en la hipótesis de que las prereacciones son siempre las mismas, y consiste en ir acumulando la cantidad de compuestos activos que se han ido formando instante a instante en cada una de las condiciones de presión y temperatura que experimenta la mezcla, hasta llegar a la concentración crítica de dichos compuestos. Esto es totalmente coherente con la teoría asociada al autoencendido que se presentó en el capítulo 13. En efecto: partiendo de la ecuación (13.56), que liga el tiempo de retraso en unas ciertas condiciones de presión y temperatura con la concentración de compuestos activos ($[CA]$) y de reactivos ($[R]$), tal y como se muestra en la siguiente ecuación:

$$\tau = \frac{[CA]_{crit}}{k_1[R]} \quad (18.33)$$

y teniendo en cuenta la ecuación (13.52), que relaciona la tasa de producción de compuestos activos con la concentración de reactivos (despreciando el segundo término, por las consideraciones que se discutieron cuando se planteó dicha ecuación):

$$\frac{d[CA]}{dt} = k_1[R] \quad (18.34)$$

se puede escribir:

$$\frac{d[CA]}{dt} = \frac{[CA]_{crit}}{\tau} \Rightarrow \frac{d[CA]}{[CA]_{crit}} = \frac{dt}{\tau} \Rightarrow \int_0^{t_{ow}} \frac{dt}{\tau} = \int_0^{[CA]_{crit}} \frac{d[CA]}{[CA]_{crit}} = 1 \quad (18.35)$$

Es decir, el método introducido por Livengood y Wu considera que la autoinflamación se da cuando en la mezcla aire-combustible se alcanza la concentración crítica de compuestos activos, concentración alcanzada como suma (resultado de la integral) de las concentraciones de compuestos producidos en las diversas condiciones de presión y temperatura a las que la mezcla se ve sometida.

Una vez definido el tiempo de autoinflamación, éste debe ser comparado con el tiempo de combustión (t_C) para discernir si tendrá lugar la autoinflamación durante el proceso de combustión o no. Por su lado, el tiempo de combustión se define como sigue:

$$t_C = \frac{L_F}{u_F} \quad (18.36)$$

donde L_F es la longitud a recorrer por el frente de llama y \bar{u}_F es la velocidad media de dicho frente. Así, se producirá autoencendido únicamente si el tiempo de autoencendido (determinado a partir de la ecuación 18.32) es más pequeño que el tiempo de combustión, no produciéndose en caso contrario. Esta condición se plasma de manera gráfica en la Figura 18.20.

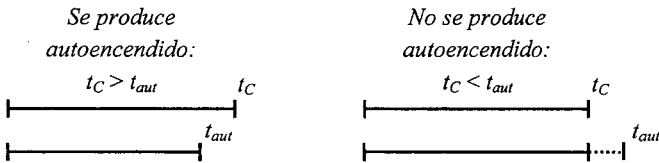


Figura 18.20 Esquema ilustrativo de cuándo existe y cuándo no existe autoencendido de la mezcla en un motor en función de los tiempos de combustión y de autoinflamación.

Factores que afectan a la aparición de combustión con autoinflamación

Llegado este punto se va a discutir sobre los principales factores de diseño y operación que afectan a la aparición o no de la combustión por autoinflamación. Se revisarán, en primer lugar, los parámetros de operación:

- Grado de carga. Cuanto mayor es el grado de carga, mayor es la pureza de la mezcla (quedan menos residuales del ciclo anterior) y mayor es la temperatura en cámara. Ambas cosas llevan a un incremento en el riesgo de aparición de la combustión con autoinflamación.
- Régimen de giro. A medida que aumenta el régimen de giro la temperatura de la mezcla se incrementa (por existir menos tiempo para que tengan lugar las pérdidas de calor), reduciéndose ligeramente el tiempo para el autoencendido. Del mismo modo, el tiempo de combustión se reduce fuertemente (se ve en la ecuación (18.36), teniendo en cuenta que, aproximadamente, la velocidad de combustión crece proporcionalmente al régimen de giro), en mayor medida que el tiempo de autoinflamación. Consecuentemente, al aumentar el régimen de giro disminuye el riesgo de autoencendido.
- Dosado. Cuando el dosado es estequiométrico es cuando el riesgo de autoencendido es mayor. De hecho, una de las estrategias más comunes para reducir el riesgo de autoencendido en motores fuertemente cargados es enriquecer la mezcla.
- EGR. La adición de gases quemados a la mezcla es una manera de reducir el riesgo de aparición de la combustión con autoinflamación. Actualmente no son pocos los fabricantes que, en motores de gran cilindrada, prefieren utilizar esta estrategia, y no la del enriquecimiento de la mezcla, para reducir el riesgo de aparición del autoencendido, pues de esta manera se tiene, como beneficio adicional, una reducción significativa del consumo del motor.
- Avance de encendido. Al incrementar el avance, tanto la presión como la temperatura máximas crecen, incrementándose, entonces, el riesgo de autoencendido.
- Temperatura del refrigerante. A mayor temperatura, mayor riesgo de autoencendido.
- Condiciones ambientales. Una mayor presión y temperatura ambiente, así como una disminución de la humedad conducen a incrementar el riesgo de autoencendido.

En cuanto a los parámetros de diseño se puede decir lo siguiente:

- Relación de compresión. Aumentar la relación de compresión lleva a incrementar la presión y temperatura máximas, y por tanto a incrementar el riesgo de que pueda producirse el autoencendido.
- Recorrido del frente de llama. Todas las acciones que reducen la distancia a recorrer por la llama (por ejemplo centrar la bujía, utilizar dos bujías, reducir el diámetro de pistón...) reducen, a su vez, el riesgo de autoencendido (pues, de acuerdo con la ecuación (18.36), reducen también el tiempo de combustión).

Se hace notar que en los motores de gran tamaño el riesgo de autoencendido es muy alto por una doble razón: por incrementar la distancia que recorre la llama (y, por tanto, el tiempo de combustión), y por la reducción del porcentaje de pérdidas de calor (al disminuir la relación superficie/volumen), que conduce a mayores temperaturas en la mezcla. Este hecho es el principal factor que limita el tamaño del cilindro en los MEP.

- Turbulencia. El incremento de la turbulencia en el interior de la cámara de combustión conduce a una disminución del tiempo de combustión (como se puede ver en la ecuación (18.36) al tener en cuenta el incremento de la velocidad de combustión originada por la mayor turbulencia) y, por tanto, reduce el riesgo de autoencendido.
- Pérdidas de calor. Todo aquello que favorece la evacuación de calor en la cámara de combustión (principalmente el aumento de la relación superficie/volumen y el uso de materiales de alta conductividad) reduce el riesgo de autoencendido. La creación de depósitos en la cámara de combustión asociada al uso y envejecimiento del motor dificulta la evacuación del calor, incrementando entonces el riesgo de autoencendido.

Finalmente, se debe resaltar que la resistencia a la autoinflamación del combustible (cuantificada por el número de octano, ON, que ya se presentó en el capítulo 14) es también un parámetro que juega un papel importante en la aparición o no de esta anomalía de la combustión que se está analizando. El octanaje de una gasolina depende fundamentalmente de su composición química (por ejemplo, los componentes aromáticos poseen un octanaje más elevado que los hidrocarburos saturados) y de la cantidad y tipo de aditivos que contenga (existen sustancias que se adicionan a la gasolina precisamente para incrementar su octanaje, como por ejemplo el tetraetil de plomo, usado en las gasolinas con plomo, o el ETBE –Etil tert-butil éter–, usado en las gasolinas sin plomo).

Un mayor octanaje de la gasolina implica una reducción del riesgo de autoinflamación. No obstante, como ya se ha comentado en el apartado 18.2.4, es importante resaltar que en los transitorios de aceleración, donde el mojado de pared es muy significativo y lleva a que, inicialmente, entre únicamente la fracción más volátil del combustible en el interior del cilindro, el riesgo de autoencendido es más elevado a causa del más bajo número de octano de esa fracción más volátil. Este hecho obliga a tomar serias precauciones en las fases de aceleración, como por ejemplo retrasar el encendido para reducir el riesgo de aparición de la combustión con autoinflamación (si bien esta maniobra, desgraciadamente, limita las prestaciones del motor). Como ya se ha indicado en el apartado anteriormente mencionado, este problema desaparece en los motores con inyección directa.

18.3.3 Encendido superficial

En determinadas circunstancias, algún punto caliente de la cámara de combustión puede llegar a iniciar un frente de llama en cualquier momento del ciclo. A este fenómeno se le denomina encendido superficial, y es la segunda anomalía en la combustión que se va a estudiar.

Los puntos calientes que pueden dar lugar a este tipo de anomalía suelen ser o bien el electrodo de la bujía (que, a causa del aislamiento eléctrico que lo envuelve está a una temperatura muy elevada), o bien alguna deposición carbonosa en la culata o en la cabeza del pistón (que, por entorpecer la evacuación de calor, también se encuentra a una temperatura muy elevada). Este inicio espontáneo del frente de llama puede tener lugar antes o después del salto de la chispa, dando lugar al preencendido o al postencendido, respectivamente. De ambas posibilidades, el preencendido es siempre el más peligroso, pues implica que la combustión se inicia antes de lo normal. El postencendido, en cambio, únicamente conlleva un incremento en el gradiente de presión, que es errático de ciclo a ciclo, si bien, a medida que el motor sigue operando, poco a poco tiende a tener lugar más pronto, conduciendo al preencendido y, por tanto, agravándose la situación.

Una causa habitual del preencendido superficial es la combustión con autoinflamación, pues ésta, como ya se dijo, conduce a incrementos importantes de la temperatura local de las paredes de la cámara de combustión. En este caso se da una realimentación de la combustión con autoinflamación, incrementando cada vez más su intensidad, llegando a una combustión con autoinflamación extrema, de efectos desastrosos para el motor, denominada *wild ping*.

En el caso en el que el preencendido no va acompañado de combustión con autoinflamación, y por tanto el punto caliente viene originado por la propia combustión normal, tiene lugar una combustión anormal, caracterizada por un ruido sordo o marcha dura, denominada *rumble*. Conviene recalcar, no obstante, que el preencendido, que a efectos prácticos sería equivalente a un incremento en el avance de encendido, a la larga suele desembocar en la combustión con autoinflamación, resultando igualmente desastroso para el motor.

Finalmente resaltar que, al parecer, son los aditivos organometálicos de la gasolina y del aceite los que provocan la aparición de deposiciones capaces de generar el encendido superficial. Esto parece ser así porque los depósitos simplemente carbonosos del combustible y lubricante se destruyen a temperaturas en torno a los 1000 °C, y por tanto no son capaces de producir puntos de encendido permanentes.

18.4 Emisiones contaminantes

Este apartado se centrará exclusivamente en la contaminación química, que es la que más fuertemente condiciona el diseño de los motores en la actualidad. Se detallará, en primer lugar, cómo aparecen las sustancias contaminantes para después, en segundo lugar, mostrar las estrategias más comúnmente empleadas para eliminarlas.

18.4.1 Emisiones en la cámara de combustión

En el capítulo 15 se han especificado los principales mecanismos de formación de las sustancias contaminantes relevantes en el campo de los MCIA. En el caso concreto de los MEP, los tres contaminantes principales son el CO, los NO_x y los HC (hidrocarburos sin quemar). Aunque casi la totalidad de motores de gasolina actualmente van equipados con un catalizador de tres vías que, como se verá en el siguiente apartado, exige que el motor opere con un dosado estequiométrico, es habitual analizar el efecto del dosado en las tres sustancias contaminantes principales. Dicha evolución se presenta en la Figura 18.21. La observación de estas curvas puede ayudar a revisar las ideas fundamentales sobre las razones que explican la aparición de estas sustancias:

CO

Puede verse que la emisión de CO aparece, principalmente, cuando la mezcla es rica. Esta emisión, de hecho, está asociada a la combustión incompleta, y es precisamente en las mezclas ricas donde se da la escasez de O_2 que impide la conversión completa a CO_2 .

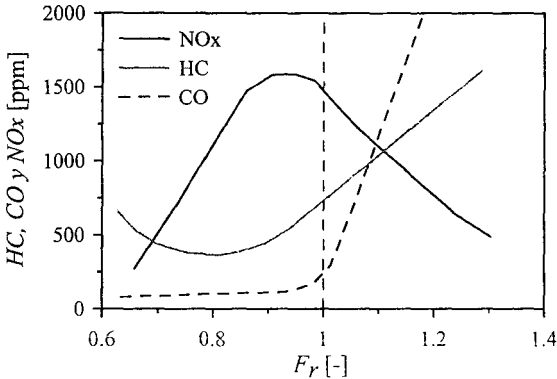


Figura 18.21 Evolución de las emisiones contaminantes en el escape de un MEP en función del dosado de operación.

NO_x

Para que se dé la formación de NO_x hace falta, por un lado, una temperatura elevada y, por otro, la existencia de oxígeno. Las temperaturas de combustión son máximas en torno al estequiométrico, y el oxígeno es tanto más abundante cuanto más pobre es la mezcla. Ambos hechos conducen a que la máxima formación de NO_x tenga lugar en un dosado pobre cercano al estequiométrico.

HC

Los hidrocarburos sin quemar, HC, son también un producto de la combustión incompleta, teniendo ésta lugar en dos escenarios opuestos: en dosado rico (al no existir suficiente oxígeno para oxidar todo el combustible, una parte de éste permanece sin quemar) y en dosado pobre, cercano ya al límite de inflamabilidad (en este caso, las dificultades en la propagación del frente de llama puede provocar que ciertas partes de la mezcla queden sin quemar al tener lugar un apagado de llama).

Aparte de esta dependencia con el dosado, el origen de los HC en los MEP es muy variado. Las principales causas se detallan a continuación:

- Cortocircuito. Durante el cruce de válvulas, están simultáneamente abiertos la admisión y el escape, y parte de la mezcla puede cortocircuitarse al escape, de manera que es expulsada sin haber intervenido en el ciclo. Este problema se erradica completamente en el caso en que la inyección se efectúa directamente en la cámara de combustión (una vez cerrada ya la válvula de escape).
- Absorción de HC en el aceite. Durante la fase de compresión, parte de los HC que componen la mezcla ubicada junto a las paredes del cilindro son absorbidos por el aceite que permanece en la porosidad de la pared. Estos hidrocarburos no se queman durante el proceso de combustión. Durante el proceso de expansión, los HC absorbidos por el aceite se

liberan, parte de ellos quemándose pero contribuyendo pobremente al trabajo del ciclo, y otra parte expulsándose sin quemar. En los motores de inyección directa trabajando en carga estratificada, este fenómeno también se minimiza, puesto que prácticamente no existe combustible en las proximidades de las paredes.

- Efecto pared. Como ya se ha mencionado en el apartado 18.2.6, la llama sufre un proceso de apagado al llegar a las proximidades de la pared, especialmente en las zonas que presentan rincones (como es el caso de la holgura entre pistón y cilindro delimitada en la parte inferior por el segmento superior). Todas estas regiones constituyen pequeños volúmenes en los que queda una pequeña porción de mezcla sin quemar. Estos volúmenes contienen más o menos masa en función de la densidad que reine en la cámara de combustión en el momento en el que se dé el apagado de llama por efecto de pared.

Esto último es lo que explica por qué los HC aumentan cuando se incrementa el avance de encendido, puesto que el final de la combustión, y por tanto el apagado de llama, tiene lugar antes en la etapa de expansión, y la densidad en cámara es mayor. Esto puede ser observado en la Figura 18.22, donde se muestra las emisiones de HC al variar el avance de encendido en un motor de automoción de 1,7 litros de cilindrada.

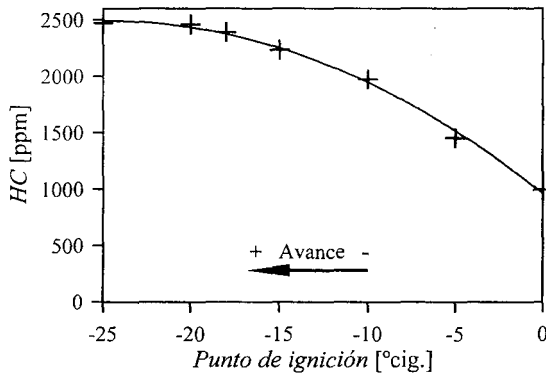


Figura 18.22 Evolución de las emisiones de HC con el avance en un MEP.

Finalmente, es interesante resumir las peculiaridades que aparecen en los motores de inyección directa en lo que a emisiones contaminantes se refiere. Por un lado se evita el cortocircuito del combustible (pues éste se inyecta una vez se ha cerrado la válvula de escape) y, en el caso de operar en carga estratificada, se evita la absorción de HC en el aceite (puesto que la carga existente en las cercanías de la pared prácticamente no tiene combustible). Sin embargo, en este último caso (carga estratificada) aparece el riesgo de inquemados por apagado de llama en las zonas donde el dosado es demasiado pobre. Finalmente, dada la posible heterogeneidad de la mezcla, pueden existir zonas ricas que conduzcan a la aparición de hollín, el cual es inexistente en los motores en los que la inyección tiene lugar en el colector de admisión.

18.4.2 Métodos de reducción de emisiones contaminantes

Hoy en día la severidad de la normativa anticontaminante (como se subrayará en el capítulo 21) es tal, que el diseño de los motores está fuertemente condicionado para poder cumplirla. Para conseguir entrar dentro de la norma, hay básicamente dos tipos de estrategias para la

reducción de sustancias contaminantes: las soluciones activas (que tratan de evitar su formación) y las soluciones pasivas (que las eliminan una vez formadas). Tanto uno como otro tipo de medidas pueden condicionar fuertemente el diseño del motor. En este apartado se detallarán las principales vías de acción que existen en los MEP actuales, empezando en primer lugar por los de inyección convencional y continuando después por los de inyección directa.

Como se verá más extensamente en el capítulo 21, en los motores con inyección en el colector (los más usuales tradicionalmente), el problema de las emisiones contaminantes se ha resuelto fundamentalmente gracias al uso del catalizador de tres vías, que es capaz de actuar contra las tres sustancias contaminantes principales en los MEP: el CO, los NO_x y los HC. El correcto funcionamiento de este elemento requiere que el motor opere en mezcla estequiométrica, para así ser capaz de oxidar (el CO y los HC) y reducir (los NO_x) al mismo tiempo. Esto implica, a la vista de lo que se presentó en el capítulo 16, que el motor no estará optimizado ni para maximizar el rendimiento (pues el dosado de máximo rendimiento es ligeramente pobre) ni para maximizar la potencia (pues el dosado de máxima potencia es ligeramente rico). Por otro lado, el catalizador únicamente hace su función una vez ha adquirido la temperatura suficiente. Por esta razón se introducen medidas que reducen el tiempo de puesta en marcha del catalizador (lo que se denomina *light-off* del catalizador): retraso del encendido para incrementar la temperatura de escape, inyección de aire secundario en el escape para provocar una postcombustión que eleve muy significativamente la temperatura en el escape, reducir la distancia entre el catalizador y el motor, etc.

Si, como se ha dicho, el catalizador ya resuelve la problemática de la contaminación del motor, el uso de otras acciones carece ya, a priori, de sentido. Por ejemplo, no es necesario efectuar recirculación de gases de escape (EGR) que, como se verá en el capítulo 21, es un método excelente para reducir las emisiones de NO_x, pues de eso se encarga ya el catalizador. Sin embargo, existen algunos MEP que practican el EGR, si bien su razón de ser no es principalmente la reducción de las emisiones de NO_x (únicamente ayuda en este sentido cuando el motor está frío y el catalizador aún no opera correctamente), sino la mejora del rendimiento a baja carga y la reducción del riesgo de aparición de la combustión con autoinflamación. En efecto:

- En referencia a la primera razón (el incremento del rendimiento a baja carga), al recircular gases de escape hay que abrir más la mariposa para que entre en el motor la cantidad de mezcla necesaria para dar la potencia que corresponde. La mayor apertura de la mariposa reduce el trabajo de bombeo, incrementándose el rendimiento efectivo del motor. Por otro lado, el uso de EGR también reduce las temperaturas de combustión, reduciéndose las pérdidas de calor en el cilindro, con el correspondiente incremento, nuevamente, del rendimiento del motor. Finalmente, también se consigue reducir la disociación de especies (debido a las más bajas temperaturas máximas), y en consecuencia una mayor proporción de la energía química del combustible se convierte en energía sensible, incrementándose igualmente (si bien en menor medida que con las dos acciones anteriores) el rendimiento del motor.
- En lo que a la segunda razón se refiere (la reducción del riesgo de aparición de la combustión con autoinflamación), al diluir la carga con una pequeña proporción de gases quemados, el tiempo de autoinflamación crece muy significativamente, reduciéndose enormemente su aparición. Como ya se ha comentado anteriormente, esta estrategia sustituye al enriquecimiento de la mezcla (nótese que es otra manera de diluir la carga), maniobra que es igual de efectiva pero que implica un mayor consumo de combustible.

En los motores de inyección directa, en los que, en determinadas condiciones de operación, la mezcla es estratificada (y, por tanto, en global es pobre), el catalizador de tres vías no puede operar correctamente. De hecho, en condiciones pobres este catalizador es capaz de oxidar (el CO y los HC), pero no de reducir (los NO_x). La solución más usualmente adoptada en estos motores es, aparte del uso de EGR (pues aquí sí que tiene sentido), utilizar lo que se denomina trampas de NO_x (que es un tipo de filtro químico, de los cuáles se hablará en el capítulo 21), que son capaces de almacenar los NO_x que no puede eliminar el catalizador. Para regenerar la trampa (cuando se satura de contenido en NO_x) es preciso operar con un dosado ligeramente rico durante un cierto tiempo, para que los NO_x se liberen y se reduzcan en el catalizador. Nótese, entonces, que el sistema de control del motor tiene que ir realizando periódicamente un cambio en el modo de operación para que el sistema de postratamiento funcione correctamente.

18.5 Cámaras de combustión en MEP

En este apartado se discutirán, en primer lugar, los criterios de diseño a la hora de concebir una cámara de combustión, para presentar después las configuraciones más habituales. La discusión se centrará en los MEP tradicionales (es decir, los de inyección en el colector de admisión), y al final se darán algunas ideas sobre el diseño de cámaras en motores de inyección directa.

18.5.1 Criterios de diseño

Los criterios que se siguen a la hora de diseñar una cámara de combustión para un MEP son, por orden de importancia decreciente, los siguientes:

- Reducir el tiempo de combustión, lo cual se puede llevar a cabo de dos maneras complementarias: incrementando la velocidad del frente de llama (incrementando el nivel de turbulencia, por ejemplo) y/o acortando su recorrido. Con esta medida se pretende maximizar el rendimiento del ciclo en la parte que concierne a la combustión, y aumentar la estabilidad del proceso (se mejora la dispersión cíclica y, por tanto, el confort del motor).
- Reducir la relación superficie/volumen, con objeto de minimizar las pérdidas de calor. De esta manera se intenta mejorar, como en el caso anterior, el rendimiento del motor.
- Evitar anomalías en la combustión (referido tanto a la combustión con autoinflamación como al encendido superficial), para de esta manera velar por la salud del motor. Este criterio, en ocasiones, puede estar reñido con los anteriores pues, por ejemplo, para reducir el riesgo de combustión con autoinflamación interesa refrigerar bien la cámara de combustión (especialmente en la zona más alejada de la bujía, donde llegará más tarde el frente de llama), lo cual significa perder en rendimiento del ciclo al ser el proceso de combustión menos adiabático.
- Resistencia al envejecimiento, es decir, evitar el aumento paulatino de los depósitos carbonosos en las diferentes paredes que conforman la cámara de combustión.
- Eliminar o minimizar las emisiones contaminantes en su fuente, especialmente en lo que respecta a los HC. Esto, aparte de ser beneficioso de cara a las emisiones contaminantes (beneficio que quizás no queda tan justificado por el hecho de tener ya un catalizador que elimina estas emisiones), lo es también por el hecho de contribuir al mayor aprovechamiento energético del combustible.

Aunque no se incluya como criterio, conviene señalar que el aspecto económico tiene un papel importante a la hora de decidir un diseño, dado que, por lo general, las soluciones tecnológicamente más interesantes y/o avanzadas conllevan un mayor coste.

En los motores de gasolina de inyección directa, además de los criterios ya planteados, se focaliza el diseño en ser capaces de controlar bien el dosado en la región ubicada en torno a la bujía. Para ello se puede jugar con el movimiento del aire, el del chorro y la forma de la cabeza del pistón, dando lugar a diferentes tipos de cámara de combustión, como se verá en el siguiente apartado.

Una vez vistos los criterios de diseño, se presentan ahora las configuraciones típicas de las cámaras de combustión, así como los principales aspectos del diseño.

18.5.2 Configuraciones típicas

A lo largo de la historia de los motores, las configuraciones de cámaras de combustión para MEP han sido de lo más variadas. En la actualidad básicamente existen tres configuraciones tipo, que se muestran en la Figura 18.23: la cámara de cuña, la labrada en pistón y la hemisférica. Sus características principales se detallan a continuación.

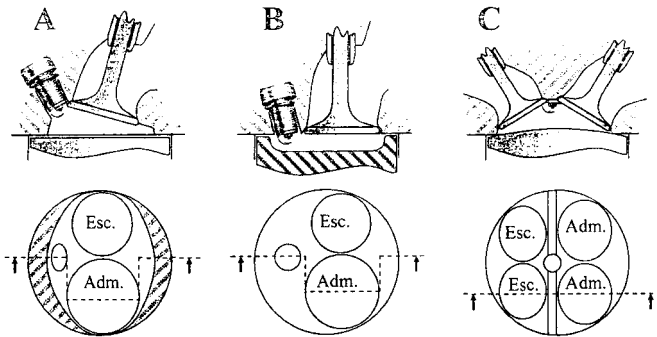


Figura 18.23 Cámaras de combustión en MEP: A. Cámara de cuña. B. Cámara labrada en el pistón. C. Cámara hemisférica.

Cámara de cuña

- Permite concentrar la mayor parte de la mezcla cerca de la bujía. Esto implica que la zona del *end gas* tiene poca masa y está mejor refrigerada (mayor relación superficie/volumen, debido a que es una zona estrecha), y en consecuencia se reduce el riesgo de autoencendido o su intensidad en caso de que aparezca.
- Permite ubicar dos válvulas (no es apta para cuatro válvulas) de forma paralela, de manera que pueden ser accionadas por un único árbol de levas. Esto abarata mucho el coste.
- Las válvulas no pueden ser muy grandes (no hay espacio suficiente para ello), por lo que el diseño no es adecuado para motores que operen a elevado régimen de giro.

Cámara labrada en pistón

- Simplifica mucho el diseño de la culata, al ser ésta plana.

- Como en el caso anterior, las válvulas se pueden colocar de manera paralela, y por lo tanto también pueden ser accionadas con un único árbol de levas.
- La configuración permitiría colocar cuatro válvulas por cilindro (obviamente haciendo uso de dos árboles de levas o de un mecanismo de distribución más elaborado).
- Se puede crear un elevado nivel de turbulencia por aceleración del fluido al quedar confinado entre la cabeza del pistón y la culata (denominado *squish*, ver más detalles en el capítulo 12), lo que favorece una combustión rápida y reduce el riesgo de autoinflamación.

Cámara hemisférica

- La sección de paso de las válvulas puede ser grande, puesto que la superficie disponible es importante (se hace notar que al inclinar las válvulas se posibilita el incremento de tamaño de las mismas). Por otro lado, los conductos de admisión y escape son más permeables, puesto que la vena fluida en el interior de los mismos tiene que efectuar una curva más suave (gracias, precisamente, a que el plano de las válvulas es inclinado). Esto hace el diseño atractivo para motores que operan a elevado régimen de giro.
- La cámara de combustión es muy compacta (relación superficie/volumen baja) y, por el hecho de tener centrada la bujía, el recorrido del frente de llama es mínimo.
- El accionamiento de las válvulas es más complejo (se requieren dos árboles de levas o algún mecanismo de distribución más sofisticado) por el hecho de que las válvulas no son paralelas. Normalmente este tipo de diseño se utiliza con cuatro válvulas por cilindro, pues las dos válvulas adicionales si son paralelas a las otras, de manera que se justifica más el uso del doble árbol de levas.

Por lo general la cámara hemisférica se utiliza en motores de elevadas exigencias donde el factor precio no imponga un límite, mientras que los otros dos diseños (especialmente el de cuña) es el más usual en motores sencillos donde se busca un precio más económico.

Cualquiera que sea la configuración de cámara, existen algunos aspectos adicionales que, en principio, se pueden tener en cuenta a la hora de afinar en el diseño de ésta. En primer lugar está la posibilidad de iniciar la combustión desde dos puntos diferentes (lo que se denomina *twin-spark*, doble bujía), lo cual tiene especialmente interés cuando la bujía no puede estar centrada, pues reduce significativamente la distancia a recorrer por el frente.

En segundo lugar está la generación de turbulencia. Como ya se habló en el capítulo 12, existen tres movimientos posibles en el aire encerrado en la cámara de combustión: el *swirl* (movimiento de giro alrededor del eje del cilindro), el *squish* (movimiento generado al acercarse o alejarse el pistón con respecto a la culata) y el *tumble* (movimiento de rotación en un eje perpendicular al eje del cilindro).

Si bien toda turbulencia es positiva para el desarrollo de una combustión más rápida (aunque se ha de prestar atención a las pérdidas de calor hacia las paredes, que también crecen a medida que incrementa la turbulencia), es importante señalar que el *tumble*, a medida que sube el pistón, al quedar aplastado el vórtice, se convierte en una microturbulencia muy benéfica para el proceso de combustión (especialmente para reducir la dispersión cíclica y acelerar la primera fase de la combustión). De hecho este movimiento aparece de manera natural en los motores de cuatro válvulas por cilindro, en los cuales se comprueba que la combustión es particularmente buena debido precisamente a este fenómeno.

Por último, está el tratar de evitar al máximo rincones en la cámara de combustión, que en el fondo constituyen zonas donde se depositan hidrocarburos que después permanecen sin quemar. Uno de estos rincones es el que queda entre pistón y cilindro, cerrado en la parte de abajo por el segmento superior. En los últimos años se ha hecho un esfuerzo considerable por

elevant la posición de este segmento superior, con el fin de reducir el volumen de este rincón. De esta manera se reducen los inquemados, siendo positivo desde el punto de vista de las emisiones contaminantes (esto no es crucial puesto que, en cualquier caso, el catalizador de tres vías se encargaría de eliminarlos) y, sobre todo, de la eficiencia del motor.

Finalmente, se van a presentar ahora los diseños más comunes de cámara de combustión para motores de inyección directa de gasolina. Como ya se argumentó al hablar de criterios de diseño, en este tipo de motor es importante controlar bien el dosado cerca de la bujía. Existen básicamente tres conceptos diferentes de cámara de combustión, que se muestran en la Figura 18.24:

- Guiado por pared. En esta configuración es la forma peculiar de la cabeza del pistón la que se encarga de dirigir el combustible hacia la bujía para garantizar el adecuado dosado en torno a ésta.
- Guiado por el aire. En este caso, el aire tiene un patrón de movimiento que arrastra el combustible convenientemente hacia la bujía. Con respecto al caso guiado por pared permite mejoras en consumo y en emisiones de hidrocarburos sin quemar, si bien el comportamiento es un poco menos robusto y/o estable.
- Guiado por el chorro. En este último caso es el chorro el que se encarga de dirigir el combustible hacia la bujía, mezclándose de manera apropiada con el aire. Para ello los inyectores son de una tecnología muy compleja, que permite variar el tipo de chorro en función de si se opera con carga estratificada u homogénea. Con respecto al caso guiado por pared permite mejoras sustanciales en consumo y emisiones de hidrocarburos sin quemar, sin deteriorar la estabilidad del motor.

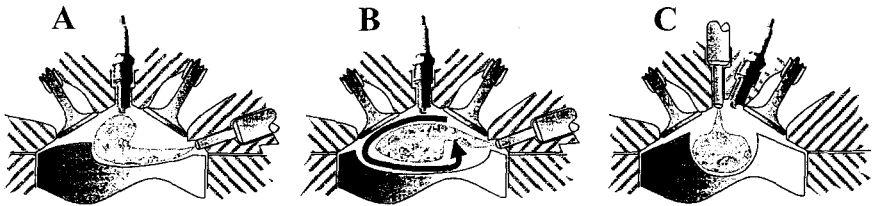


Figura 18.24 Configuraciones de cámara de combustión para MEP de inyección directa.
A. Guiado por pared. B. Guiado por el aire. C. Guiado por el chorro.

18.6 Resumen

El proceso de combustión en un MCIA se suele estudiar analizando la evolución de la presión en el cilindro. En el caso particular de los MEP, la combustión es una deflagración de una mezcla aire-combustible generalmente homogénea. Ésta se inicia en la bujía, en la que se genera un frente de llama que posteriormente se propaga por toda la cámara de combustión. La velocidad de avance de dicho frente de llama es muy superior a la velocidad de combustión laminar, debido al efecto del arrastre del frente de llama, por el hecho de tener una combustión en un volumen cerrado, y a la turbulencia. En el rango de operación usual en los MEP el régimen de combustión premezclada turbulenta se corresponde con las llamas plisadas, en las que la velocidad de propagación del frente se escala con el régimen de giro, de manera que la velocidad del motor no queda limitada por la velocidad de combustión. En estas condiciones

normales de operación, el proceso de combustión se caracteriza por una dispersión ciclo a ciclo importante, ocasionada principalmente por diferencias en la propagación de la llama en los inicios del proceso, lo que tiene más repercusión en las emisiones contaminantes que en las prestaciones del motor.

En determinadas ocasiones se pueden encontrar anomalías en la combustión: por un lado, puede tener lugar la autoinflamación de la mezcla antes de que sea alcanzada por el frente de llama (que se suele denominar picado de biela), y por otro lado se puede iniciar un frente de llama a causa de un punto caliente en la cámara de combustión (antes o después del salto de la chispa, dando lugar al preencendido y al postencendido, respectivamente).

Las emisiones contaminantes principales en los MEP son el CO, los hidrocarburos sin quemar (HC) y los NO_x. Se han discutido las principales fuentes de cada uno de estos contaminantes, así como la manera de evitar su formación y/o su emisión por el escape. La solución principal para las emisiones contaminantes en MEP consiste en el uso del catalizador de tres vías, que elimina simultáneamente los tres contaminantes principales.

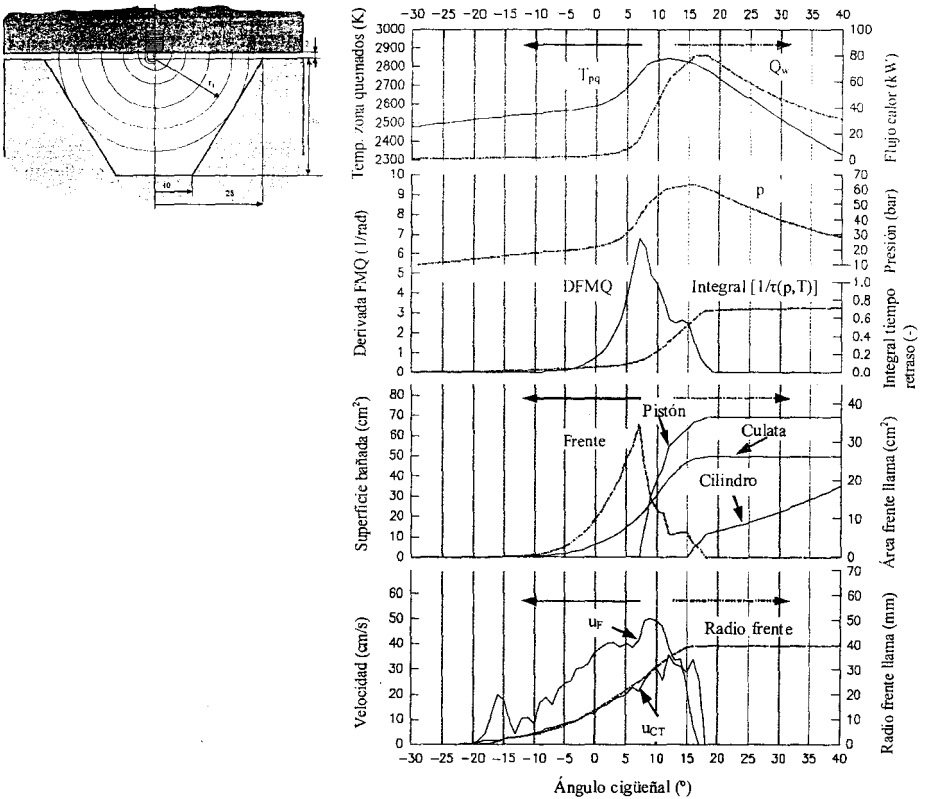


Figura 18.25 Evolución de diferentes variables de interés en una combustión normal en MEP. Resultados calculados para un motor de cilindrada unitaria 360 cm³, relación de compresión 9,0, dosado estequiométrico y régimen de giro 4000 rpm.

Finalmente se han presentado los criterios que se siguen a la hora de diseñar una cámara de combustión para MEP, y también se han mostrado las configuraciones más usuales de las mismas. Dentro de estos diseños se han introducido los correspondientes a los modernos motores de inyección directa de gasolina, cuyo potencial en cuanto a rendimiento, prestaciones y emisiones se ha puesto de manifiesto a lo largo de todo el capítulo.

Para concluir, en la Figura 18.25 se muestra la evolución, en función del ángulo de giro del cigüeñal, de diferentes parámetros que tienen interés desde el punto de vista de la combustión. En concreto, se puede ver la evolución de la presión en el cilindro, la temperatura en los productos quemados, el flujo total de calor transmitido, la *DFMQ* como indicativo de la tasa de combustión, el área del frente de llama, así como las superficies de las diferentes paredes de la cámara de combustión bañadas por la zona de productos quemados, la velocidad de combustión y la de propagación del frente, así como el radio del frente de llama.

Se incluye también el resultado de integrar hasta el ángulo considerado la inversa del tiempo de retraso (ecuación 18.32), que permite determinar si existirá autoinflamación de la mezcla (en cuyo caso esta integral alcanzaría un valor igual a la unidad) o no durante el proceso de combustión. La observación de todos estos parámetros puede proporcionar una interesante visión de la interacción que existe entre la geometría de la cámara de combustión y las variables relevantes durante el desarrollo de la combustión, afectando al trabajo obtenido, la transmisión de calor, la tendencia a la autoinflamación o la formación de emisiones contaminantes en la cámara de combustión.

Referencias y bibliografía

Referencias

1. Heywood, J.B., *Internal Combustion Engines Fundamentals*. Mc Graw Hill, 1988 [cap. 9].
2. Rassweiler, G.M.; Withrow, L., Motion pictures of engine flames correlated with pressure cards. *SAE Transactions* **83**, pp. 185-204, 1938. Reeditado como *SAE Paper 800131*, 1980.
3. Andrews, G.E.; Bradley, D., The burning velocity of methane-air mixtures. *Combustion and Flame* **19**, pp. 275-288, 1972.
4. Metghalchi, M; Keck, J.C., Burning velocities of mixtures of air with methanol, isooctane, and indolene at high pressure and temperature. *Combustion and Flame* **48**, pp. 191-210, 1982.
5. Tabaczynski, R.J., Turbulence and turbulent combustion in spark-ignition engines. *Progress in Energy and Combustion Science* **2**, pp 143-165, 1976.
6. Abraham, J.; Williams, F.A.; Bracco, F.V., A discussion of turbulent flame structure in premixed charges. *SAE Paper 850345*, 1985.
7. Borghi, R., Turbulent combustion modelling. *Progress in Energy and Combustion Science* **14**, pp. 245-292, 1988.
8. Damköhler, G., The effect of turbulence on the flame velocity in gas mixtures. *Zeitschrift für Electrochemie* **46**, pp. 601-626, 1940. (Traducción al inglés, NACA TM 1112, 1947).
9. Andrews, G.E.; Bradley, D.; Lwakabamba, S.B., Turbulence and turbulent flame propagation - A critical appraisal. *Combustion and Flame*, **24**, pp. 285-304, 1975.
10. Arcoumanis, C.; Kamimoto, T., *Flow and combustion in reciprocating engines*, Springer, 2009 [cap. 3].
11. Lancaster, D.R., Effects of Engine Variables on Turbulence in a Spark-Ignition Engine. *SAE Paper 760159*, 1976.

12. Tinaut, F.V.; Melgar, A.; Giménez, B.; Reyes, M., Prediction of performance and emissions of an engine fuelled with natural gas/hydrogen blends. *International Journal of Hydrogen Energy* **36** (1), pp. 947-956, 2011.
13. Douaud, A.M.; Eyzat, P., Four-octane-number method for predicting the anti-knock behavior of fuels and engines. *SAE Paper 780080, SAE Transactions*, **87**, 1978.
14. Livengood, J.C.; Wu, P.C., Correlation of autoignition phenomena in internal combustion engines and rapid compression machine. *5th Symposium (International) on Combustion*, pp. 347-356, 1955.

Capítulo 19

Formación de la mezcla en MEC. Inyección de combustible

R. Payri

F. J. Salvador

19.1	Introducción.....	580
19.2	Definición y funciones de un sistema de inyección Diesel.....	581
19.3	Funcionamiento de un sistema de inyección Diesel: El sistema <i>common rail</i>	581
19.4	El flujo interno en toberas de inyección Diesel.....	586
19.4.1	Tasa de inyección. Definición, equipos de medida y principio de medida	588
19.4.2	Flujo de cantidad de movimiento. Definición y principio de medida	591
19.4.3	Parámetros característicos del flujo interno.....	594
19.5	Descripción general del chorro Diesel	597
19.6	El proceso de atomización de un chorro Diesel. Regímenes de atomización.....	599
19.6.1	Análisis dimensional del proceso de atomización primaria.....	601
19.6.2	Mecanismos de atomización de la vena líquida o atomización primaria	603
19.6.3	Comportamiento de una gota. Atomización secundaria	605
19.7	Similitud entre el chorro Diesel atomizado y el chorro gaseoso.....	606
19.7.1	Parámetros macroscópicos del chorro Diesel	606
19.7.2	Parámetros microscópicos del chorro Diesel.....	608
19.8	Chorro Diesel en condiciones evaporativas	610
19.8.1	Longitudes características de mezcla y de evaporación	611
19.8.2	Tiempo característico de mezcla y de evaporación	613
19.9	Aspectos tecnológicos: otros sistemas de inyección	614
19.9.1	El sistema inyector bomba	615
19.10	Resumen	617
	Referencias y bibliografía	618

19.1 Introducción

La formación de la mezcla y la combustión en los motores de encendido por compresión están estrechamente relacionadas y en parte se producen simultáneamente, por lo que resulta difícil encontrar la frontera que separa los dos procesos.

A lo largo de este capítulo se estudian los procesos relativos a la formación de la mezcla, comenzando por el funcionamiento de un sistema de inyección y el análisis del flujo en el interior de los orificios de descarga de las toberas de los inyectores, hasta el momento en el que el combustible se introduce en forma de chorro en la cámara de combustión, se atomiza, se mezcla con el aire y se evapora, siendo éste el proceso previo a la combustión.

Desde un punto de vista general, la formación de la mezcla en los MEC se realiza en el interior del cilindro al inyectarse una determinada cantidad de combustible en las proximidades del PMS después de la carrera de compresión.

En resumen, puede decirse que el proceso de formación de la mezcla en un MEC está caracterizado por los siguientes condicionantes:

- La inyección debe comenzar en un punto perfectamente definido y con una ley definida de forma que el proceso de combustión se desarrolle con las mínimas emisiones contaminantes y un rendimiento elevado, acotándose los gradientes de presión debidos a dicho fenómeno.
- Tal como quedó establecido en el capítulo 2 sobre la clasificación de MCIA, en este tipo de motores, la cantidad de aire con la que trabaja el motor no cambia sustancialmente al regular la carga, pero sí se varía fuertemente el dosado. A este método de control se le denomina regulación cualitativa.
- El poco tiempo disponible para formar la mezcla impone limitaciones importantes al motor y exigencias al sistema de inyección. Así, el régimen de giro de los MEC está limitado, entre otras razones, por el tiempo necesario para la inyección, atomización, mezcla con el oxidante y combustión. En consecuencia, el sistema de inyección debe de ser capaz de conseguir unas características físicas del combustible que favorezcan el proceso de mezcla y la combustión completa del mismo.

Al hilo de lo apuntado en el último punto, es necesario destacar que existen dos filosofías de trabajo en función del tipo de motor Diesel: inyección indirecta (IDI) e inyección directa (DI). Si bien en ambos casos el objetivo que pretende el diseño de la cámara de combustión y del sistema de inyección es favorecer la mezcla aire-combustible, el protagonismo del sistema de inyección es muy diferente en ambas variantes:

- En los sistemas IDI es el aire quien asume el protagonismo de generar los campos difusivos y convectivos necesarios para el proceso de mezcla, siendo el papel del combustible, y por lo tanto del sistema de inyección, secundario. Para ello se confina el aire en una precámara adicional al volumen muerto, imprimiéndole un enérgico movimiento de torbellino. En el seno de ese aire con movimiento intenso se inyecta el combustible y sin grandes dificultades se consigue elaborar una buena mezcla. En este sistema el papel que juega la presión de inyección es marginal, con lo que no vale la pena invertir en sistemas de inyección muy sofisticados.
- En los sistemas DI, en cambio, es el combustible quien se responsabiliza de la realización de la mezcla. Para ello, éste debe ser inyectado a elevada presión, finamente atomizado y convenientemente repartido a fin de garantizar una adecuada mezcla con el comburente.

En este tipo de motores es de vital importancia disponer de un sistema de inyección de alta calidad. En esta variante, y como apoyo al sistema de inyección, es habitual imprimir al aire un movimiento de rotación alrededor del eje del cilindro (*swirl*) inferido por el diseño de la pipa de admisión, cuya caracterización se realizó en el capítulo 12 sobre el movimiento del aire en el cilindro.

El hecho de que los motores Diesel del tipo DI gocen de mayor rendimiento que los IDI, fruto de sus menores pérdidas de calor debido a la menor relación superficie/volumen, ha llevado al primero a desplazar al segundo en el mercado, estando éste último claramente en desuso.

Este capítulo se centra en el proceso de formación de la mezcla en sistemas de inyección directa caracterizados por la inyección de combustible a muy alta presión, que es liberado en forma de chorro atomizado a la cámara de combustión a través de los orificios de descarga de las toberas y que interacciona con el aire de la cámara, mezclándose con él, evaporándose y finalmente quemándose, dando lugar a la combustión Diesel.

Bajo este marco, el presente capítulo se ha estructurado siguiendo una descripción de los fenómenos físicos que tienen lugar en los sistemas de inyección. Estos fenómenos se pueden dividir en dos grandes grupos: el estudio del flujo en el interior de los inyectores, y más en particular en las toberas de inyección Diesel, y el estudio del chorro Diesel, donde se estudiarán aspectos como la atomización, la mezcla con el aire y la evaporación. El análisis de este segundo proceso se efectúa recurriendo a la similitud justificada del chorro Diesel atomizado con el chorro gaseoso, ampliamente estudiado en las últimas décadas.

19.2 Definición y funciones de un sistema de inyección Diesel

El sistema de inyección es el responsable de la entrega de combustible al motor para su funcionamiento. Para ello tiene que cumplir las siguientes funciones básicas:

- Introducir el combustible en el interior de la cámara de combustión según una ley (denominada tasa de inyección o ley de entrega) que va a definir el comportamiento de las diferentes fases de la combustión en sincronismo con el movimiento del pistón.
- Atomizar el combustible para aumentar la superficie en contacto con el aire caliente tras la etapa de compresión y acelerar la evaporación.
- Mezclar el combustible con el aire disponible en la cámara de combustión. Como se ha establecido en la introducción, esta función goza de mayor protagonismo en los sistemas de inyección Directa (DI).

19.3 Funcionamiento de un sistema de inyección Diesel: El sistema *common rail*

Dos de los sistemas de inyección más utilizados en automoción son el sistema *common rail* y el sistema con inyector bomba. Dado que el primero goza de un mayor nivel de penetración en el mercado, justificado por su mayor flexibilidad y versatilidad, tomaremos como ejemplo de funcionamiento este sistema, dejando para la parte final del capítulo la presentación del sistema basado en el inyector bomba.

En la Figura 19.1 se muestra un esquema de un sistema *common rail*. En ella se observa cómo una bomba de baja presión toma el combustible del depósito y alimenta la bomba de alta presión. A su vez, la bomba de alta presión, accionada por el cigüeñal del motor, trasiega

combustible, a través del rail, hacia los inyectores situados en los diferentes cilindros del motor. Una parte de este combustible es inyectado en la cámara de combustión y otra parte, mucho menor que la anterior, se utiliza para el pilotaje hidráulico de los inyectores. Esta fracción de combustible vuelve al depósito constituyendo el caudal de control o de retorno de los inyectores. El volumen de combustible comprendido entre la bomba de alta presión y los inyectores actúa como un acumulador (rail común). Aparte de su función como depósito acumulador, el rail hace las veces de elemento amortiguador de las oscilaciones de presión generadas por las emboladas de los pistones de la bomba de alta presión, así como de aquellas perturbaciones originadas por la rápida salida del combustible por los orificios de descarga de los inyectores.

Un sensor mide la presión de combustible en el rail. La señal medida es comparada con el valor de consigna almacenado en la Unidad de Control Electrónico (ECU). Si el valor medido y el de consigna son distintos, un orificio de descarga situado en el regulador de presión (en un extremo del rail) se abre o se cierra hasta igualar ambos valores. El caudal excedente de combustible retorna al depósito.

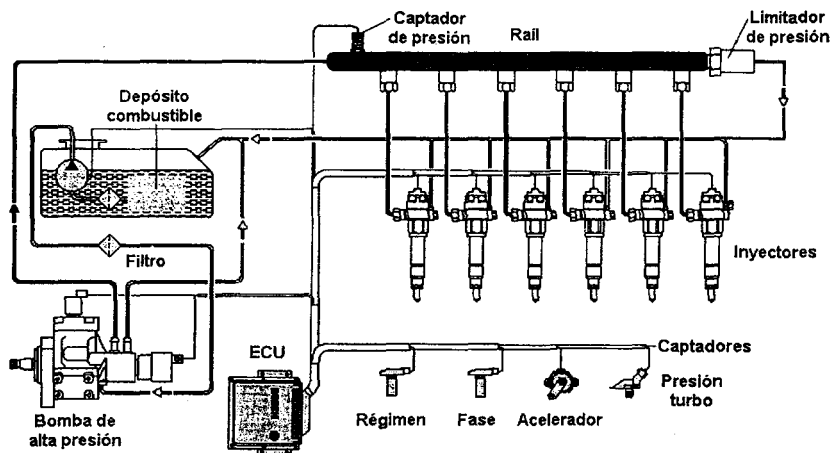


Figura 19.1 Diagrama del sistema de inyección common rail.

Los inyectores se abren y cierran controlados por la ECU en instantes definidos. La duración de la inyección, la presión de combustible en el rail y la permeabilidad o capacidad de descarga de los orificios de la tobera, determinan la cantidad de combustible inyectada.

La bomba de alta presión generalmente es una bomba radial de pistones para el caso de un motor rápido; para vehículos industriales, se emplean bombas en línea especiales.

Sin duda, la parte más compleja e importante de este tipo de sistemas es el inyector. En función del sistema de accionamiento interno del inyector hablaremos de inyectores accionados por válvula de tipo solenoide o bien de inyectores accionados por válvula de tipo piezoeléctrico. Los segundos son considerados de última generación y, en comparación con los primeros, permiten una respuesta más rápida del inyector, así como mayor flexibilidad y estabilidad ante las estrategias activas de disminución de emisiones contaminantes basadas en el empleo de inyecciones múltiples.

En la Figura 19.2, se muestra un esquema de un inyector genérico de un sistema *common rail* donde se pueden observar sus elementos constituyentes principales.

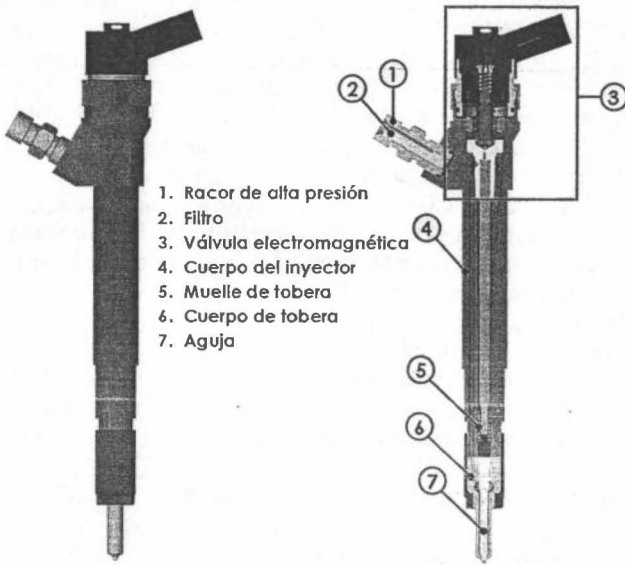


Figura 19.2 Inyector de un sistema *common rail* con válvula de tipo solenoide.

El inyector de un sistema *common rail* está compuesto de una válvula electromagnética, el portainyector y la tobera. La válvula electromagnética es una servoválvula de dos posiciones (abierta o cerrada) y dos orificios de pequeño calibre activos: entrada al volumen de control (Z) y salida del volumen de control (A). En la Figura 19.3 se muestra una ampliación de la válvula electromagnética junto con el volumen de control y sus componentes principales. El principio de funcionamiento se muestra en la Figura 19.4 y para su explicación recurriremos a la descripción detallada de los elementos de la Figura 19.3.

El combustible a alta presión procedente del raíl entra al inyector donde, tras el filtro, se produce una bifurcación en dos conductos. Un conducto se dirige hacia la parte baja del inyector, que es el que alimenta a la tobera, y otro alimenta al volumen de control, en la parte superior del pistón de comando, a través del orificio calibrado de entrada Z.

Cuando el solenoide no está activado, el vástago se encuentra en su posición de reposo, manteniendo una pequeña esfera obstaculizando el orificio de salida (A) del volumen de control. Esa situación se muestra de manera simplificada en la Figura 19.4 (a). En ella, tanto en la parte alta del pistón de comando como en la parte baja de la aguja de la tobera, el combustible se encuentra a la presión del raíl y teniendo en cuenta que la sección de la parte alta del pistón de comando es mayor que la sección de la parte baja de la aguja, el conjunto pistón-aguja se encuentra en su posición más baja (reposo) bloqueando los orificios de la tobera, y por lo tanto evitando la inyección.

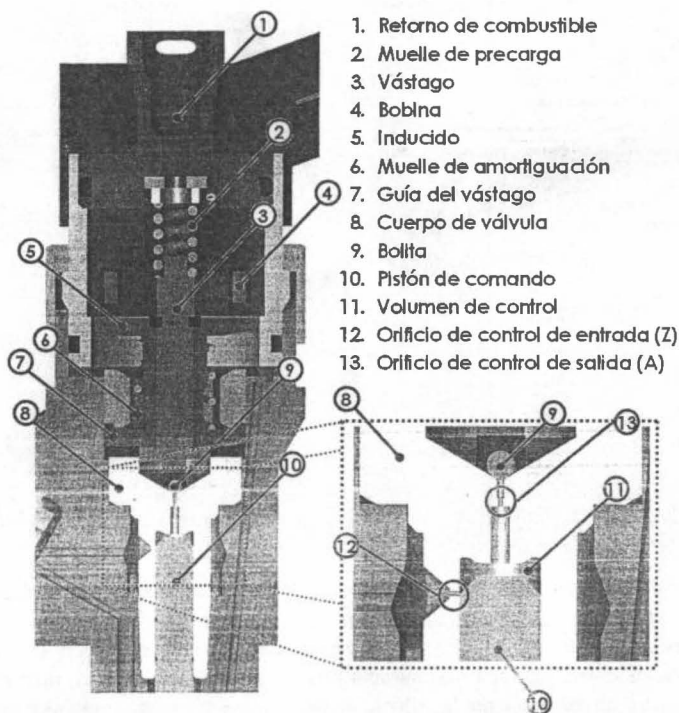


Figura 19.3 Válvula de accionamiento electromagnética (o tipo solenoide) de un inyector common rail.

En el momento en que se requiere el comienzo de la inyección, la ECU manda un pulso eléctrico de cuya duración va a depender el tiempo de inyección y por lo tanto la masa inyectada. Ese pulso eléctrico excita la bobina generándose un campo magnético e induciéndose una fuerza ascendente sobre el vástago que se levanta liberando la esfera y, por lo tanto, desbloqueando el orificio de salida del volumen de control (A). Esta situación se muestra en la Figura 19.4 (b). En ella, debido al flujo de combustible que se establece en dirección al retorno, se produce una pérdida de presión en el volumen de control a causa del orificio calibrado de entrada al mismo (Z). Esa pérdida de presión hace que exista una descompensación de las presiones existentes entre la parte baja de la aguja, igual a la presión del raíl, y la parte alta del pistón de comando, donde se reduce fuertemente la presión. La consecuencia es clara: el conjunto pistón-aguja se desplaza hacia arriba desbloqueando los orificios de la tobera y dando lugar a la inyección. Esta situación se mantiene mientras siga la excitación de la bobina por parte de la unidad de control electrónico del motor.

El fin de la inyección viene precedido de la extinción del pulso eléctrico. Cuando ello ocurre, el vástago de la electroválvula vuelve a su posición de reposo como así lo hace la esfera que vuelve a obstruir el orificio de salida (A). El flujo de retorno se interrumpe y el combustible procedente del raíl empieza a llenar el volumen de control a través del orificio de entrada (Z). La presión en el volumen de control se va restituyendo hasta que transcurridos algunos

microsegundos dicha presión vuelve a ser la del raíl. En este momento, aunque la presión en la parte alta del pistón de comando y la parte baja de la aguja es la misma, es la diferencia de sección quien hace que la resultante de las fuerzas de presión mueva al conjunto aguja-pistón de comando hacia abajo, originando el cierre de los orificios de descarga de la tobera, y por lo tanto, el cese de la inyección tal como muestra la Figura 19.4 (c).

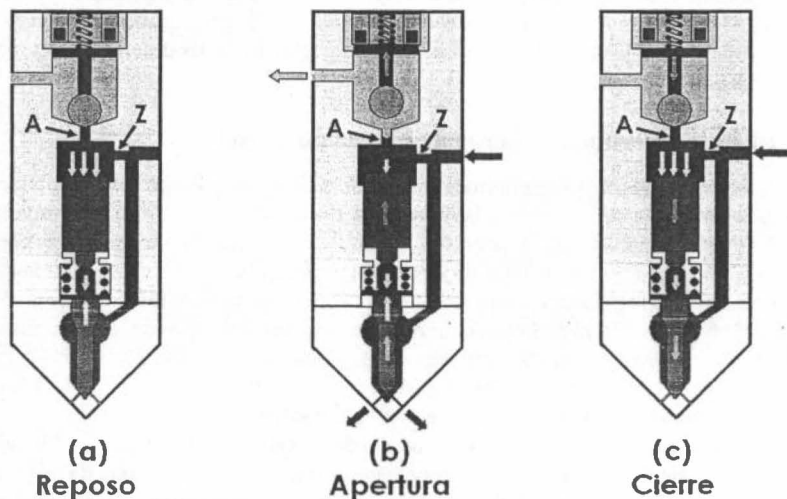


Figura 19.4 Principio de funcionamiento de un inyector common rail.

La cantidad de combustible inyectado depende del número y diámetro de los orificios de la tobera, del tiempo de activación de la electroválvula y de la presión del combustible en el raíl. Si el tiempo de activación de la electroválvula es corto, la aguja del inyector se levantará parcialmente, y por lo tanto la cantidad inyectada será pequeña. Cuando la duración del pulso de mando de la electroválvula es más grande, la aguja se levantará hasta su tope mecánico resultando una mayor cantidad de masa total inyectada.

Es importante destacar que los fenómenos fluidodinámicos comentados que tienen lugar en el interior del inyector hacen que exista un cierto retraso entre el pulso eléctrico y el comienzo de la inyección propiamente dicha. Con vistas a reducir el tiempo de respuesta del inyector se utilizan también en la actualidad los inyectores de comando piezoeléctrico. Si bien el principio de funcionamiento y estructura interna es en esencia igual que el aquí descrito, la diferencia principal se encuentra en la sustitución de la bobina de excitación por un accionamiento piezoeléctrico basado en el apilamiento en serie de cristales de cuarzo entre placas metálicas que se van conectando alternativamente a positivo y a masa. Cuando se aplica una tensión a dichas placas, los cristales interpuestos entre ellas sufren una elongación, y sumadas las de todos supone un aumento de la longitud del conjunto que puede utilizarse para activar una válvula que provoque de alguna forma el desahogo del volumen de control. Por lo tanto, en este caso, la única diferencia con respecto al accionamiento por solenoide radica en que la señal procedente de la ECU consigue excitar el material piezoeléctrico provocando su dilatación, que a su vez provocará la apertura del orificio de salida (A), originándose los mismos fenómenos des-

critos. El hecho de que la deformación del cristal en este tipo de sistemas sea mucho más rápida que el retardo asociado a la excitación de la bobina, generación del campo magnético y consecuente fuerza inducida en el vástago de la electroválvula, hace que estos sistemas sean mucho más rápidos, y por lo tanto más precisos en los procesos de apertura y cierre de la aguja, facilitando su utilización en inyecciones múltiples (en los sistemas actuales hasta 8 por inyector y ciclo). Adicionalmente, y para conseguir más precisión y rapidez, se tiende a la reducción de las partes móviles, en particular, el sistema pistón-aguja queda reducido exclusivamente a la aguja, aumentando la rapidez del mismo y reduciendo las deformaciones mecánicas del sistema.

19.4 El flujo interno en toberas de inyección Diesel

El funcionamiento descrito anteriormente deja ver que uno de los aspectos importantes que va a condicionar la tasa de inyección y las características del flujo a la salida de los inyectores, es la evolución del combustible a lo largo de los orificios de descarga en la cámara de combustión. De la geometría de estos orificios dependen las propiedades del flujo en el interior y a la salida de los mismos [1]. Estas características son fundamentales para los fenómenos de atomización del chorro y para el proceso de mezcla, de cuya calidad dependen el rendimiento de la combustión y la formación de contaminantes.

Sin embargo, el estudio del flujo en el interior de las toberas de inyección Diesel es muy complejo, fundamentalmente debido a los siguientes factores:

- Las pequeñas dimensiones de los orificios de descarga del combustible, con longitudes características de en torno a un milímetro y diámetros que rondan la décima de milímetro.
- La alta velocidad del flujo en su interior. Debido a las grandes presiones de inyección, ésta puede llegar a varios cientos de metros por segundo.
- La naturaleza transitoria del proceso de inyección, con una duración máxima de la inyección del orden del milisegundo, tiempo durante el cual el flujo está muy influenciado por la dinámica del inyector en los transitorios de apertura y cierre de la aguja.
- El flujo puede ser tanto de naturaleza monofásica (combustible exclusivamente en fase líquida) como bifásica (combustible en fase líquida y en fase gaseosa) debido a la existencia del fenómeno de cavitación dentro de los orificios de las toberas, que depende fuertemente de la geometría de los mismos.

La repercusión de la naturaleza y de las características del flujo sobre el comportamiento del chorro y sobre las prestaciones del motor puede verse resumida en la Figura 19.5, donde se representa un esquema general de cómo evoluciona el flujo de combustible por el interior de una tobera multiorificio, y de cómo las características de salida de la tobera repercuten directamente en el comportamiento del chorro Diesel.

En dicha figura se observa una tobera en la que la aguja se encuentra parcialmente levantada fruto del funcionamiento del inyector. En ella, se aprecia cómo el combustible a alta presión circula por el volumen existente entre la pared interna de la tobera y la pared de la aguja. En la parte baja de la tobera, donde se encuentran los orificios de descarga, las líneas de corriente sufren una deflexión importante que generalmente conlleva un despegue de la vena fluida que da lugar a una zona de recirculación con incremento sustancial de la velocidad, acompañado de un descenso acusado de la presión estática. Si la presión estática desciende localmente hasta niveles de saturación se produce cavitación, afectando radicalmente a la fisonomía y las características del flujo con respecto al flujo no cavitante [1].

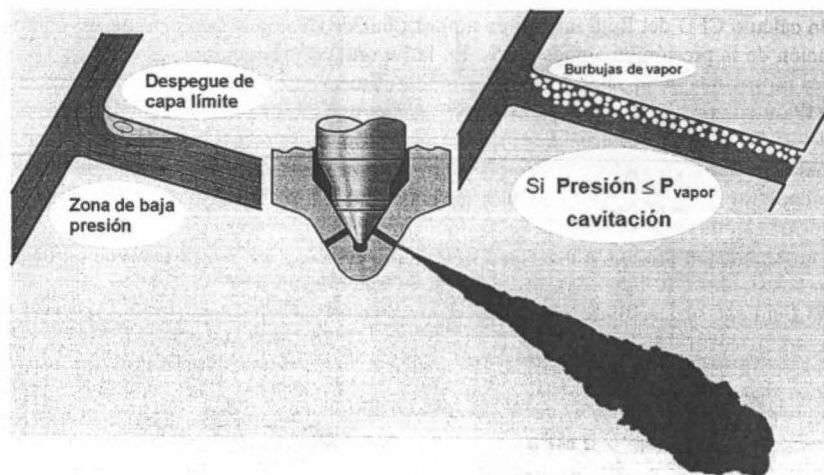


Figura 19.5 Esquema del flujo en el interior de una tobera Diesel y evolución del chorro Diesel a la salida de la misma.

La apariencia e intensidad de dicho fenómeno depende de las condiciones operativas y de la propia geometría. Desde el punto de vista puramente operativo, presiones de inyección elevadas y presiones de descarga bajas potencian su aparición. En lo concerniente a la geometría, los orificios cilíndricos son más susceptibles de provocar cavitación, mientras que el fenómeno se evita o inhibe mediante la utilización de orificios cónicos, o gracias a una hidroerosión elevada, este proceso consistente en eliminar las aristas vivas de entrada del orificio lo que se lleva a cabo en la última etapa de la fabricación de las toberas. Si bien en numerosos ámbitos de la industria la cavitación es un efecto indeseado por el efecto destructivo que acarrea la subsecuente implosión de las burbujas de vapor cuando la presión se recupera aguas abajo del lugar donde éstas se generaron (por ejemplo en bombas hidráulicas), numerosos estudios en el campo de la inyección Diesel revelan que, en esta aplicación, el fenómeno puede propiciar una mejora sustancial del proceso de mezcla ya que se ha demostrado que dicho fenómeno provoca, entre otros efectos, un incremento del ángulo del chorro [1], parámetro éste directamente relacionado con el proceso de mezcla como se verá a lo largo del capítulo. No obstante, la cavitación produce también efectos perniciosos relacionados con la disminución de la capacidad de descarga de la tobera (colapso del flujo másico) que conduce a una disminución drástica del coeficiente de descarga, tal como se estudia en el apartado 19.4.3 del presente capítulo.

En los últimos años la tendencia ha ido evolucionando desde orificios cilíndricos, y por consiguiente con tendencia a la cavitación, hacia orificios convergentes y con un importante radio de acuerdo en la entrada (conseguido por hidroerosión) mediante los cuales se evita el fenómeno de cavitación. Sin embargo, la repercusión positiva sobre el ángulo del chorro, conjuntamente con un aparente efecto de limpieza de deposiciones que acarrea la implosión parcial de burbujas dentro de los orificios, deja un panorama futuro abierto a cualquier tipo de geometría.

Un cálculo CFD del flujo interno en ambos tipos de tipologías nos permite ver cómo es la evolución de la presión en ambos casos. En la Figura 19.6 se han representado los contornos de presión estática en el interior de los orificios para el caso de una presión de inyección de 160 MPa y una presión de descarga de 6 MPa, para una tobera cilíndrica y una tobera cónica. En ella se observa cómo, en el caso de la tobera cónica, la presión desciende de una forma gradual a lo largo del orificio, lo que se traduciría también en un incremento gradual de la velocidad. Sin embargo, en el caso de la tobera cilíndrica, prácticamente la totalidad del salto de presión se produce a la entrada del orificio acompañado de una brusca expansión que conduce a una presión mínima mucho más baja y que conduciría a la aparición de burbujas que serían arrastradas a lo largo del orificio hasta el exterior del inyector, con las consecuencias para el flujo que se describirán a lo largo de esta sección.

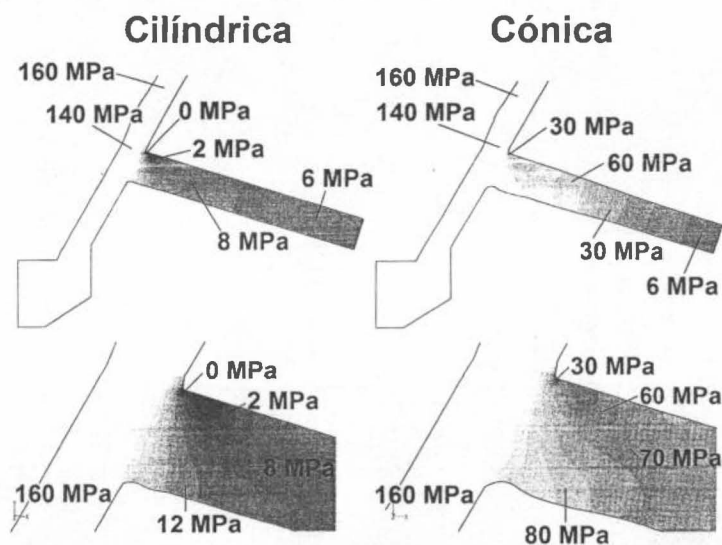


Figura 19.6 Resultados de la simulación CFD del flujo interno para una tobera cilíndrica y para una tobera convergente para una presión de inyección de 160 MPa y presión de descarga de 6 MPa.

19.4.1 Tasa de inyección. Definición, equipos de medida y principio de medida

Una de las características que definen al sistema de inyección es la tasa de inyección (o ley de entrega de combustible). Este parámetro se define como el gasto másico instantáneo a la salida del orificio del inyector (o la suma del de todos los orificios en el caso más general y habitual de una tobera multiorificio). El dispositivo que permite su medida recibe el nombre de tasímetro o caudalímetro, y su principio de funcionamiento está estandarizado existiendo diversos métodos entre los que se puede destacar el sistema Bosch de tubo anecoico, también llamado método del tubo largo. En la Figura 19.7 se muestran dos fotografías de dispositivos basados en este principio.

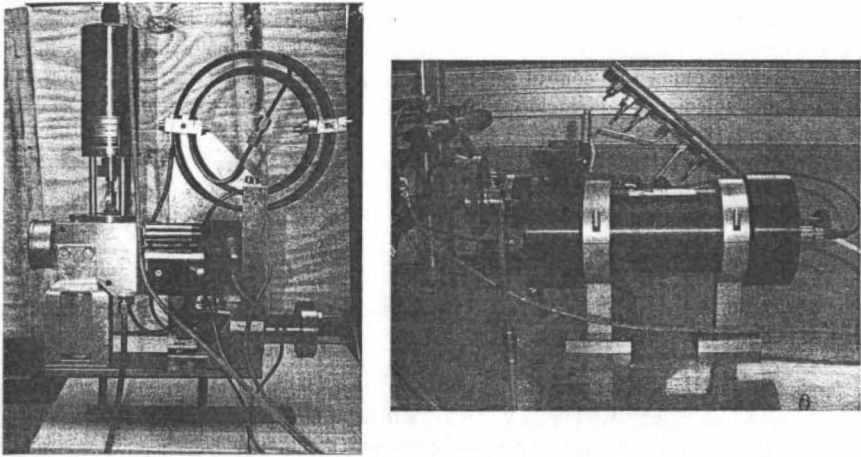


Figura 19.7 Equipos existentes para la medida de la tasa de inyección.

En este sistema, el inyector se monta en una cámara cerrada de forma tubular que se encuentra llena de combustible. Mediante una válvula de regulación, el combustible presente en el interior del tasímetro se mantiene a la presión de descarga o contrapresión deseada (esta presión se regula al nivel que se desee para simular la contrapresión que encuentra el inyector cuando libera el combustible en la cámara de combustión).

Una vez comienza la inyección, la entrada de combustible en el sistema genera una onda de presión que es medida por un captador piezoeléctrico situado lo más cerca posible del inyector para limitar el desfase entre el instante en que se produce la inyección y aquél en el que se produce la medida de dicha variación de presión. La onda de presión generada viaja a lo largo del tubo de sección constante desde los orificios de descarga (cámara de descarga) hasta el depósito del tasímetro situado en el otro extremo del tubo, donde es parcialmente atenuada. Cuando la onda llega a dicho depósito, debido al cambio de diámetro del tubo respecto al depósito se produce una onda reflejada que se desplaza en sentido contrario al de la onda principal, es decir, hacia el inyector. Esta onda reflejada podría alterar la señal de presión medida por lo que es necesario evitar que esta onda secundaria interactúe con la onda primaria. Es por ello que en este tipo de instalaciones se utilizan tubos en los que la relación entre la longitud y el diámetro sea lo más grande posible. Es igualmente conveniente atenuar suficientemente rápido esta onda con el fin de que no perturbe el resultado de la medida de una inyección posterior. La amplitud de la onda reflejada depende de la geometría del sistema y de las condiciones de inyección. Una válvula de control permite cambiar la configuración del extremo del tubo y así limitar los efectos de las ondas reflejadas sobre la medida en función de las condiciones de funcionamiento. La longitud del tubo también desempeña un papel importante en la atenuación de las ondas por fricción con las paredes.

Registrada la señal de presión aguas abajo de los orificios de descarga, ésta debe ser tratada para relacionarla con el flujo másico de combustible inyectado. Para ello se ha de plantear el estudio de la propagación de una onda dentro de un tubo de sección constante, A_1 , que se propaga a la velocidad del sonido, a , y provoca una variación de la velocidad del fluido en el tubo, Δu .

Considerando un volumen de control constituido por una porción de tubo, de longitud suficiente y sección A_i , y suponiendo los efectos de gravedad despreciables, las únicas fuerzas aplicadas sobre el volumen de control son las de presión. La ecuación de conservación de la cantidad de movimiento en la dirección del tubo, aplicada a este volumen de control, se traduce en la siguiente expresión:

$$(p_0 + \Delta p)A_i - p_0A_i = \rho A_i a \Delta u \quad (19.1)$$

que simplificada conduce a la ecuación de Allievi:

$$\Delta p = \rho a \Delta u \quad (19.2)$$

Por otra parte, la expresión de la variación del caudal másico, \dot{m} , al paso de la onda de presión se puede expresar como:

$$\dot{m} = \rho A_i \Delta u \quad (19.3)$$

Combinando las ecuaciones (19.2) y (19.3) se obtiene la expresión del gasto másico instantáneo en función de la variación de presión instantánea respecto de la presión de reposo:

$$\dot{m} = \frac{A_i}{a} \Delta p \quad (19.4)$$

Mediante esta ecuación, y conociendo la sección del tubo del tasímetro y la velocidad del sonido en el combustible a dicha presión y temperatura, queda determinado el caudal instantáneo inyectado o tasa de inyección. Es importante destacar que la velocidad del sonido depende especialmente de la temperatura del combustible, por lo que será necesario conocer una correlación de este parámetro a fin de poder determinar la tasa de inyección con precisión. Este tipo de correlación puede determinarse mediante instalaciones experimentales dispuestas a tal fin.

La medición de un ensayo de tasa de inyección se puede realizar bien extrayendo uno de los inyectores de la culata del motor o bien accionando el sistema de inyección completo en un banco de medida donde la bomba del sistema es accionada mediante un motor eléctrico. En ambos casos el procedimiento de medida será similar y la señales que se registran son la presión instantánea a la entrada del inyector, la señal de comando del inyector (pulso eléctrico: bien la intensidad o bien el voltaje) y la señal de tasa obtenida siguiendo el procedimiento descrito.

En la Figura 19.8 se observa una entrega de combustible en diversas etapas, tal y como suele ser habitual en los modernos sistemas de inyección de control electrónico. En la parte superior se observa la evolución temporal de la señal de comando del inyector. En este caso se trata de un inyector accionado mediante un cristal piezoeléctrico que se excita en mayor o menor proporción en función de la tensión de alimentación. En la parte central de la figura se representa la evolución de la presión a la entrada del inyector. En un sistema tipo *common rail* esta presión se mantiene aproximadamente constante durante todo el proceso de inyección. En ella se observa que para, este caso particular, la presión toma un valor de 160 MPa justo al comienzo de la inyección, y cómo debido a la inyección del combustible se produce una pequeña caída de presión, más importante cuanto mayor es la cantidad de combustible inyectado. Por último, en la parte baja de la figura se muestra la gráfica de la tasa de inyección, obtenida mediante un caudalímetro de tipo tubo anecoico como los representados en la Figura 19.7. En esta inyección tenemos tres eventos consecutivos. Una pequeña cantidad de combustible se inyecta al principio, denominada inyección piloto y encargada fundamentalmente de reducir el ruido producido por la fase de combustión premezclada, una inyección principal encargada de

la generación de potencia del motor, y una postinyección utilizada para reducir las emisiones contaminantes (oxidación de partículas).

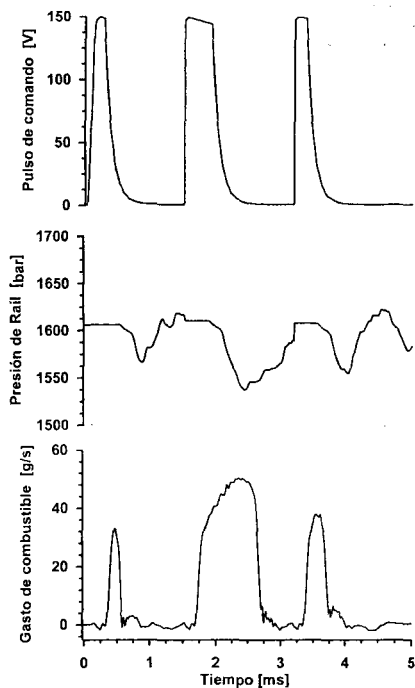


Figura 19.8 Resultado de un ensayo de tasa de inyección. Presión de inyección 160 MPa, presión de descarga 6 MPa.

19.4.2 Flujo de cantidad de movimiento. Definición y principio de medida

Uno de los parámetros más influyentes en el posterior desarrollo del chorro y que, al mismo tiempo, recoge información sobre los fenómenos que acontecen en el interior de los orificios, es el flujo de cantidad de movimiento. Éste se puede caracterizar midiendo la fuerza de impacto del chorro contra una pequeña placa enfrentada al orificio correspondiente [2,3]. Dicha placa hace las veces de diana protectora de un captador de presión piezoeléctrico calibrado para medir la fuerza de impacto. El inyector y la placa de medida de la fuerza de impacto han de encontrarse en un recinto en el que la presión pueda regularse (para poder reproducir el efecto de la contrapresión que existe aguas abajo del inyector cuando éste se encuentra montado en el motor). Haciendo girar el inyector respecto a su eje de simetría se pueden medir, sucesivamente, todos y cada uno de los orificios.

El principio de funcionamiento está indicado en la Figura 19.9, donde asumiendo una presión uniforme en la cámara de descarga y que, tras el impacto en la diana, el chorro se deflecta perpendicularmente al eje del mismo, la medida de la fuerza de impacto en una sección alejada de la salida del orificio es idéntica al flujo de cantidad de movimiento a la salida de la tobera.

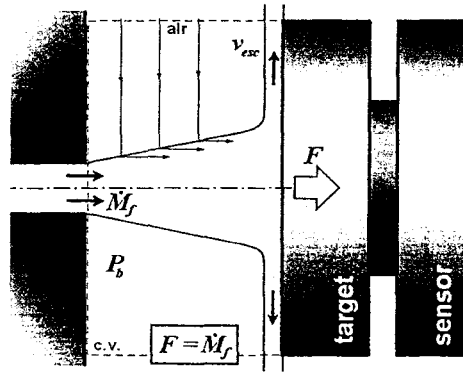


Figura 19.9 Principio de medida del flujo de cantidad de movimiento.

La medida de cantidad de movimiento es una medida individual para cada orificio, de manera que, además de la utilidad de la medida en sí, y que quedará de manifiesto a lo largo de este capítulo, es a la vez una herramienta muy útil que permite caracterizar la dispersión de funcionamiento de un orificio a otro y que puede ser debida a diferentes motivos, tales como diferencias en el proceso de fabricación o derivadas del propio uso del inyector: ensuciamiento u obstrucción de los orificios con el tiempo, flexión de la aguja del inyector, etc.

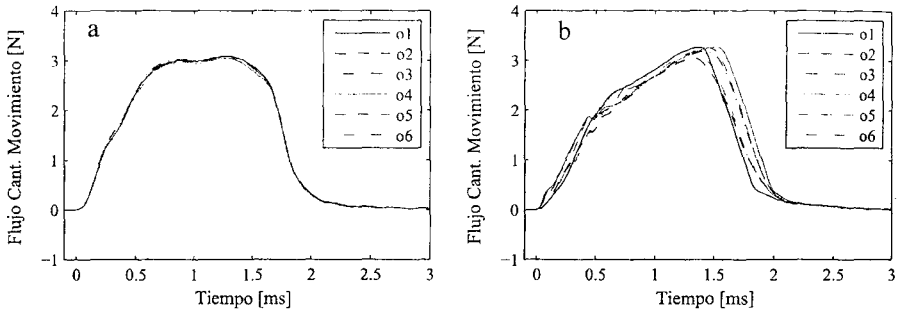


Figura 19.10 Medida del flujo de cantidad de movimiento para dos toberas Diesel: (a) orificios con misma inclinación, (b) orificios con distinta inclinación.

Como ejemplo, en la Figura 19.10 se observa la medida del flujo de cantidad de movimiento para dos toberas diferentes. En la Figura 19.10 (a) se representan los resultados para el caso de los seis orificios de una tobera de un inyector de un motor con cuatro válvulas por cilindro. En este tipo de motor el inyector se monta en la culata centrado, alineado con el eje del cilindro. En este caso la inclinación de los orificios respecto al eje del inyector es la misma para conseguir un reparto homogéneo del combustible en la cámara de combustión. Tal como se puede apreciar, la dispersión entre orificios es insignificante. Por el contrario, en la Figura 19.10 (b) están representados los resultados de los seis orificios de una tobera de un inyector de un motor de dos válvulas por cilindro. En este caso, el inyector se monta en la culata con un cierto ángulo de inclinación, de tal manera que, para conseguir un reparto de combustible

homogéneo en la cámara de combustión, los orificios tienen diferente inclinación con respecto al eje del inyector. Como consecuencia, en los resultados del flujo de cantidad de movimiento se puede advertir una clara dispersión orificio a orificio fruto de esa diferente inclinación. En ambos casos el punto de ensayo corresponde a una presión de inyección de 140 MPa y una presión de descarga de 5 MPa, siendo el tiempo de excitación del inyector igual a 1000 μ s.

Además de su importancia por la repercusión en el comportamiento del chorro, esta medida resulta muy interesante ya que, combinada con la medida de tasa, permite obtener la velocidad de salida del combustible y la sección efectiva de los orificios de descarga [2]. Como se estudiará en la sección 19.8, la velocidad efectiva de inyección del combustible y la sección efectiva de inyección representan un papel muy importante en el tiempo y la longitud característica de mezcla respectivamente, y por lo tanto ambos son también indicadores de las prestaciones del sistema de inyección, como también lo son la rapidez y flexibilidad del sistema.

Para deducir ambos parámetros supongamos un flujo a la salida como el representado en la Figura 19.11. En ella se muestra una situación genérica (a) que en el caso más complejo considera la presencia de burbujas provenientes de la cavitación originada en la esquina de entrada al orificio. En dicha situación, el flujo a la salida se caracteriza por un perfil de densidad, afectado en mayor o menor medida por la presencia de vapor y un perfil de velocidad, consecuente también con la presencia de las paredes, el nivel de turbulencia y la propia cavitación. Por otra parte, el flujo sale al exterior a través del área geométrica real del orificio. Dicha situación se puede simplificar si consideramos un flujo equivalente (obviamente con los mismos valores de flujo másico y flujo de cantidad de movimiento) que fluye a través de un área efectiva de inyección, con una densidad constante e igual a la del líquido y una velocidad efectiva uniforme a lo largo de la sección efectiva de inyección.

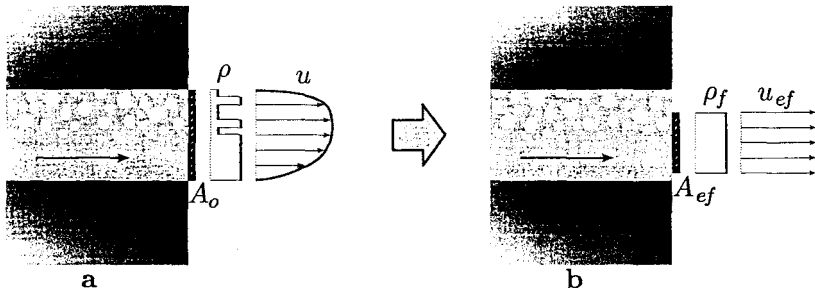


Figura 19.11 Representación del flujo a la salida de una tobera: (a) situación real, (b) situación equivalente simplificada.

El gasto másico, en función de las variables características del flujo en ambas situaciones, se puede representar como:

$$\dot{m}_f = \int_{A_o} \rho u dA = A_{ef} \rho_f u_{ef} \quad (19.5)$$

y el flujo de cantidad de movimiento como:

$$\dot{M}_f = \int_{A_o} \rho u^2 dA = A_{ef} \rho_f u_{ef}^2 \quad (19.6)$$

Combinando ambas ecuaciones se puede obtener tanto la velocidad efectiva como el área efectiva a la salida de la tobera:

$$u_{ef} = \frac{\dot{M}_f}{\dot{m}_f} \quad (19.7)$$

$$A_{ef} = \frac{\dot{m}_f^2}{\rho_f \dot{M}_f} \quad (19.8)$$

En la Figura 19.12 se muestra una representación de la evolución temporal de la velocidad efectiva para un sistema *common rail* trabajando a una presión de inyección de 200 MPa y presión de descarga de 5 MPa y con una duración de inyección relativamente pequeña. En ella se observa que existe un menor valor nominal al inicio y final de la inyección debido a la restricción que provoca la aguja durante su levantamiento y cierre. En función del tipo de accionamiento, así como del punto de funcionamiento, tendremos mayor o menor velocidad de apertura y por tanto se alcanzará con mayor celeridad la máxima velocidad efectiva.

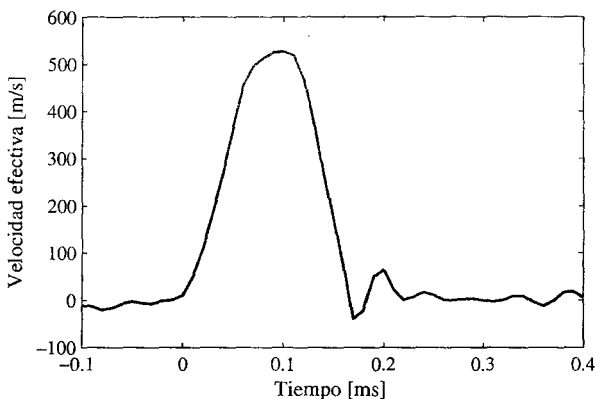


Figura 19.12 Resultados de velocidad efectiva para 200 MPa de presión de inyección y 5 MPa de presión de descarga.

El resultado mostrado en la Figura 19.12 se ha obtenido combinando la medida de flujo de cantidad de movimiento y gasto másico instantáneo aplicando la ecuación (19.7). Observando la figura se muestra claramente cómo en los sistemas de inyección modernos se pueden alcanzar velocidades superiores a los 500 m/s. Otro aspecto de no menor importancia son los fenómenos altamente transitorios que se derivan de los procesos de apertura y cierre del inyector, en este caso claramente puesto de manifiesto sobre la velocidad de inyección.

19.4.3 Parámetros característicos del flujo interno

Uno de los parámetros más empleados a la hora de evaluar el flujo a través de los orificios de inyección es el coeficiente de descarga. Éste se define como el caudal másico real frente al máximo teórico. Para obtener el caudal teórico, primero hay que evaluar la velocidad máxima para un salto de presiones dado. Ésta se obtiene planteando la ecuación de Bernoulli entre un

punto aguas arriba del orificio y justo a la salida del orificio y suponiendo pérdidas nulas. Así pues, suponiendo despreciable la velocidad del fluido aguas arriba, se obtiene.

$$\frac{p_i}{\rho_f} = \frac{p_b}{\rho_f} + \frac{1}{2} u_{teo}^2 \quad (19.9)$$

donde p_i y p_b son la presión aguas arriba y aguas abajo respectivamente y ρ_f es la densidad del combustible. Despejando de esta ecuación y teniendo en cuenta que la caída de presión en el orificio se calcula como $\Delta p = p_i - p_b$, la velocidad máxima teórica, también conocida como velocidad de Bernoulli, queda determinada como:

$$u_{teo} = \sqrt{2\Delta p / \rho_f} \quad (19.10)$$

Suponiendo que el combustible ocupa toda la sección geométrica de salida, A_o , el caudal teórico vendrá dado por:

$$\dot{m}_{teo} = A_o \rho_f u_{teo} \quad (19.11)$$

Por lo tanto el coeficiente de descarga C_d , expresado en términos de la caída de presión quedará como:

$$C_d = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_{teo}} = \frac{\dot{m}_f}{A_o \sqrt{2\rho_f \Delta p}} \quad (19.12)$$

Este coeficiente se puede desdoblar en dos coeficientes. Uno que tenga en cuenta la reducción de área, bien debido a desdoblamiento de vena o bien debido a existencia de fase vapor, y otro que cuantifique las pérdidas de velocidad:

$$C_v = \frac{u_{ef}}{u_{teo}} \quad (19.13)$$

$$C_a = \frac{A_{ef}}{A_o} \quad (19.14)$$

$$C_d = C_v C_a \quad (19.15)$$

Ambos coeficientes están relacionados como se observa en la ecuación (19.15). Es habitual en sistemas de inyección Diesel del tipo *common rail* utilizar como valor de presión de inyección la presión en el acumulador o raíl, debido a que las pérdidas de presión entre el raíl y la entrada del orificio de inyección representan menos del 10%. Si éste es el criterio seleccionado, tanto el coeficiente de descarga como el coeficiente de velocidad o de área tendrán en cuenta no sólo las pérdidas en el orificio sino las pérdidas en todo el sistema de inyección.

Para mostrar la utilidad de los coeficientes de flujo se presenta en la Figura 19.13 y en la Figura 19.14 la evolución de estos coeficientes para el caso de una tobera cónica y una tobera cilíndrica, respectivamente, y en condiciones de levantamiento de aguja máximo.

En el caso de la tobera cónica, y por lo tanto en condiciones no cavitantes, el coeficiente de descarga depende del salto de presión, o más generalmente del número de Reynolds, definido éste como:

$$\text{Re} = \frac{\phi_{ef} u_{ef}}{\nu_f} \quad (19.16)$$

con

$$\phi_{ef} = C_a^{0.5} \phi_o \quad (19.17)$$

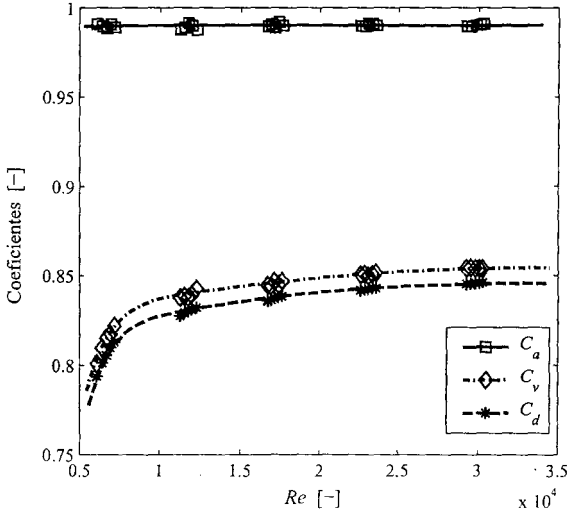


Figura 19.13 Coeficiente de descarga, coeficiente de velocidad y coeficiente de área para una tobera cónica (distintas presiones de inyección y de descarga).

Como se observa en la figura, el comportamiento del coeficiente de descarga frente al número de Reynolds es de crecimiento asintótico hasta un valor máximo que en general depende de la geometría, y que para este caso en particular es de 0,85. El coeficiente de descarga depende del nivel de turbulencia en el flujo interior del orificio, de tal manera que, para bajos valores del Reynolds, éste aumenta de manera importante cuando se incrementa el número de Reynolds. En estas condiciones del flujo, donde dicho coeficiente es muy sensible a las variaciones del número de Reynolds, el flujo tiene un carácter laminar. Para valores más altos del número de Reynolds, el coeficiente de descarga tiende a estabilizarse a un valor asintótico, siendo mucho menos sensible al incremento del número de Reynolds. Este comportamiento es característico de un flujo turbulento.

En cuanto al resto de coeficientes, el coeficiente de área en este caso toma un valor próximo a la unidad, característico en flujos no cavitantes y con poco despegue de la vena fluida, propios de geometrías convergentes como la aquí analizada. El comportamiento del coeficiente de velocidad es similar a la tendencia del coeficiente de descarga, teniendo en cuenta la ecuación (19.15) y el comportamiento del coeficiente de área previamente descrito.

En el caso de la tobera cilíndrica, dado su carácter cavitante, es conveniente representar los coeficientes de flujo en función del número de cavitación, K . Este parámetro se define como:

$$K = \frac{P_i - P_v}{P_i - P_b} \approx \frac{P_i}{P_i - P_b} \quad (19.18)$$

Es decir, el número de cavitación, K , representa la relación entre la presión de inyección menos la presión de vapor y el salto total de presión al que se somete la tobera. Es habitual simplificar la ecuación debido al reducido valor de la presión de vapor respecto al resto. A raíz de esta definición, se deduce que cuanto mayor es el salto de presión menor es el número de cavitación y mayor es la susceptibilidad a cavitación de la tobera.

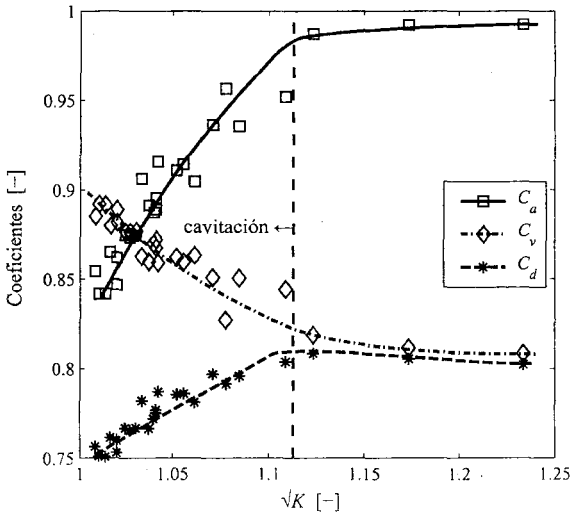


Figura 19.14 Coeficiente de descarga, coeficiente de velocidad y coeficiente de área para una tobera cilíndrica (distintas presiones de inyección y de descarga).

El salto de presión para el que la cavitación comienza permite definir el número de cavitación crítico, K_{crit} , a partir del cual, si seguimos aumentando el salto de presión, o lo que es lo mismo, disminuyendo el número de cavitación, la intensidad de la cavitación aumenta. En la Figura 19.14 los coeficientes de flujo se representan en función de \sqrt{K} . En ella, se establecen dos zonas diferenciadas: la zona no cavitante y la zona cavitante separadas por una línea discontinua que indica en el eje de abscisas el valor de $\sqrt{K_{crit}}$. El comportamiento en la parte no cavitante muestra valores altos y prácticamente constantes de los coeficientes. Teniendo en cuenta el comportamiento antes descrito para la tobera cónica, esto indicaría que el flujo en el interior de los orificios es turbulento y el coeficiente de descarga apenas experimenta un crecimiento con la disminución de \sqrt{K} . Hay que hacer notar en este caso que un incremento del número de Reynolds por incremento del salto de presión significa una disminución en el parámetro \sqrt{K} . En esta zona no cavitante, el coeficiente de área toma valores cercanos a la unidad ya que toda la sección de salida del orificio está ocupada por la fase líquida, siendo los valores del coeficiente de velocidad próximos a los del coeficiente de descarga.

Sin embargo, a partir del comienzo de la cavitación, y conforme ésta aumenta, el coeficiente de área disminuye fuertemente por la presencia del vapor y el coeficiente de velocidad aumenta, aunque sin llegar a compensar la caída del primero, dando como resultado un descenso brusco del coeficiente de descarga. El incremento en el coeficiente de velocidad se justifica por la disminución de la fricción al existir vapor a lo largo de la pared de los orificios.

19.5 Descripción general del chorro Diesel

Cronológicamente, el primer fenómeno que tiene lugar una vez que el combustible abandona la tobera y penetra en el seno del gas ambiente es la atomización de la vena líquida [4]. A partir de cierto instante y de una determinada distancia axial desde el orificio de la tobera,

conocida como longitud intacta o de rotura, se transforma dicha vena en una colección de gotas dando lugar a la atomización primaria. Tras este proceso de atomización primaria de la vena líquida, estas gotas pueden continuar disgregándose y reduciendo su diámetro (atomización secundaria) o puede ocurrir que algunas de ellas choquen entre sí aumentando el diámetro (coalescencia), por lo que al final del proceso se obtiene una distribución de tamaño de gotas más o menos heterogénea. El proceso de atomización es importante puesto que favorece el proceso físico de mezcla entre el gas ambiente y el combustible (englobamiento de aire), ya que aumenta fuertemente la superficie de contacto entre ambos. Es precisamente ese englobamiento de aire caliente fruto de la compresión en el cilindro previo a la inyección lo que lleva a la evaporación del combustible, constituyendo la concatenación de todos estos fenómenos el retraso físico previo al proceso de combustión.

En cuanto al aspecto macroscópico del chorro Diesel, se puede distinguir una primera fase incipiente, al comienzo de la inyección, donde el combustible es expulsado a alta velocidad por los orificios de la tobera contra un ambiente más o menos denso en función de las condiciones operativas. En esta situación, el proceso de atomización se pone en marcha. La Figura 19.15 muestra dos ejemplos de un chorro en su fase incipiente, a tan solo 1,5 mm del orificio de salida. En dicha figura, en la parte derecha se muestra el caso con una presión de inyección de 30 MPa, mientras que en la parte izquierda se muestra el caso con una presión de inyección de 80 MPa. En ambos casos, aunque de una manera más acentuada en el segundo, se advierten irregularidades en la superficie del chorro fruto de la interacción con el gas ambiente que lleva a la disgregación de la vena de fluido inicial. En este caso el chorro se encuentra muy influenciado por la dinámica de la aguja de la tobera del inyector, que se encuentra en fase de levantamiento más que por la propia geometría del orificio de descarga.

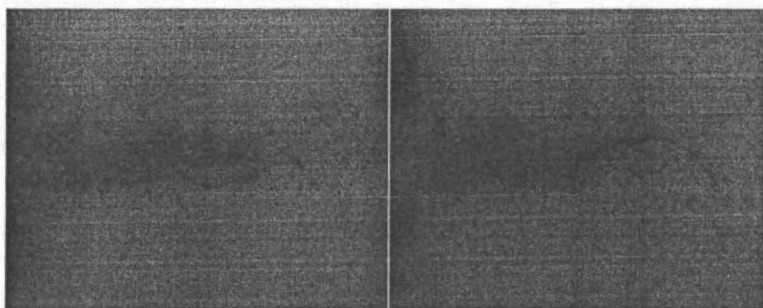


Figura 19.15 Inyección incipiente. Presiones de inyección de 30 MPa (derecha) y 80 MPa (izquierda). Presión de descarga del MPa. Campo de visión 1.5 mm.

En un grado mayor de desarrollo, una vez superado el transitorio de levantamiento de aguja, y por lo tanto instaurándose condiciones estacionarias de presión aguas arriba de los orificios de descarga de la tobera, el aspecto macroscópico del chorro cambia sustancialmente. Debido a los fenómenos de atomización y englobamiento de aire, el chorro Diesel adquiere un aspecto de cono con un frente de tipo semielíptico como el mostrado en la Figura 19.16 en el caso de una tobera de 7 orificios inyectando sobre un ambiente denso pero a temperatura ambiente y por lo tanto en condiciones no evaporativas. Si bien el chorro Diesel en condiciones operativas reales es inyectado en un ambiente denso y caliente fruto de la compresión del aire, el estudio del chorro, en condiciones de densidad iguales a las reales pero en condiciones no

evaporativas, permite a los investigadores indagar sobre aspectos básicos de su estructura y comportamiento que básicamente sólo van a diferir respecto a las condiciones reales en la no existencia de evaporación del mismo. El caso representado en la Figura 19.16 correspondería a la visualización en maqueta presurizada donde se alcanzan condiciones de presión y densidad equiparables a las reales en motor pero a temperatura ambiente. En ella, se puede apreciar la evolución de los chorros de una tobera con 7 orificios para tres instantes diferentes desde el comienzo de la inyección: 50 μ s, 225 μ s y 650 μ s respectivamente.

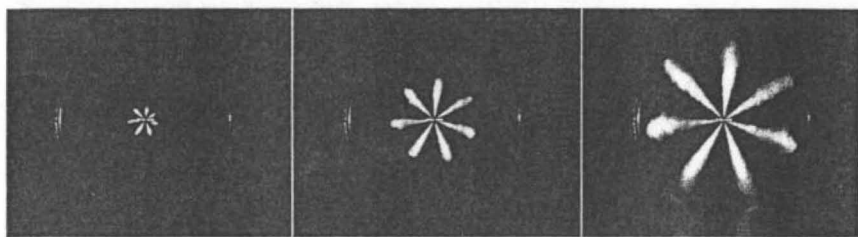


Figura 19.16 Aspecto macroscópico de los chorros Diesel en una tobera de 7 orificios para tres instantes diferentes. Presión de inyección 180 MPa, presión de descarga 5 MPa.

19.6 El proceso de atomización de un chorro Diesel. Regímenes de atomización

Según Lefebvre [4], existen varios regímenes de atomización dependiendo de la velocidad del chorro o, más exactamente, del número de Reynolds. Dichos regímenes son los siguientes:

- Régimen de Rayleigh, para muy bajas velocidades de inyección.
- Primer régimen inducido por interacción aerodinámica.
- Segundo régimen inducido por interacción aerodinámica.
- Régimen de atomización, para altas velocidades de inyección.

Se describe a continuación la fenomenología que acontece en cada uno de esos regímenes tomando como referencia la Figura 19.17, donde se muestra un esquema de cada uno de ellos.

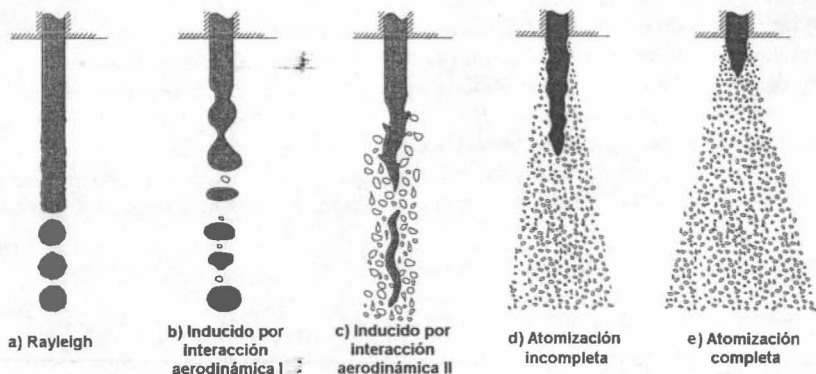


Figura 19.17 Regímenes de atomización.

Régimen de Rayleigh

Para bajas velocidades de inyección, del orden de 10 m/s, la atomización de la vena líquida se debe básicamente a la tensión superficial. Se crean deformaciones radiales axisimétricas por la interacción entre las perturbaciones iniciales en la superficie del chorro y las fuerzas de tensión superficial. Estas deformaciones aumentan hasta provocar la ruptura de la vena líquida en gotas de diámetro uniforme. Este comportamiento se puede apreciar en la Figura 19.17 (a).

Primer régimen inducido por interacción aerodinámica

Para velocidades de inyección más elevadas, el efecto de las fuerzas aerodinámicas aumenta debido a la velocidad relativa entre la vena líquida y el gas ambiente. Este régimen presenta dos modos diferentes:

- Para las velocidades más bajas la interacción aerodinámica amplifica las inestabilidades axisimétricas debidas a las fuerzas de tensión superficial. Este fenómeno produce un chorro con bulbos importantes y se traduce en una atomización más rápida, con la generación de gotas cuyo diámetro es del mismo orden de magnitud que el de la vena líquida.
- Para velocidades más altas, las fuerzas aerodinámicas cobran importancia frente a las de tensión superficial. El chorro, que conserva una sección relativamente uniforme, oscila alrededor de su eje de simetría inicial. Con esta oscilación, el chorro adquiere una forma helicoidal, alargándose. La disminución de la sección de la vena líquida provoca la atomización del líquido, de forma similar al caso anterior, como se puede apreciar en la Figura 19.17 (b).

Segundo régimen inducido por interacción aerodinámica

A medida que aumenta la velocidad de inyección, las fuerzas aerodinámicas empiezan a ser preponderantes. La superficie cilíndrica de la vena líquida se cubre de oscilaciones de pequeña escala generadas por la turbulencia a la salida del inyector pero también, y en gran medida, por la interacción aerodinámica. Estas perturbaciones transversales se ven amplificadas por las fuerzas aerodinámicas hasta llegar a la separación de gotas de combustible tal como se aprecia en la Figura 19.17 (c). La distancia entre el orificio de salida y el inicio de la separación de las gotas es función de la velocidad de inyección. El diámetro de estas gotas es del orden de la longitud de onda de las perturbaciones.

Régimen de atomización

En el régimen de atomización, la separación de las gotas ocurre cada vez más cerca del orificio a medida que aumenta la velocidad de inyección. A partir de una cierta velocidad, la atomización empieza justo en la salida del orificio. Se observa entonces un cambio en el comportamiento global del chorro que marca el inicio del régimen de atomización. No existe una clara discontinuidad respecto al régimen anterior pero debido a que las velocidades son más elevadas, otros mecanismos (turbulencia, cavitación, etc.) empiezan a aparecer. El aspecto del chorro mostrado en la Figura 19.17 (d y e) sería representativo del comportamiento real observado bajo estas condiciones. En ellas se ha distinguido un régimen de atomización incompleta y otro, a mayor velocidad de inyección, de atomización completa. La diferencia entre ambos es la menor longitud de rotura y el mayor ángulo del chorro en el caso de la atomización completa frente a la atomización incompleta.

Diversos resultados experimentales muestran cómo, debido a las elevadas velocidades con las que los sistemas de inyección son capaces de introducir el combustible, usualmente se

puede considerar que los regímenes de atomización en el que se encuentra un chorro Diesel no evaporativo (y no reactivo) en condiciones normales de funcionamiento son el segundo régimen inducido por interacción aerodinámica y el denominado régimen de atomización, si bien el primero con mucha menor frecuencia que el segundo, que pasa a ser mucho más importante conforme aumenta la presión de inyección y disminuye el diámetro de la tobera.

19.6.1 Análisis dimensional del proceso de atomización primaria

Los parámetros que intervienen en el proceso de atomización primaria son los siguientes:

- La densidad del aire: ρ_a [kg/m³]
- La velocidad de inyección (relativa líquido-aire): u_{ef} [m/s]
- Tamaño característico (diámetro efectivo del orificio): ϕ_{ef} [m/s]
- Densidad del combustible: ρ_f [kg/m³]
- Viscosidad del combustible: μ_f [kg/ms]
- Tensión superficial del combustible: σ_f [kg/s²]

Puesto que hay seis parámetros identificados que contienen tres magnitudes fundamentales, de acuerdo con el teorema Pi de Buckingham podemos agrupar tres números adimensionales que representan el problema físico. Los grupos que controlan el proceso de atomización primaria serían: el cociente de densidades:

$$\rho_a / \rho_f \quad (19.19)$$

el número de Reynolds, Re, definido en la ecuación (19.16), y el número de Weber, We:

$$We = \frac{\rho_f u_{ef}^2 \phi_{ef}}{\sigma_f} \quad (19.20)$$

Mientras que el número de Reynolds representa el cociente entre las fuerzas de inercia y las fuerzas viscosas en el interior de la vena líquida, el número de Weber cuantifica la importancia relativa de la inercia del fluido, que contribuiría al proceso de atomización de la vena líquida, frente a su tensión superficial que se opondría a la rotura de la misma.

Adicionalmente, se podría sustituir cualquiera de los dos grupos anteriores por cualquiera de los dos siguientes, dependientes de ambos: el número de Taylor, Ta:

$$Ta = \frac{Re}{We} = \frac{\sigma_f}{\mu_f u_{ef}} \quad (19.21)$$

y el número de Ohnesorge, Oh:

$$Oh = \frac{\sqrt{We}}{Re} = \frac{\mu_f}{\sqrt{\rho_f \phi_{ef} \sigma_f}} \quad (19.22)$$

Representando el valor de la longitud de rotura, L_b y el ángulo del chorro θ , ambos en función del número de Weber, se observa un comportamiento como el descrito en la Figura 19.18 [4]. En ella, la longitud de rotura experimenta una variación en función del régimen de atomización acorde con lo mostrado gráficamente a nivel cualitativo en la Figura 19.17. En cuanto al ángulo del chorro, éste parámetro no existe como tal en los regímenes de Rayleigh y primer régimen inducido por interacción aerodinámica, y sí, en cierta medida, en el segundo régimen inducido por interacción aerodinámica, y especialmente en el régimen de atomización. Tal como se vio en la Figura 19.17, es especialmente notable la drástica reducción de la longitud de rotura durante el régimen de atomización acompañada del incremento sustancial en el ángulo del chorro hasta la estabilización de ambos.

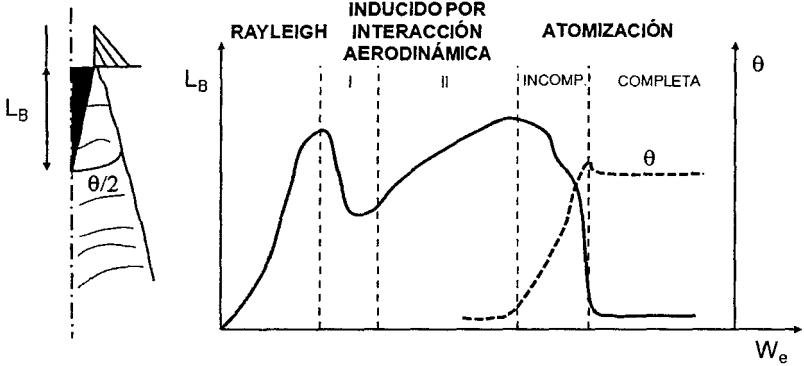


Figura 19.18 Longitud de rotura y ángulo del chorro Diesel en función del número de Weber.

En la Figura 19.19 se muestran las superficies frontera entre los diferentes regímenes de atomización en función de tres de los números adimensionales planteados anteriormente. Como se observa, la atomización del combustible se intensifica a altos números de Ohnesorge y de Reynolds y también con el crecimiento del cociente de densidades. No obstante, de acuerdo con el comportamiento mostrado en la gráfica, la influencia de este último parámetro sobre la atomización se muestra bastante importante para valores del cociente de densidades bajos mientras que deja de tener influencia a partir de un determinado valor crítico de dicho cociente. Este comportamiento se manifiesta a través del paralelismo de dichas superficies frontera con respecto al eje que muestra la variación de ese parámetro.

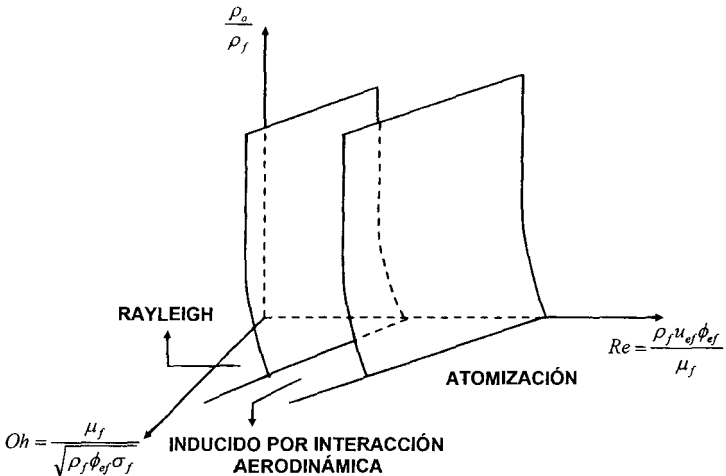


Figura 19.19 Diferentes regímenes de atomización en función de tres números adimensionales [5].

Si fijamos un valor del cociente de densidades, la representación mostrada en la Figura 19.19 se simplifica obteniéndose la Figura 19.20, función exclusivamente del número de Ohnesorge y del número de Reynolds ([4]).

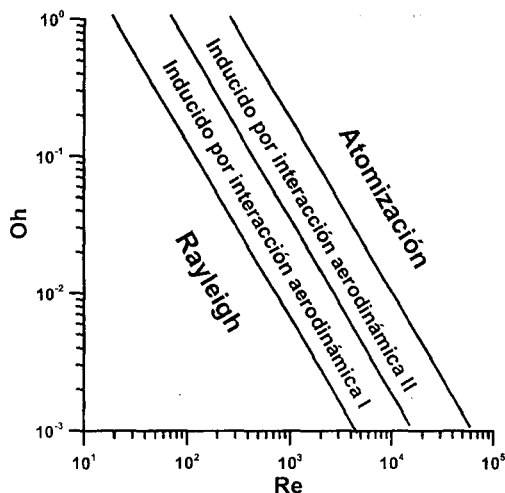


Figura 19.20 Regímenes de atomización [4].

En la sección siguiente pasamos a describir los diferentes mecanismos que pueden llevar a la vena fluida a atomizarse.

19.6.2 Mecanismos de atomización de la vena líquida o atomización primaria

Los fenómenos asociados al proceso de atomización de la vena líquida son aún en parte desconocidos. A pesar de los numerosos estudios experimentales realizados no existe por el momento una teoría capaz de explicar todos los comportamientos observados.

Se cree que la atomización es debida a la superposición de diversos mecanismos independientes que, en función de las condiciones de inyección, pueden cobrar más o menos importancia relativa. Dichos mecanismos se explican a continuación.

Ruptura debida a inestabilidades aerodinámicas

Es probable que el crecimiento de las perturbaciones inestables en la superficie del chorro se incremente cuanto mayor es la velocidad relativa líquido-gas ambiente. En ese caso, el mecanismo que controla el segundo régimen inducido por interacción aerodinámica se reproduce: las inestabilidades de las ondas de alta frecuencia presentes en la superficie de la vena, causadas por variaciones locales de presión en el gas y el líquido, forman finos ligamentos. El diámetro de la vena líquida va disminuyendo a medida que se aleja del inyector en razón de esta pérdida de líquido. Los ligamentos se rompen por la acción de las fuerzas de tensión superficial y/o de la interacción aerodinámica con el gas ambiente. Este mecanismo ha sido estudiado teóricamente por varios autores [4, 5] basándose principalmente en el análisis lineal de Taylor. Para velocidades de inyección relativamente bajas, cerca del segundo régimen inducido por interacción aerodinámica, este análisis lineal concuerda bien con los resultados

experimentales. Sin embargo, a medida que va aumentando la velocidad de inyección, la tasa de atomización y el ángulo de apertura de los chorros estimados teóricamente son menores que los caracterizados experimentalmente, poniendo de manifiesto que existen entonces otros efectos importantes que favorecen el proceso de atomización. Adicionalmente, la teoría aerodinámica no considera la influencia de la geometría del orificio, que tiene un efecto muy importante en el caso de la inyección Diesel. En consecuencia, no es posible explicar el fenómeno de atomización del chorro Diesel únicamente por el análisis de las inestabilidades en la superficie de la vena líquida.

Turbulencia

Diversos autores han descrito la turbulencia como una de las causas principales de la atomización. Esta turbulencia se generaría en los orificios de la tobera del inyector. Dentro del orificio, la componente radial de la velocidad turbulenta está contenida por las paredes del orificio. Sin embargo, a la salida del inyector, la componente radial de las fluctuaciones turbulentas expulsa el combustible fuera de la vena líquida, provocando la atomización. Este mecanismo permite explicar la atomización de chorros inyectados en el vacío y para los cuales no existe interacción aerodinámica posible con el ambiente. Por otra parte, es evidente que no es el único mecanismo de la atomización de un chorro Diesel ya que es ajeno a las grandes variaciones de comportamiento del chorro en función de la densidad del gas.

Cavitación

Otras de las causas importantes de la atomización está ligada a éste fenómeno [6, 7]. Este fenómeno depende fuertemente de las características geométricas del inyector así como de las condiciones de operación. La influencia de la cavitación sobre el proceso de atomización puede ser de dos tipos. Por una parte, la aparición de cavitación suele provocar la separación del flujo respecto a la pared del orificio. Esta separación y el eventual posterior contacto del flujo contra la pared, en el caso de existir colapso de la cavidad a lo largo del orificio, provocarían un incremento de la turbulencia que, tal como se ha apuntado anteriormente, incrementaría la atomización. Por otra parte, las burbujas de vapor presentes en el seno del combustible inducirían, en el caso de llegar a la salida, discontinuidades en el líquido que facilitarían la división del chorro en ligamentos y gotas. Además, en el caso de temperaturas elevadas, la dilatación de estas burbujas de vapor generaría esfuerzos radiales que conducirían también a la atomización de la vena líquida.

Reorganización o relajación del perfil de velocidad

Otro mecanismo que provoca la atomización de la vena líquida es la modificación del perfil de velocidad del fluido justo a la salida del orificio. Los esfuerzos viscosos debidos a la presencia de la pared del orificio desaparecen y el combustible cerca de la superficie de la vena líquida se acelera produciendo inestabilidades.

Esta modificación de la velocidad produce perturbaciones en la superficie del líquido que favorecen la atomización. En el caso de flujo laminar en el orificio, el perfil de velocidades corresponde a un flujo de Poiseuille. Al desaparecer las paredes, este perfil se transforma en un perfil uniforme. Si la cantidad del movimiento se conserva, esta reorganización del perfil supone una disminución de la energía cinética de la vena líquida. Esta disipación de energía cinética se traduce en la generación de velocidades radiales que provocan la atomización.

Aparte de los mecanismos previamente establecidos, existe cierto consenso en que la relación entre la densidad del combustible y la del aire ambiente es uno de los parámetros que

controla este proceso aunque no existe acuerdo entre los diferentes autores sobre su influencia en términos cuantitativos.

Aunque los fenómenos relacionados con la atomización son sumamente complejos, en el caso de la inyección Diesel se puede afirmar de acuerdo con Smallwood y Gülder [13] que la longitud intacta es siempre muy reducida (de 1 a 3 diámetros de orificio) o incluso puede no existir, mientras que el tamaño medio de las gotas es también extremadamente pequeño (20 a 30 μm). Estas circunstancias simplifican el comportamiento del chorro Diesel y lo asemejan al de un chorro de gas, con lo que la influencia del proceso de atomización sobre el posterior proceso de combustión es limitada, aunque esta aproximación pierde validez a medida que aumenta el diámetro del orificio o disminuye la presión de inyección.

19.6.3 Comportamiento de una gota. Atomización secundaria

Después de la atomización de la vena líquida (atomización primaria) las gotas generadas interaccionan con el aire ambiente y entre ellas. Esta doble interacción conduce a variaciones significativas del diámetro medio de las gotas por su atomización, llamada atomización secundaria, o por la reagrupación de varias gotas o coalescencia.

La atomización de una gota ha sido estudiada en gotas mantenidas en un flujo de aire [4]. Dicha atomización está controlada principalmente por las fuerzas aerodinámicas y las de tensión superficial, así como por las fuerzas viscosas que tienden a atenuar las perturbaciones originadas por las dos primeras. La atomización de la gota ocurre cuando las fuerzas aerodinámicas igualan a las de tensión superficial, o sea cuando

$$C_{ae} \frac{\pi D_g^2}{4} \frac{1}{2} u_r^2 \rho_a = \pi D_g \sigma \quad (19.23)$$

es decir:

$$\frac{u_r^2 \rho_a D_g}{\sigma} = \frac{8}{C_{ae}} \quad (19.24)$$

donde C_{ae} es el coeficiente de arrastre aerodinámico, D_g el diámetro de la gota, ρ_a la densidad del aire, σ la tensión superficial combustible/aire, y u_r la velocidad relativa aire/gota.

El grupo adimensional de la izquierda en la ecuación (19.23), representando la relación entre fuerzas aerodinámicas y las fuerzas de tensión superficial, es el número de Weber aerodinámico, We_a . Aunque su expresión sea similar, no hay que confundirlo con el número de Weber hidráulico We , referido a las condiciones de inyección y que fue definido en la ecuación (19.20).

El valor crítico de $We_a(8/C_{ae})$ a partir del cual se atomiza la gota varía entre 12 y 20 en función de las características del flujo de aire al que está sometida la gota. En el caso de chorros densos como los chorros Diesel, el principal problema a la hora de cuantificar el proceso de atomización secundaria es la determinación de la velocidad relativa aire-gota local.

El proceso de coalescencia está muy presente en los chorros Diesel donde existe una gran dispersión de velocidad de gotas y una alta concentración de combustible. Estos dos factores aumentan la probabilidad de choque entre dos gotas. En los modelos de chorros Diesel se suele calcular esta probabilidad de choque para, en función de la velocidad relativa entre las gotas consideradas y sus tamaños, definir una tasa de coalescencia. El fenómeno de coalescencia es tan importante como complejo, no existiendo un modelo que proporcione resultados del todo satisfactorios.

19.7 Similitud entre el chorro Diesel atomizado y el chorro gaseoso

Una vez atomizado el chorro, el siguiente proceso que acontece es el de evaporación de las gotas previamente generadas a medida que éstas se mezclan con el gas ambiente que se encuentra a elevada temperatura fruto de la compresión previa. Precisamente el intercambio energético con el gas englobado a elevada temperatura, junto con la difusión térmica y másica en la interfase entre la gota y el gas, son los dos fenómenos que controlan la evaporación. Sin embargo, en el contexto del proceso de combustión Diesel los procesos de difusión térmica y másica asociados a la evaporación del combustible líquido son más rápidos, y por lo tanto de menor importancia que los de mezcla, estando el proceso de evaporación controlado fundamentalmente por la mezcla [8]. Este resultado asegura que el proceso de evaporación no establece diferencias importantes entre el chorro Diesel y uno análogo gaseoso, ya que se puede reducir a un problema global de mezcla entre el combustible y aire, al igual que ocurre en el chorro gaseoso, y no de los fenómenos locales que tienen lugar a nivel de gota.

Como conclusión y de acuerdo con la literatura, ni el fenómeno de atomización ni el de evaporación impiden asemejar el comportamiento del chorro Diesel al de un chorro gaseoso.

Este resultado es de gran interés para investigadores de los motores alternativos en general, y del chorro Diesel en particular, puesto que permite aplicar los conocimientos derivados del estudio del chorro gaseoso, foco de interés de numerosos estudios a lo largo de las últimas décadas.

19.7.1 Parámetros macroscópicos del chorro Diesel

En este apartado se va a caracterizar el comportamiento del chorro desde un punto de vista macroscópico considerando para ello la penetración total y el ángulo de chorro. El volumen del chorro también se considera usualmente como un tercer parámetro macroscópico del chorro; sin embargo, se puede obtener a partir de los dos anteriores. Si bien el volumen del chorro está directamente relacionado con el englobamiento de aire, para evaluar la calidad del proceso de mezcla se suelen utilizar los parámetros recogidos en los apartados 19.8.1 y 19.8.2.

Penetración

Se define como la distancia que recorre el frente del chorro en el seno del gas ambiente tomando como origen el orificio de salida de la tobera. El número de trabajos dedicados al estudio de la penetración del chorro libre es muy elevado. Ello es debido a que en los motores Diesel de inyección directa es importante conocer este parámetro para predecir cuándo tendría lugar el impacto del chorro con las paredes de la cámara, factor que influye en mayor o menor medida en el desarrollo del proceso de combustión y la formación de contaminantes.

Existen un gran número de correlaciones para la penetración (en función del tiempo) del chorro líquido atomizado en condiciones no evaporativas que involucran prácticamente los mismos parámetros. Entre las más destacables se puede encontrar el estudio realizado por Hiroyasu y Arai [9]. En general, en todas ellas se observa la dependencia de la penetración con la diferencia entre la presión de inyección y la presión de descarga, las características de la tobera (diámetro del orificio y coeficiente de descarga), la relación de densidades entre el gas ambiente y el combustible, el ángulo del chorro, y por supuesto el tiempo [2].

Considerando la conservación del flujo de cantidad de movimiento M_f en la dirección axial del chorro Diesel se llega a la ley de escalado que se muestra en la ecuación (19.25) para la penetración de un chorro Diesel no evaporativo [10].

$$S(t) \propto M_f^{0,25} \rho_a^{-0,25} \tan^{-0,5}(\theta/2) t^{0,5} \quad (19.25)$$

El flujo de cantidad de movimiento se puede escribir como:

$$\dot{M}_f = \dot{m}_f u_{ef} = \rho_f \frac{\pi}{4} \phi_{ef}^2 u_{ef}^2 = \rho_f \frac{\pi}{4} \phi_{ef}^2 C_v^2 u_{teo}^2 \quad (19.26)$$

Considerando la expresión de la velocidad teórica dada por la ecuación (19.10), la expresión anterior se transforma en:

$$\dot{M}_f = \frac{\pi}{2} \phi_{ef}^2 C_v^2 \Delta p \quad (19.27)$$

que sustituida en la ley de la penetración, conduce a:

$$S(t) \propto \rho_a^{-0,25} \Delta p^{0,25} \phi_{ef}^{0,5} \tan^{-0,5}(\theta/2) t^{0,5} \quad (19.28)$$

Tal como establecen las expresiones anteriores, la penetración de un chorro Diesel, además del tiempo transcurrido desde el inicio de la inyección, es función directa del diámetro del orificio y de la diferencia de presiones a la cual es sometido el orificio, y función inversa de la densidad del gas ambiente y de la tangente del semiángulo del chorro.

En el caso de un chorro Diesel evaporativo, Naber y Siebers [11] encuentran que la vaporización puede reducir la penetración del chorro Diesel hasta un 20 % en relación con el chorro no evaporativo, aunque esta diferencia entre condiciones evaporativas y no evaporativas se reduce a medida que se incrementa la densidad del gas ambiente. Según estos autores, esta reducción de la penetración en condiciones evaporativas se debe básicamente a un aumento en la densidad de la mezcla del gas ambiente y vapor de combustible en el seno del chorro, ya que éste se enfría a causa de la evaporación del mismo.

La analogía con un chorro gaseoso turbulento sigue siendo razonable para predecir la penetración de la fase vapor del chorro, por lo que las relaciones de dependencia establecidas en la ecuación (19.28) siguen siendo válidas.

Cabe comentar que en condiciones reactivas debe existir un incremento en la penetración del chorro, debido fundamentalmente a la liberación de calor que provoca un aumento importante del volumen específico en el seno del mismo. Se asume que la relación dada por la ecuación (19.28) permite evaluar al menos cualitativamente la influencia de la densidad del gas ambiente sobre la penetración total de un chorro Diesel.

Como consideración final, la temperatura del gas ambiente puede afectar indirectamente a la penetración total en el caso de chorro evaporativo o reactivo a través de la variación de la densidad asociada a la diferencia de temperaturas en el seno del chorro.

Ángulo del chorro

El ángulo del chorro es otro parámetro característico importante desde el punto de vista de la mezcla entre el aire y el combustible. Este ángulo varía en función de la geometría de la tobera del inyector y las condiciones de inyección, así como de las propiedades del combustible y de las condiciones ambientales donde se inyecta. Estas dependencias introducen una diferencia esencial entre el chorro gaseoso turbulento y el chorro Diesel, ya que en el primero este ángulo no depende de las condiciones de contorno, mientras que en el segundo el ángulo del chorro está íntimamente relacionado con el proceso de atomización [4, 6, 7, 9].

Naber y Siebers [11] realizan una extensa revisión bibliográfica sobre la relación que diferentes autores han encontrado entre el ángulo de chorro y las condiciones de operación en el

caso de chorros no evaporativos. En esta revisión los autores coinciden en afirmar que, para elevadas presiones de inyección y considerando un único combustible, el ángulo de chorro depende de los parámetros geométricos de los orificios de la tobera (no sólo del diámetro) y de la relación de densidades entre el gas ambiente y el combustible. Además, las diferentes correlaciones encontradas en la literatura para la tangente del semiángulo del chorro asocian un exponente para la relación de densidades que varía entre 0,2 y 0,5.

De acuerdo con los resultados experimentales, los autores proponen finalmente una relación como la que se muestra en la ecuación (19.29), donde el exponente para esta relación de densidades es de 0,19.

$$\tan(\theta/2) \propto (\rho_a/\rho_f)^{0,19} \quad (19.29)$$

Si bien parece que en condiciones evaporativas existe un fenómeno de contracción del ángulo del chorro similar al descrito para la penetración [11], en general se puede asumir que la densidad del gas ambiente es un parámetro controlante tanto en condiciones no evaporativas como evaporativas, cuya influencia se puede cuantificar por medio del valor del exponente que acompaña a la relación de densidades asumiendo densidad constante para el combustible.

En el caso de chorros reactivos, se ha obtenido confirmación experimental del incremento del ángulo de apertura del chorro que se produce debido a la liberación de calor asociada al proceso de combustión. Según parece, el factor de escalado entre el ángulo de chorro inerte y reactivo se puede obtener considerando que el incremento de volumen específico debido a la liberación de calor produce una expansión radial en el seno del chorro.

19.7.2 Parámetros microscópicos del chorro Diesel

Desde el punto de vista microscópico se pueden determinar los siguientes parámetros característicos del chorro Diesel:

- Distribución de diámetros de gotas.
- Distribución de velocidades de gotas.

El tamaño de las gotas de combustible depende de los diferentes procesos físicos y mecanismos descritos y que tienen lugar en el proceso de inyección. Los diámetros de las gotas de combustible presentan una gran variabilidad espacial y temporal debido a las características no estacionarias del proceso de inyección, además de bastante dispersión. Las distribuciones de diámetros se suelen caracterizar utilizando algún diámetro medio característico, siendo los más utilizados el diámetro medio aritmético y el diámetro medio de Sauter (*SMD*).

El *SMD* puede ser caracterizado mediante un sistema de medida PDA (*Phase Doppler Anemometry*) el cual, además de la medida de diámetros de gotas, proporciona información acerca de la velocidad de las mismas. Este parámetro puede ser interpretado como el diámetro de las gotas de un chorro monodisperso que tuvieran la misma relación volumen/superficie del chorro polidisperso considerado. El *SMD* está relacionado con la ley de frenado de las gotas de combustible y también con la tasa de evaporación en el caso de condiciones evaporativas. Existe una clara dependencia del *SMD* con diferentes parámetros del sistema de inyección y con las condiciones ambientales.

Tal como se estableció en el capítulo 13 cuando se introdujo la aproximación de Spalding y Schlichting, los perfiles de velocidad y de fracción másica transversales al eje del chorro son isomorfos y además muestran un aspecto gaussiano, que en la práctica muchas veces se representan mediante perfiles alternativos de tipo exponencial. Numerosos estudios experimentales

demuestran que en la región del chorro desarrollado, en la zona suficientemente alejada de la tobera, la velocidad axial y la fracción másica de combustible en el chorro Diesel se ajustan a un perfil exponencial [10]. Así, las ecuaciones que rigen con bastante grado de exactitud los datos experimentales existentes en la bibliografía para ambas variables son:

$$u(x, r) = u_{eje} \exp \left[-\alpha \left(\frac{r}{R} \right)^2 \right] \quad (19.30)$$

$$Y(x, r) = Y_{f,eje} \exp \left[-\alpha Sc \left(\frac{r}{R} \right)^2 \right] \quad (19.31)$$

con S_c el número de Schmidt, α el coeficiente de campana de la distribución gaussiana y R el radio del cono al cual se asemeja el chorro.

El número de Schmidt representa el cociente entre el transporte de momento y el transporte de masa, y viene dado por el cociente entre la viscosidad cinemática, ν_f , y el coeficiente de difusividad másica, D_f :

$$S_c = \frac{\nu_f}{D_f} \quad (19.32)$$

El radio del cono del chorro se puede representar en función de la posición axial y del ángulo del chorro como:

$$R = x \tan(\theta/2) \quad (19.33)$$

Los perfiles de velocidad y de fracción másica dados por las ecuaciones (19.30) y (19.31) se pueden normalizar con respecto a los valores axiales. De hecho, sustituyendo la ecuación (19.33) en la ecuación (19.30) y (19.31) y reordenando términos se llega a las ecuaciones:

$$\frac{u(x, r)}{u_{eje}} = \exp \left[k_1 \left(\frac{r}{x} \right)^2 \right] \quad (19.34)$$

$$\frac{Y(x, r)}{Y_{f,eje}} = \exp \left[k_2 \left(\frac{r}{x} \right)^2 \right] \quad (19.35)$$

donde:

$$k_1 = -\frac{\alpha}{\tan^2(\theta/2)} \quad (19.36)$$

$$k_2 = S_c k_1 \quad (19.37)$$

Como ejemplo de la fidelidad de dicho tipo de perfil, se muestran en la Figura 19.21 los resultados de velocidad axial normalizados obtenidos mediante anemometría láser Doppler (LDV) en diferentes posiciones axiales y radiales del chorro Diesel. La presión de inyección es de 30 MPa y la presión en cámara de 0,65 MPa. Cada símbolo representa medidas en diferentes posiciones radiales para una misma posición axial sobre un total de 6 posiciones axiales. En línea punteada se muestra el perfil teórico normalizado representado por la ecuación (19.34). El coeficiente de campana ajustado a partir de los datos experimentales toma un valor de $\alpha = 4,6$.

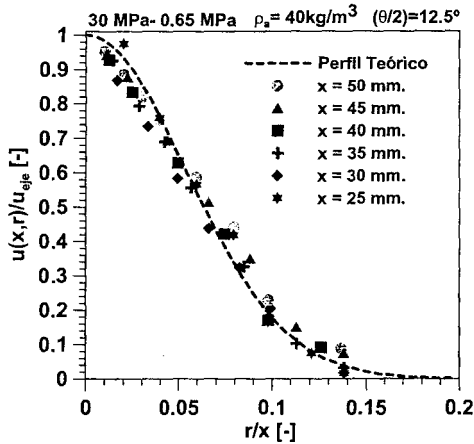


Figura 19.21 Perfil radial de velocidad axial normalizado obtenido mediante LDV para una presión de inyección de 30 MPa.

19.8 Chorro Diesel en condiciones evaporativas

Como se ha establecido en la sección 19.5, tras la atomización del chorro tiene lugar la evaporación de las gotas generadas a medida que éstas se mezclan con el gas ambiente que se encuentra a alta temperatura. Además, el proceso de evaporación está controlado por la mezcla de aire con el combustible y, por lo tanto, estudiar el proceso de mezcla es esencial para comprender la evaporación y posterior combustión.

A continuación se describen dos parámetros estimadores de la calidad del proceso de mezcla: la longitud característica de mezcla y el tiempo característico de mezcla.

A partir de este momento se va a asumir de forma sistemática la analogía entre un chorro Diesel y uno gaseoso turbulento ya que, de esta manera, es posible relacionar ciertos estimadores característicos del proceso de mezcla del chorro Diesel con las condiciones de contorno sobre las que éste evoluciona.

Se suele atribuir a Spalding [12] el desarrollo de la teoría básica de los chorros gaseosos estacionarios isodensos (densidad del combustible igual a la del ambiente), isotermos y no reactivos en régimen laminar a partir de la resolución analítica de las ecuaciones de conservación de la masa, cantidad de movimiento en dirección axial y especie combustible (obviamente en estado gaseoso) e introduciendo una serie de hipótesis para simplificar el problema.

Esta teoría se considera válida para chorros estacionarios en régimen turbulento considerando los coeficientes de viscosidad cinemática y difusividad másica efectivos.

Las ecuaciones (19.38) y (19.39) muestran las soluciones para la velocidad u_{aje} y la fracción másica de combustible $Y_{f,aje}$ en el eje del chorro, ambas válidas a partir de cierta distancia axial aguas abajo del orificio de la tobera una vez el chorro se encuentra desarrollado.

$$u_{aje} \propto \frac{u_{ef} \phi_{ef}}{x \tan(\theta/2)} \quad (19.38)$$

$$Y_{f,eje} \propto \frac{\phi_{ef}}{x \tan(\theta/2)} \quad (19.39)$$

Estas ecuaciones se pueden adaptar para considerar el caso genérico y obviamente más habitual de chorro no isodenso utilizando el concepto del diámetro equivalente efectivo ϕ_{eq_ef} :

$$\phi_{eq_ef} = \phi_{ef} \left(\frac{\rho_f}{\rho_a} \right)^{0,5} \quad (19.40)$$

con lo que se obtienen de forma directa las expresiones (19.41) y (19.42):

$$u_{eje} \propto \frac{u_{ef} \phi_{eq_ef}}{x \tan(\theta/2)} = \frac{u_{ef} \phi_{ef}}{x \tan(\theta/2)} \cdot \left(\frac{\rho_f}{\rho_a} \right)^{0,5} \quad (19.41)$$

$$Y_{f,eje} \propto \frac{\phi_{eq_ef}}{x \tan(\theta/2)} = \frac{\phi_{ef}}{x \tan(\theta/2)} \left(\frac{\rho_f}{\rho_a} \right)^{0,5} \quad (19.42)$$

Estas leyes de escalado para la velocidad y fracción málica de combustible en el eje del chorro son el punto de partida para la obtención de los estimadores del proceso de mezcla que se presenta a continuación.

19.8.1 Longitudes características de mezcla y de evaporación

A partir de la ecuación (19.42), si se considera la fracción málica estequiométrica, $Y_{f,est}$, como fracción málica característica desde el punto de vista de la mezcla, obtenemos la ley de escalado dada por la ecuación (19.43) para la longitud característica de mezcla, L_{mix} :

$$L_{mix} \propto \frac{\phi_{ef}}{\tan(\theta/2) Y_{f,est}} \left(\frac{\rho_f}{\rho_a} \right)^{0,5} \quad (19.43)$$

La longitud característica de mezcla indica la posición en el eje del chorro medida desde el orificio de la tobera para la que la fracción málica es igual a la estequiométrica, y por lo tanto encontrándose la mezcla a nivel del eje, preparada para quemarse al menos teóricamente.

En el caso de la densidad del gas es evidente la importancia que ésta tiene sobre la longitud característica de mezcla, escalándose con la potencia 0,5. Destaca también la importancia del diámetro efectivo y la tangente del semiángulo de apertura del chorro y la nula influencia de la velocidad efectiva. De esta ley de escalado se desprende que diámetros de orificios pequeños y ángulos de apertura de chorro grandes, obtenidos por ejemplo con la utilización de geometrías que potencien la cavitación, reducen la longitud de mezcla necesaria.

Tal como se ha indicado previamente, en condiciones convencionales de combustión por difusión en los motores Diesel el proceso de evaporación está controlado por la mezcla entre el gas ambiente y el combustible. Durante el transitorio correspondiente al inicio del proceso de inyección el combustible en fase líquida coincide con el frente del chorro. Esta distancia de penetración de la fase líquida se denomina longitud líquida. Sin embargo, tras un determinado periodo de tiempo, el frente del chorro evaporado sigue penetrando mientras que la distancia axial en la que el combustible en estado líquido desaparece totalmente permanece prácticamente constante, permitiendo definir el concepto de longitud líquida máxima [14].

Basándonos en la previamente citada hipótesis de evaporación del chorro por mezcla, es posible obtener una ley de escalado para esta longitud líquida máxima aplicando la analogía entre el chorro Diesel y el gaseoso, asumiendo que dicha longitud se alcanza en el punto a lo

largo del eje en el que la entalpía englobada por el chorro es suficiente como para evaporar todo el combustible. Así, introduciendo en la expresión (19.42) el valor de la fracción másica de combustible en el eje, $Y_{f, \text{evap}}$, para el cual el aire englobado hasta esa posición axial aporta suficiente energía para su completa evaporación, se obtiene la ley de escalado para la longitud líquida máxima recogida en la expresión (19.44):

$$LL_{\text{max}} \propto \frac{\phi_{ef}}{\tan(\theta/2) Y_{f, \text{evap}}} \left(\frac{\rho_f}{\rho_a} \right)^{0,5} \quad (19.44)$$

El valor de $Y_{f, \text{evap}}$ depende fuertemente de la temperatura del gas y en menor proporción de la presión. En el capítulo 13 se realiza un balance de entalpías como aproximación a su determinación. No obstante, asumiendo la correlación siguiente obtenida experimentalmente para combustible comercial y con bastante aceptación para $Y_{f, \text{evap}}$:

$$Y_{f, \text{evap}} \propto \rho_a^{0,145} T_a^{1,73} \quad (19.45)$$

y sustituyéndola en la ley de escalado (19.44) se obtiene:

$$LL_{\text{max}} \propto \frac{\phi_{ef}}{\rho_a^{0,645} T_a^{1,73}} \frac{\rho_f^{0,5}}{\tan(\theta/2)} \quad (19.46)$$

Destaca la gran importancia que tiene la temperatura del gas ambiente sobre la longitud líquida máxima, aunque esta influencia está relacionada fundamentalmente con las propiedades fisicoquímicas del combustible, ya que proviene de la correlación para $Y_{f, \text{evap}}$ y además este parámetro apenas afecta al proceso de mezcla.

En la Figura 19.22 se representa la visualización de los chorros de una tobera con siete orificios en condiciones evaporativas aunque no reactivas. En concreto, la caracterización corresponde a una presión de inyección de 200 MPa y unas condiciones en cámara de 900 K y 7 MPa de presión de descarga.

Para la adquisición de las imágenes se han utilizado dos técnicas diferentes. En la parte superior se encuentran las imágenes de los chorros obtenidas mediante una visualización directa con cámara rápida y apoyo de un flash para iluminación. Mediante esta técnica, tan sólo la fase líquida puede ser visualizada, quedando oculta la fase vapor. Por otra parte, las imágenes de la parte inferior muestran una caracterización de los chorros obtenida mediante la técnica de *shadowgraphy* que permite seguir de una manera global tanto fase líquida como la fase vapor.

Ciñéndonos a los diferentes momentos representados, el instante (a) presenta los chorros poco después del comienzo de la inyección. Tal como se aprecia para ese instante en ambos tipos de visualización, la penetración de los chorros es igual lo que significa que la fase líquida lidera el frente del chorro. El mayor ángulo de apertura en la imagen inferior es debido a la evaporación del combustible por los laterales de los chorros. En esta situación, el frente del chorro evolucionaría temporalmente mediante una ley como la proporcionada por la ecuación (19.25) y aún no se habría alcanzado la longitud líquida máxima. En el instante (b), un cierto tiempo después, la fase líquida alcanza la longitud líquida máxima, que es la que refleja la imagen superior y que se escala con la expresión (19.44). Más allá de esa longitud debe existir combustible evaporado que esta técnica no nos permite ver. Sin embargo, la imagen inferior en ese mismo instante (b) muestra una penetración del frente mayor que la longitud líquida de la imagen superior. En este caso, si bien la fase líquida se estabiliza en una posición fija, la fase vapor sigue penetrando hasta alcanzar la pared de la cámara. La penetración del vapor

sigue la ley de escalado (19.25). En el instante (c), la inyección ha comenzado a ceder, el inyector empieza a cerrar y la tasa de inyección empieza a disminuir. Como se aprecia, la penetración de la fase líquida comienza a menguar con respecto a la longitud líquida máxima mientras que la fase vapor sigue expandiéndose por la cámara de combustión. Por último en (d) la inyección se extingue casi en su totalidad y prácticamente todo el combustible previamente inyectado se encuentra en fase vapor.

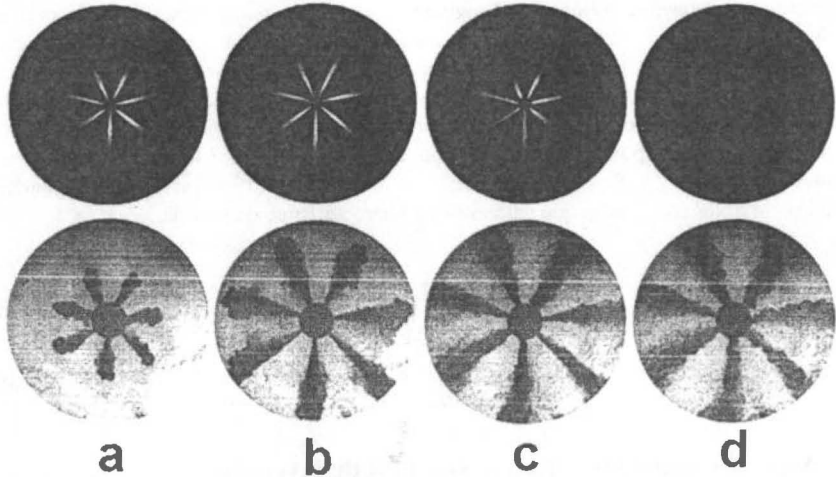


Figura 19.22 Visualización de chorros en condiciones evaporativas no reactivas. Presión de inyección 200 MPa, temperatura y presión en cámara 900 K y 7 MPa.

19.8.2 Tiempo característico de mezcla y de evaporación

A partir de la longitud característica de mezcla de un chorro inerte, se puede establecer la relación (19.47) que determina el tiempo característico de mezcla, t_{mix} , y que representa el tiempo que necesitaría una partícula de combustible para recorrer la longitud existente entre la salida del orificio de la tobera y la posición axial donde la fracción másica alcanza el valor estequiométrico.

$$t_{mix} \propto \frac{\phi_{ef}}{\tan(\theta/2)u_{ef}Y_{f,est}^2} \left(\frac{\rho_f}{\rho_a} \right)^{0,5} \quad (19.47)$$

o bien, utilizando la definición del diámetro equivalente efectivo ϕ_{eq_ef} (19.40):

$$t_{mix} \propto \frac{\phi_{eq_ef}}{\tan(\theta/2)u_{ef}Y_{f,est}^2} \quad (19.48)$$

Al igual que en el caso de la longitud característica de mezcla, esta ley de escalado evidencia la escasa influencia de la temperatura del gas ambiente sobre el proceso de mezcla en condiciones inertes, y refleja la influencia de la densidad del gas sobre el tiempo característico de mezcla, escalándose igual que la longitud característica de mezcla con dicho parámetro. Des-

taca además la presencia de la velocidad efectiva de inyección, u_{ef} , siendo el tiempo característico de mezcla inversamente proporcional a la velocidad efectiva de inyección. De aquí se desprende una conclusión muy importante: si el sistema de inyección es capaz de proporcionar el combustible necesario con una velocidad efectiva de inyección elevada, el tiempo de mezcla se reduce. Por último la influencia del diámetro y del ángulo de apertura del chorro es igual que para la longitud característica de mezcla: menores diámetros efectivos y mayores ángulos de apertura del chorro repercuten sobre el tiempo de mezcla, disminuyéndolo.

Siguiendo un razonamiento similar al seguido en la sección anterior para la deducción de la longitud de evaporación del chorro Diesel, a partir de la longitud característica de mezcla del chorro Diesel inerte es posible derivar la expresión del tiempo característico de evaporación. Para ello, tal como se hizo en aquel caso, basta con sustituir la fracción másica estequiométrica del combustible, $Y_{f,est}$, por aquel valor de la fracción másica de combustible para la que el gas englobado aporta suficiente energía como para evaporar todo el combustible y que hemos llamado $Y_{f,evap}$. Se obtiene en este caso la expresión (19.49) donde las dependencias con las variables son iguales que para el tiempo característico de mezcla.

$$t_{mv} \propto \frac{\phi_{ef}}{\tan(\theta/2)u_{ef}Y_{f,evap}^2} \left(\frac{\rho_f}{\rho_a} \right)^{0,5} \quad (19.49)$$

o bien:

$$t_{mv} \propto \frac{\phi_{eq_ef}}{\tan(\theta/2)u_{ef}Y_{f,evap}^2} \quad (19.50)$$

19.9 Aspectos tecnológicos: otros sistemas de inyección

En la sección sobre el funcionamiento del sistema de inyección (19.3) se tomó como referencia el sistema *common rail* puesto que en la actualidad es el sistema más extendido por su potencial, flexibilidad y mayor simplicidad de montaje en motor. Esta última característica se justifica por su principio de funcionamiento, ya que como hemos visto básicamente se compone de una bomba, accionada por el cigüeñal del motor, cuyo objetivo fundamental es proporcionar un combustible a presión que se almacena en un volumen donde se aloja hasta el momento de ser inyectado. El nivel de presión se regula normalmente en el propio raíl, y las cantidades a inyectar y el momento de inyección dependen de los parámetros de control del motor (régimen, grado de carga, etc.) gestionados por la unidad de control electrónico. En función de estas características, la señal que ésta mande a los inyectores tendrá una configuración u otra, dando lugar a inyecciones más largas o más cortas, principales, o incluso partidas con inyecciones piloto y postinyecciones.

Otra solución técnica en los motores de inyección directa, y como alternativa al sistema *common rail*, es el llamado inyector bomba. Si bien este sistema, al igual que el *common rail*, reúne la flexibilidad de cualquier sistema gestionado electrónicamente, presenta un principio de funcionamiento bastante diferente. La diferencia fundamental se encuentra en el hecho de que en este sistema la presión de inyección se genera *in situ* en el mismo inyector a través del bombeo de un émbolo accionado por una leva. Gracias a esa generación *in situ*, la principal ventaja frente al sistema *common rail* son las mayores presiones máximas; sin embargo, la desventaja más notable es la dependencia de esa presión con el régimen de giro, y sobre todo la mayor complejidad de la culata del motor. No obstante, los modernos sistemas *common rail*

han permitido acortar distancias en términos de niveles de presión máxima y este hecho, conjuntamente con el resto de ventajas, desplazan la balanza hacia la utilización más masiva de este sistema de inyección. No obstante, por su importancia, se quiere dedicar esta última sección del capítulo a la explicación del funcionamiento del sistema inyector bomba.

Es imprescindible dejar claro en este punto que todos los conceptos estudiados a lo largo del capítulo son aplicables independientemente del tipo de sistema, ya que al final, en ambos casos, el problema se centra en la caracterización de un flujo de combustible a muy alta velocidad que es inyectado a través de unos orificios de descarga en una cámara donde tienen lugar todos los procesos aquí descritos.

19.9.1 El sistema inyector bomba

En este sistema, la bomba, el inyector y la válvula electromagnética constituyen una unidad compacta ubicada en la culata del motor, que es accionada mecánicamente por una leva y electrónicamente, tal como ocurre en el *common rail*, por la ECU. La Figura 19.23 muestra un sistema completo para el caso de un motor de 4 cilindros, y su implantación sobre la culata, posicionado en el centro de la cámara de combustión.

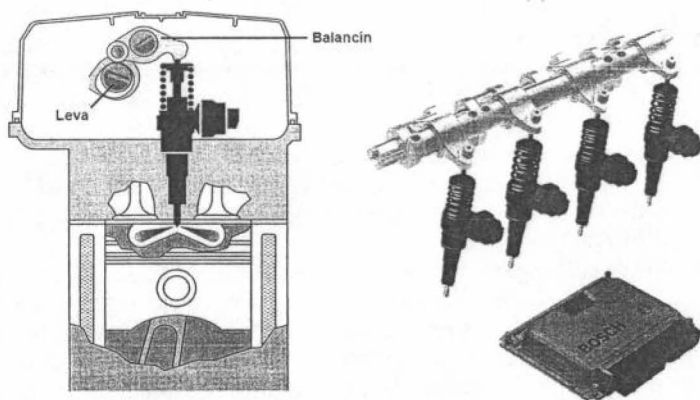


Figura 19.23 Esquema de un inyector bomba.

Este tipo de inyector está accionado por un balancín con rodillo que recibe movimiento directo del árbol de levas, tal como muestra la figura. La leva de accionamiento del inyector bomba se encuentra integrada en el árbol de levas del motor y dispone de un flanco de ataque sobre el rodillo del balancín muy pronunciado. Esta característica permite que el émbolo de bombeo del inyector bomba sea oprimido a gran velocidad en el accionamiento generándose así una alta presión de inyección.

En la Figura 19.24 se muestra un esquema del interior del inyector bomba así como su evolución en los diferentes estadios de funcionamiento. Como se puede apreciar, está dividido en tres partes principales: el émbolo de bombeo (1), el cuerpo del inyector donde se encuentra la válvula solenoide (6), y la tobera (10). El émbolo (1) es accionado en cada ciclo por una leva venciendo así la fuerza de un muelle antagonista (2) que tiende a mantenerlo en su posición de reposo. En dicha embolada se impulsa el combustible contenido en el volumen de

bombeo (3) hacia el interior del cuerpo del inyector. La tobera (10) es de diseño análogo al de los inyectores *common rail* y dispone de 5 o 6 orificios de salida. La electroválvula está comandada por la ECU que determina las modalidades de inyección en base a la señal de mando.

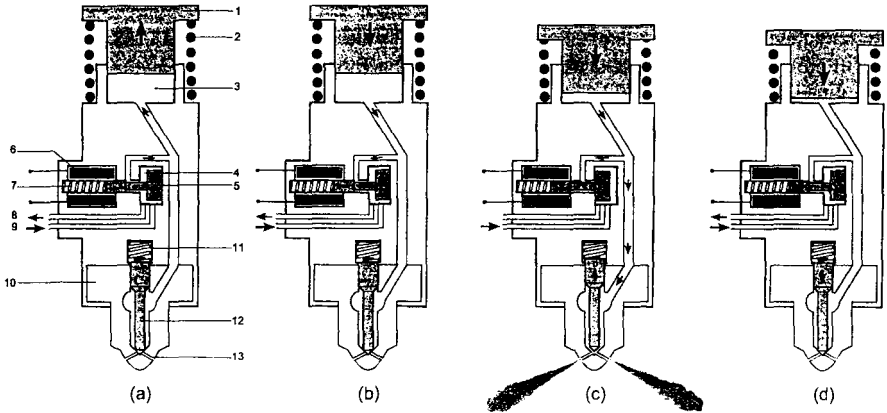


Figura 19.24 Funcionamiento de un inyector bomba.

El funcionamiento de este tipo de inyector se produce de acuerdo a las siguientes fases (representadas en la Figura 19.24):

- Fase de admisión de combustible en el volumen de bombeo: durante esta fase (esquema a), el émbolo (1) se mueve hacia arriba. La cresta de la leva (no representada) ha pasado y el muelle (2) devuelve al émbolo a su posición de reposo. En estas condiciones, el pistón de la electroválvula (5) se encuentra desplazado hacia la derecha, encontrándose la válvula abierta, y el gasóleo, impulsado por la bomba de alimentación, fluye desde el canal inferior (9) hasta el volumen de bombeo (3) a través de la válvula y la cámara donde ésta está albergada (4), llenándolas.
- Fase previa a la inyección: durante esta fase (esquema b), el émbolo (1) baja debido al accionamiento de la leva. La electroválvula continúa abierta y el combustible es impulsado por el émbolo (1) a través del canal de retorno (8) hacia el circuito de baja presión de alimentación de combustible.
- Fase de inyección: esta fase (esquema c) comienza cuando, en un determinado instante de la carrera descendente del émbolo, la electroválvula (6) es activada por la ECU mediante un pulso eléctrico que provoca el desplazamiento del pistón de la electroválvula (5) hacia la izquierda y, por lo tanto, el cierre de la válvula. En este momento, el émbolo (1), que sigue descendiendo, impulsa al combustible encerrado en el volumen de bombeo (3) y lo envía hacia la tobera (10) cuya aguja (12) se levantará cuando la fuerza ejercida por el fluido sobre la parte inferior sea superior a la fuerza antagonista del muelle (11) que la mantiene en su asiento. Es en este momento cuando se inicia la inyección. La excéntrica continuará impulsando al émbolo (1) y la fase de inyección prosigue mientras la válvula de combustible (5) permanezca cerrada fruto de la excitación por parte de la ECU.
- Fase de reflujo: el final de la inyección (esquema d) se produce cuando finaliza la excitación de la electroválvula (6), lo que origina que el pistón de la misma se vuelva a desplazar

a la derecha, gracias a la acción de la fuerza antagonista del muelle (7), en un cierto punto del recorrido descendente del émbolo (1) provocando una fuga de combustible del volumen de bombeo (3) hacia el retorno (8), con el consiguiente descenso de presión en la tobera, cuya aguja (12) desciende hacia su asiento interrumpiendo la salida del combustible y cesando así la inyección. El combustible restante, suministrado por el émbolo (1) hasta la cresta de la leva de accionamiento es enviado hacia el retorno. Así pues, tal como ocurría en el *common rail*, el inicio de la inyección, así como la duración de la misma, están controlados por la electroválvula, la cual es activada por la ECU, que determina el instante de inicio de la inyección y la duración de la misma, es decir, el caudal inyectado, adecuándolo a las necesidades de marcha del motor.

19.10 Resumen

En el presente capítulo se ha analizado el proceso de formación de la mezcla en motores Diesel. Para ello, se han establecido en primer lugar las funciones de un sistema de inyección y se ha tomado como referencia para la explicación de su funcionamiento un sistema *common rail*, por ser el sistema más importante utilizado en la actualidad en el campo de los motores Diesel de inyección directa.

Además de la importancia del comportamiento dinámico del sistema sobre la tasa de inyección, se ha hecho especial hincapié en el estudio del flujo en el interior de los orificios de descarga y en las repercusiones que éste tiene sobre el resto de procesos de inyección: atomización, mezcla y evaporación.

En cuanto al análisis del flujo en toberas, se han definido tres coeficientes que permiten evaluar el comportamiento del flujo interno y se ha explicado la manera en que éstos se determinan a partir de herramientas experimentales. Por ser un fenómeno habitual en el interior de los orificios, debido a los altos gradientes de presión de trabajo, se ha introducido el fenómeno de la cavitación. Se ha visto cómo las toberas cónicas inhiben la aparición del fenómeno y como las toberas cilíndricas son más susceptibles de generarlas.

Como conclusión de la parte de análisis del flujo, el resultado más importante ha sido que el coeficiente de descarga de un orificio aumenta asintóticamente con el número de Reynolds en condiciones de flujo monofásico (sin cavitación) y cómo éste experimenta una caída drástica cuando aparece la cavitación y ésta se desarrolla. El comportamiento del coeficiente de descarga se ha desdoblado en los efectos sobre la velocidad efectiva de inyección y sobre el área efectiva de inyección a través de los coeficientes de velocidad y área, respectivamente, que tendrán repercusiones sobre el resto de procesos de inyección relacionados con el chorro Diesel. Respecto a éste se han estudiado los regímenes y los posibles mecanismos de atomización primaria, y se ha analizado la atomización secundaria. Ha quedado de manifiesto que en los modernos sistemas de inyección, fruto de las altas presiones de inyección y los pequeños diámetros de los orificios, se puede considerar al chorro Diesel como perfectamente atomizado. El hecho de la manifiesta y justificada similitud del chorro Diesel atomizado con el chorro gaseoso ha permitido estudiar el proceso de interacción con el aire (mezcla) a la luz de la teoría de los chorros gaseosos ampliamente desarrollada a lo largo de las últimas décadas.

Se han introducido las leyes de escalado para dos parámetros evaluadores de los procesos de mezcla y evaporación: la longitud característica de mezcla y la longitud característica de evaporación (longitud líquida máxima). La importancia de los parámetros geométricos y de

flujo de los orificios de la tobera ha quedado claramente de manifiesto, así como también la importancia fundamental del ángulo del chorro.

Como parámetros complementarios de los anteriores se han definido el tiempo característico de mezcla y el tiempo característico de evaporación. Se ha visto cómo éstos dependen de los mismos parámetros involucrados en las longitudes de mezcla y evaporación, además de depender de manera inversa de la velocidad efectiva de inyección.

Para cerrar el capítulo, dentro de los aspectos tecnológicos se ha descrito otro sistema de inyección importante utilizado en la actualidad en aplicaciones de automoción: el sistema inyector bomba, para el cual, obviamente, todos los conceptos estudiados a lo largo del capítulo son igualmente aplicables.

Referencias y bibliografía

Referencias

1. Payri, F.; Bermúdez, V.; Payri, R.; Salvador, F.J., The influence of cavitation on the internal flow and the spray characteristics in Diesel injection nozzles. *Fuel* **83**(4-5), pp. 419-431, 2004.
2. Gimeno, J., *Estudio de la inyección Diesel mediante la medida del flujo de cantidad de movimiento del chorro*. Reverté, 2011.
3. Payri, R.; García, J.M.; Salvador, F.J.; Gimeno, J., Using spray momentum flux measurements to understand the influence of Diesel nozzle geometry on spray characteristics. *Fuel* **84**(5), pp. 551-561, 2005.
4. Lefèbvre, A., *Atomization and Sprays*. CRC, 1988.
5. Reitz, R. D.; Bracco, F. V., Mechanism of atomization of a liquid jet. *Physics of Fluids* **25**(10), pp. 1730-1742, 1982.
6. Arcoumanis, C.; Gavaises, M., Linking nozzle flow with spray characteristics in a Diesel fuel injection system. *Atomization and Sprays* **8**(3), pp. 307-347, 1998.
7. Salvador, F. J., *Influencia de la cavitación sobre el desarrollo del chorro Diesel*. Reverté, 2007.
8. Siebers, D. L., Scaling liquid-phase fuel penetration in Diesel sprays based on mixing limited vaporization, *SAE Paper 1999-01-0528*, 1999.
9. Hiroyasu, H.; Arai, M., Structures of fuel sprays in Diesel Engines, *SAE Paper 900475*, 1990.
10. Desantes, J. M.; Payri, R.; Salvador, F. J., Gil, A., Development and validation of a theoretical model for Diesel spray penetration. *Fuel* **85**(7-8), pp. 910-917, 2006.
11. Naber, J. D.; Siebers, D. L., Effects of gas density and vaporization on penetration and dispersion of Diesel sprays. *SAE Paper 960034*, 1996.
12. Spalding, D. B., *Combustion and Mass Transfer*. Elsevier, 1978.
13. Smallwood, G. J.; Gülder, Ö. L., Views on the structure of transient Diesel sprays. *Atomization and Sprays* **10**(3-5), pp. 355-386, 2000.
14. Bruneaux, G., Liquid and vapor spray structure in high-pressure common rail Diesel injection. *Atomization and Sprays* **11**(5), pp. 533-556, 2001.

Capítulo 20

Combustión en MEC

J. Benajes

J. M. García-Oliver

20.1	Introducción.....	620
20.2	Descripción del proceso de combustión convencional en MEC.....	621
20.2.1	Diagnóstico experimental del proceso de combustión.....	621
20.2.2	Fases de la combustión.....	624
20.2.3	Estructura de la llama y formación de contaminantes.....	625
20.2.4	Parámetros cuantitativos.....	628
20.3	Control del proceso de combustión convencional en MEC.....	631
20.3.1	Control mediante el proceso de inyección.....	632
20.3.2	Control mediante el proceso de renovación de la carga.....	638
20.3.3	Diseño de la cámara de combustión.....	641
20.4	Procesos alternativos de combustión en MEC.....	643
20.4.1	Combustión de baja temperatura controlada por mezcla.....	643
20.4.2	Combustión en fase premezclada.....	645
20.4.3	Ventajas de los modos de combustión alternativos.....	648
20.4.4	Retos de los conceptos alternativos de combustión.....	650
20.5	Resumen.....	652
	Referencias y bibliografía.....	654

20.1 Introducción

Mientras que en el Motor de Encendido Provocado (MEP) es la bujía la encargada de comenzar el proceso de combustión, en el Motor de Encendido por Compresión (MEC) la mezcla aire-combustible que se forma a alta temperatura es inestable químicamente (Capítulo 13), con lo cual tiene facilidad para el autoencendido en un tiempo corto (de hasta 2 milisegundos) en las condiciones usuales de funcionamiento del motor. Además, en el MEP la evaporación del combustible y su mezcla con el aire se ha realizado durante las fases de admisión y compresión, con lo que el proceso de combustión se produce sobre una mezcla prácticamente homogénea en composición (Capítulos 19 y 20). En el MEC, evaporación y mezcla han de ocurrir dentro del cilindro en un corto periodo de tiempo en las cercanías del PMS. Así pues, los procesos de combustión en ambos tipos de motores son esencialmente diferentes. En este capítulo se va a analizar el proceso de combustión en el MEC, así como la influencia que tienen las condiciones de funcionamiento del motor sobre el desarrollo del mismo.

Hasta principio de la década de los 90 coexistían dos familias de MEC según la ubicación en la que se lleva a cabo el proceso de inyección, los motores de inyección directa y los de inyección indirecta. En la primera, la inyección de combustible se realiza directamente en el cilindro, mientras que en la segunda ocurre en una precámara que existe adicionalmente al cilindro (normalmente alojada en la culata). Ello tiene implicaciones muy evidentes en la secuencia de procesos de inyección-mezcla-combustión que ha de seguir el combustible. En el primer tipo de motor, los procesos ocurren dentro del cilindro, impulsados fundamentalmente por la cantidad de movimiento que posee el chorro de combustible inyectado. En el segundo caso se produce una combustión inicial de dosado rico en la precámara, desde la cual se propaga la mezcla al resto del cilindro para acabar de quemar todo el combustible. El mecanismo fundamental que hace avanzar la combustión es la mezcla turbulenta que se propaga desde la precámara al resto del cilindro.

Inicialmente, la inyección directa se empleaba en motores de gran cilindrada, y la indirecta en motores de automoción. Sin embargo, la mejora en los sistemas de inyección ha permitido la generalización de la inyección directa a la casi totalidad de los motores de encendido por compresión, fundamentalmente debido a sus ventajas en cuanto a rendimiento, al tener menos pérdidas de calor.

De la misma manera que la búsqueda de un mejor rendimiento ha conducido al empleo del motor de inyección directa, en las últimas dos décadas el diseño y evolución del mismo han venido marcados por la necesidad de cumplir normativas de emisiones contaminantes cada vez más restrictivas. Ello ha impulsado el estudio del proceso de combustión en este tipo de motores, con el objetivo de poder controlar y optimizar tanto el rendimiento como la emisión de contaminantes. Este capítulo presenta una descripción del proceso de combustión, analizando la íntima unión que existe en este tipo de motor entre la formación de la mezcla (Capítulo 19), la combustión (Capítulo 13) y las emisiones contaminantes (Capítulo 15)

El capítulo comienza con una descripción del proceso de combustión convencional en un MEC de inyección directa (apartado 20.2), seguido de un análisis de cómo influyen los parámetros de operación del motor sobre este proceso de combustión (apartado 20.3). Finalmente, en el apartado 20.4 se hace una presentación de los nuevos procesos de combustión que se están explorando para este tipo de motor, en línea con la búsqueda de soluciones menos contaminantes.

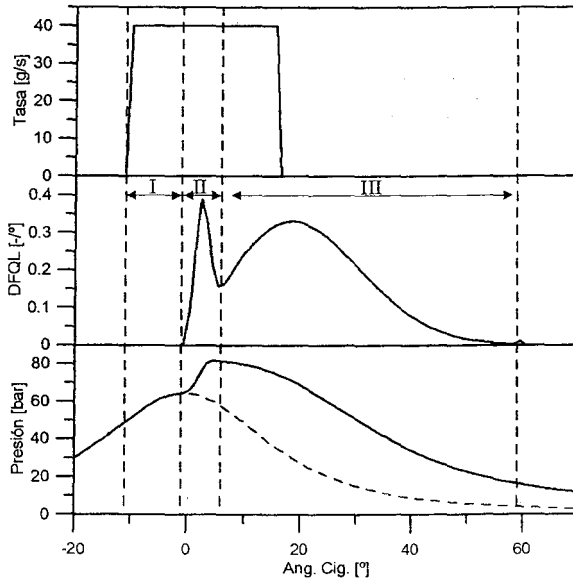


Figura 20.1 Tasas de inyección de combustible (arriba) y de liberación de calor (centro), y presión en cámara (abajo) para un MEC. Fases de la combustión: I = Retraso al autoencendido, II = Combustión premezclada, III = Combustión por difusión.

20.2 Descripción del proceso de combustión convencional en MEC

Las condiciones de contorno en las que ocurre el proceso de inyección-combustión en condiciones usuales vienen definidas por los siguientes parámetros nominales:

- Tobera de inyección con 5-8 orificios de diámetro entre 100 y 200 μm .
- Presión de inyección entre 500 y 2000 bar.
- Densidad del aire en cámara entre 10 y 50 kg/m^3 .
- Temperatura del aire en cámara entre 900 y 1000 K.

20.2.1 Diagnóstico experimental del proceso de combustión

La forma más habitual de estudiar el proceso de combustión en un MCIA es mediante la medida de la señal de presión en el cilindro, de la cual posteriormente se puede obtener la tasa de liberación de calor, esto es, la cantidad de calor liberada por unidad de tiempo debido al proceso de combustión [1]. Debido a la interrelación entre inyección y combustión existente en un MEC, conviene comparar dicha curva con la de masa inyectada en el cilindro.

La Figura 20.1 muestra una comparación entre los tres tipos de información, tasa de inyección (caudal másico de combustible inyectado por unidad de tiempo), presión en cámara y tasa de liberación de calor. Sobre la curva de tasa de inyección se pueden definir el inicio/final de inyección como los instantes en los cuales comienza/termina la introducción de combustible. Se ha supuesto una inyección típica de un solo pulso con una tasa casi constante, excepto en los transitorios de apertura y cierre del inyector. Por otra parte, la tasa de liberación de calor es

distinta de cero a partir de un cierto instante tras el inicio de inyección. Se observan dos máximos característicos en dicha curva, separados entre sí por un mínimo relativo. El valor de ambos máximos depende de la cilindrada del motor y de las condiciones de funcionamiento. En general, el primer máximo y el siguiente mínimo suelen estar bastante próximos entre sí, mientras que el segundo máximo suele estar cercano al final de la inyección. Con todos estos puntos característicos se suelen definir tres fases de liberación de calor, que ya se indicaron en el Capítulo 13:

- Fase I, retraso al autoencendido: Fase sin liberación de calor, entre el inicio de inyección y de combustión.
- Fase II, fase de combustión premezclada: Desde el inicio de combustión hasta el mínimo relativo tras el primer pico de liberación de calor. Es una fase relativamente corta y con una liberación de calor bastante intensa. Crea un gradiente de presión en la cámara que es responsable del ruido típico de la combustión en un MEC.
- Fase III, fase de combustión por difusión: Desde el final de combustión premezclada hasta el final del proceso de combustión. Es la fase que más suele durar en el tiempo. Suele subdividirse en dos partes, tomando como referencia el final de inyección. Se habla de combustión por difusión principal hasta el final de inyección, y combustión por difusión tardía, a partir de este punto.

La definición anterior de las fases da una idea general acerca de cómo transcurre la liberación de calor a lo largo del ciclo del motor. Para darle un sentido físico a los procesos que ocurren dentro de la cámara de combustión del motor, conviene analizar cómo evoluciona el chorro de combustible inyectado. Para ello se puede observar la secuencia de imágenes de la Figura 20.2, obtenidas en un MEC con accesos ópticos. Se trata de una instalación especial en la cual solamente se inyecta un chorro de combustible, pero la secuencia de sucesos es la misma que se da en un motor real. Las imágenes han sido obtenidas mediante una cámara de alta velocidad y aplicando la técnica de visualización por sombras (*shadowgraphy*). En ella se ilumina la zona de estudio (la cámara de combustión del motor) con un haz de luz de rayos paralelos. Cuando no hay gradientes de densidad en el camino de la luz (esto es, cuando la composición, presión y temperatura son uniformes) los rayos no se desvían, y se registran en la imagen como zonas luminosas. Estas corresponden, por ejemplo, a la cámara de combustión antes de inyectar o a zonas no afectadas por la evolución del chorro. Cuando aparecen gradientes de densidad en el camino de la luz (al atravesar la zona del chorro/llama), los rayos se desvían y crean zonas grises en la imagen. Así pues, esta técnica permitirá ubicar el chorro en la cámara de combustión como zonas grises.

A partir de las imágenes presentadas, se identifican los siguientes fenómenos:

- Tras el inicio de inyección se observa que la silueta del chorro va aumentando de tamaño. Gracias a la cantidad de movimiento que posee, el chorro comienza a mezclarse con el aire más caliente, con lo que se va evaporando el combustible líquido. Los procesos de mezcla con aire y evaporación, descritos en el Capítulo 19, hacen que la concentración de combustible sea menor a medida que aumenta la distancia al orificio de inyección, con lo que los gradientes de densidad disminuyen y el chorro aparece en las imágenes con una silueta cada vez más clara a medida que crece (véase el instante de $880 \mu\text{s}$).
- De acuerdo al párrafo anterior, durante los primeros instantes del proceso de inyección se produce la preparación de una cantidad de mezcla de combustible-aire. Dicha mezcla posee una temperatura suficientemente alta como para que comiencen a darse los procesos químicos que culminan en el autoencendido del chorro. En las condiciones habituales de

los MEC de inyección directa, las reacciones químicas que controlan el autoencendido tienen una fase inicial de baja temperatura (del orden de 750 K), con reacciones poco exotérmicas, que al ir progresando en el tiempo conducen a una fase de alta temperatura. Durante la fase inicial, los gradientes de densidad asociados son pequeños, con lo que esta actividad química no se observa en las imágenes de la Figura 20.2. El salto a la fase de alta temperatura se observa en la imagen de 1280 μs , donde la parte frontal del chorro se hace mucho más oscura debido al aumento de temperatura asociado a la liberación de calor. Además, esta zona frontal se ensancha como consecuencia de la expansión asociada al proceso de combustión. La mezcla dentro del chorro pasa de estado inerte a reactivo. A partir de este momento se establece un frente de llama por difusión que permanecerá vigente hasta el final del proceso de combustión.

- Una vez que se ha producido el encendido del chorro, la estructura del mismo no cambia demasiado hasta el final de inyección. En las imágenes de 2080 y 2480 μs se aprecia que en la zona del frente del chorro hay una gran intensidad luminosa, esta radiación luminosa es debida a la presencia de hollín a alta temperatura, característico de las llamas de difusión. El frente de reacción rodea esta zona brillante, y las imágenes muestran zonas oscuras alrededor del núcleo brillante, donde se ubican los productos de la combustión.

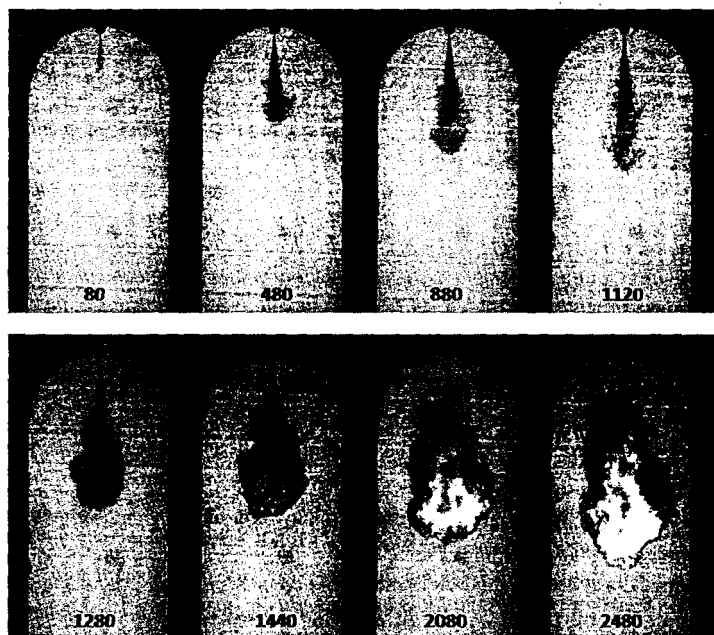


Figura 20.2 Imágenes mediante ombroscopia del chorro de combustible. Diámetro de orificio 70 μm , presión de inyección 500 bar, densidad en cilindro 27 kg/m^3 , temperatura en cilindro 921 K, fracción molar de oxígeno 20%.

20.2.2 Fases de la combustión

Como síntesis de los resultados experimentales anteriores, se van a revisar las fases de la combustión definidas, indicando los procesos que ocurren dentro de cada una de ellas.

Fase de retraso al autoencendido

Esta fase comienza con el proceso de inyección, cuando el chorro líquido es inyectado en el interior de la cámara de combustión, y culmina en el autoencendido espontáneo de la mezcla que marca el final de esta fase y el inicio de la fase de combustión premezclada. En ella influyen tanto procesos físicos como químicos.

En cuanto a los procesos físicos, el chorro se enfrenta a un ambiente de elevada densidad, comenzando a desintegrarse en gotas de pequeño tamaño que aumentan la interfase aire-combustible. Por otra parte, la cantidad de movimiento del chorro inyectado hace que el aire sea arrastrado hacia el interior del mismo, constituyendo otro de los fenómenos claves en el proceso de mezcla. Ambos fenómenos (atomización y englobamiento de aire) descritos en el Capítulo 19 hacen que el combustible líquido aumente de temperatura por el contacto con el aire más caliente y comience a evaporarse. Una vez evaporado, el englobamiento inducido por la cantidad de movimiento del chorro sigue mezclando combustible y aire.

En paralelo con los procesos físicos, la parte química del proceso de autoencendido comienza cuando aparece el combustible evaporado. Para combustibles del tipo Diesel convencional, la química del autoencendido consta a su vez de dos fases. La primera ocurre a baja temperatura (valor máximo de 750 K) y es poco exotérmica, de manera que no suele detectarse liberación de calor a partir de la medida de presión en el cilindro y su análisis se incluye en la presente fase de retraso al autoencendido. La segunda es muy exotérmica, y su aparición marca el inicio de la siguiente fase de combustión premezclada, que se describirá más adelante. Con las reacciones a baja temperatura empieza el proceso de oxidación del combustible mediante la producción de radicales químicos. Este proceso de oxidación depende fundamentalmente de la temperatura en cámara y del tipo de combustible. La influencia de este último se caracteriza mediante el denominado número de cetano, que cuantifica la facilidad para el autoencendido del combustible (Capítulos 2, 13 y 14). Este parámetro es alto si el combustible tiene gran facilidad para autoencenderse.

Además de estos fenómenos químicos, el proceso físico de mezcla entre el aire caliente y el combustible sigue durante esta fase (y durante todo el resto del proceso de inyección), contribuyendo todavía de manera importante al calentamiento de la mezcla.

Fase de combustión premezclada

Esta etapa está caracterizada por tres fenómenos básicos:

- En primer lugar, la cinética química del autoencendido entra en una fase de alta temperatura, con lo que la tasa de consumo de combustible crece de manera muy elevada, y ello trae como consecuencia una elevada tasa de liberación de calor, que ya es detectada mediante la medida de presión en cilindro.
- Además, a partir del consumo de combustible se forman tanto especies finales (CO_2 y H_2O) como especies intermedias precursoras de hollín. Esto lleva a un segundo fenómeno característico de esta fase, que consiste en la aparición del hollín incandescente en la zona frontal del chorro, dando a la llama su típica coloración amarilla-anaranjada. La radiación térmica desprendida por el hollín va a ser dominante durante el resto del proceso de combustión, incluso tras el final de la inyección.

- En tercer lugar, durante el final de esta fase se produce el establecimiento del frente de llama por difusión que caracterizará el resto de la combustión. Ello acentúa el carácter transitorio de la fase, que es un enlace entre el chorro no reactivo y la llama de difusión.

La denominación fase de combustión premezclada no debe entenderse aquí exactamente en el mismo sentido que en los MEP (Capítulo 18), donde hay un frente de llama definido que va barriendo la mezcla de reactivos para quemarlos. En el MEC hay una zona de mezcla no homogénea en temperatura y composición, en el seno de la cual se produce el proceso de autoencendido. Dicho proceso culmina más rápidamente en ciertas ubicaciones, propagándose al resto hasta que toda la mezcla evaporada y mezclada del chorro se enciende.

Fase de combustión por difusión

Tras el encendido del chorro, el proceso de combustión entra en la fase de difusión, en la cual el frente de llama se consolida. La ley de liberación de calor viene controlada principalmente por la mezcla del combustible evaporado con el aire en el interior de la cámara. Cuanto más rápida sea la mezcla, más intensa es la liberación de calor. Mientras dura la inyección, el proceso de mezcla está controlado por la cantidad de movimiento que introduce el chorro en la cámara. La estructura de la llama, descrita con más detalle en la siguiente sección, alcanza un periodo de estabilidad, que se mantiene hasta el final del proceso de inyección, momento en el cual cesa el aporte de cantidad de movimiento del chorro para el proceso de mezcla. A partir de aquí, la tasa de combustión cae y el fenómeno de oxidación está controlado por la turbulencia que queda en la cámara de combustión, bien gracias al movimiento del aire o al movimiento residual del chorro, hasta que se consume el combustible presente en la cámara.

20.2.3 Estructura de la llama y formación de contaminantes

En la Figura 20.1 se observa que la fase de combustión por difusión ocupa una parte notable del proceso de combustión. Debido a ello, la estructura de la llama de difusión Diesel ha sido objeto de múltiples estudios, habiéndose llegado a esbozar un modelo conceptual de la misma que queda claramente expuesto en los trabajos de Dec [2] y Flynn et al. [3], y que se resume en la Figura 20.3. Cabe reseñar que dicho modelo conceptual es válido desde el inicio de la fase de combustión por difusión hasta el final del proceso de inyección.

De forma cualitativa se distinguen en la parte superior de la figura las siguientes zonas:

- La primera corresponde a la zona en contacto inmediato con la tobera de inyección, en la cual el flujo tiene una apariencia de chorro inerte, pues la zona de reacción no llega hasta el inyector debido a las elevadas velocidades en esa zona inicial. De hecho en esta zona se producen los fenómenos de atomización, englobamiento de aire y evaporación de forma análoga a como se producen en un chorro no reactivo en condiciones evaporativas (Capítulo 19). La longitud de esta primera zona es lo que se conoce como distancia de despegue de la llama o LOL (*flame lift-off length*), y controla de manera importante la formación de hollín en la llama.
- A partir de la distancia de *lift-off*, la llama adquiere una estructura típica de llama por difusión, con una zona interna ocupada por combustible sin quemar y productos parciales de combustión rodeados de la superficie de reacción situada en la zona de dosado estequiométrico. En dicha superficie, el combustible y el hollín se oxidan totalmente a dióxido de carbono y agua al encontrar la proporción de oxígeno necesaria. La parte frontal de la llama presenta un característico ensanchamiento, debido a un vórtice frontal que corresponde a la parte transitoria del chorro durante la penetración en la cámara (Capítulo 19).

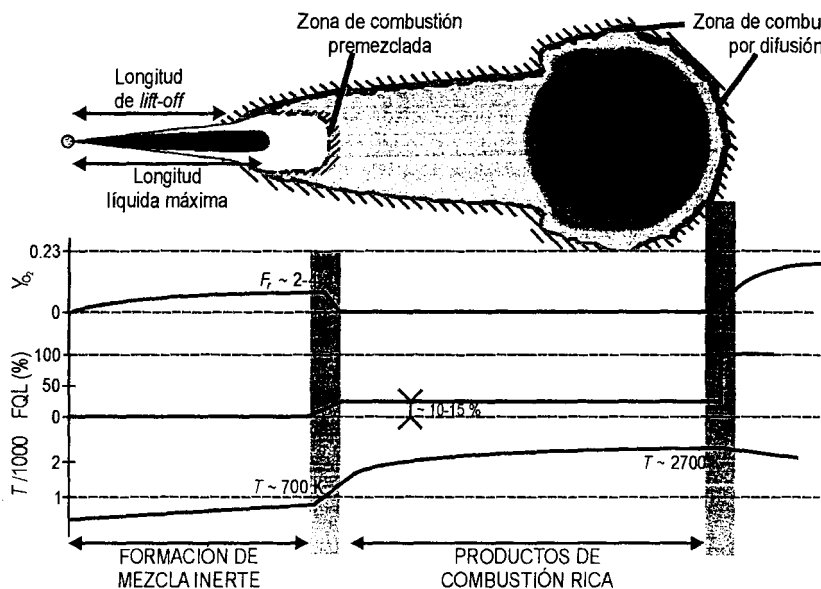


Figura 20.3 Esquema de la estructura de la llama Diesel durante la fase cuasiestacionaria de la fase de combustión por difusión. Adaptado a partir de [2-3].

- Entre ambas zonas se establece una tercera región de pequeño espesor en la que se da una zona de reacción premezclada, la cual consume todo el oxígeno englobado por el chorro en la primera zona no reactiva. Este hecho, junto con la existencia de un frente de llama por difusión, hacen que en el interior de la zona de la llama de difusión la concentración de oxígeno sea nula.

Resulta curioso que, de la misma forma que la evolución temporal del proceso de combustión pasa por una fase inicial de retraso al autoencendido, una fase de combustión premezclada y otra de difusión, la llama durante la fase de combustión por difusión tiene una zona de mezcla inerte, una zona de combustión premezclada y otra zona de combustión por difusión. La estructura anterior queda más clara si se analiza la evolución de un elemento de combustible inyectado en su trayectoria sobre el eje del chorro desde el orificio del inyector hasta la superficie estequiométrica, donde se quema. Dicha evolución está esquematizada en la parte inferior de la Figura 20.3 en base a la fracción másica de oxígeno, la temperatura y la liberación de calor que sufriría el combustible, y podemos analizarla según la anterior estructura de llama:

- Una vez inyectado, el combustible líquido se aleja del inyector, se atomiza en gotas y engloba aire caliente. Ello hace que suba su temperatura, con lo que va evaporándose hasta la longitud líquida máxima (Capítulo 19), a partir de la cual desaparece totalmente el combustible líquido. A partir de ahí, el combustible vapor sigue englobando aire y calentándose, todo ello de manera inerte, puesto que no existe reacción química en esta zona.
- Al sobrepasar la longitud de *lift-off*, el combustible atraviesa la zona de combustión premezclada. El dosado local depende fuertemente de las condiciones operativas del motor, pero podemos tomar un dosado relativo de 4 como orden de magnitud. Al tratarse de una mezcla rica, el frente de llama premezclada consume todo el oxígeno, con lo que se produ-

ce una liberación de calor de parte del combustible (entre el 10 y el 15%) que aumenta de forma abrupta la temperatura local. Además, los productos de la combustión contienen combustible sin quemar y productos parciales que contienen energía susceptible de ser liberada.

- En el tramo final hasta el frente de llama por difusión, los productos de la combustión premezclada atraviesan una zona carente de oxígeno, y con temperaturas que crecen a medida que se acerca al frente de llama. Este crecimiento no es debido a la liberación de calor, que es nula como consecuencia de la ausencia de oxígeno, sino al transporte de energía desde el frente de llama. Es cuando llega al frente de llama cuando se produce la oxidación de todos los productos parciales gracias al aporte por difusión de oxígeno por la parte externa de la llama. La temperatura local alcanza un máximo en dicho frente de llama debido a la liberación de calor. Al atravesarlo, el combustible inyectado se ha convertido definitivamente en productos de la combustión, que se siguen diluyendo con el aire englobado, con lo que bajan de temperatura al alejarse del frente de llama.

En relación a la formación de contaminantes en la llama, la Figura 20.4 muestra resultados de simulaciones químicas para una mezcla de n-heptano-aire a 60 bar de presión para diferentes valores de dosado y temperatura de la mezcla. La figura muestra que la formación de hollín ocurre a dosados ricos y alta temperatura, y la de óxidos de nitrógeno a dosados estequiométricos-pobres y alta temperatura. En el mismo mapa se representa una línea que indica los valores de dosado y temperatura que atravesaría el elemento de combustible inyectado en la descripción anterior.

Se observa que en la primera zona, hasta la distancia de *lift-off*, no hay formación de contaminantes puesto que la mezcla es inerte. Al atravesar el frente de llama existente en dicha zona, el combustible se calienta y entra en la zona interna de la llama de difusión, donde se dan dosados ricos y alta temperatura. En la figura se observa cómo a medida que el combustible se acerca al dosado estequiométrico (donde está el frente de llama) atraviesa la zona de formación de hollín, con lo que aparece esta sustancia, tal como se observa en las imágenes. De hecho, los productos de reacción de la llama premezclada sirven de base para la formación del hollín en el interior de la llama de difusión. Finalmente, se observa que la curva atraviesa la zona de formación de NO_x para dosados cercanos al estequiométrico y pobres. Ello indica que este contaminante se forma en el exterior de la superficie de reacción, donde los dosados son pobres y las temperaturas altas.

Hay que señalar que mientras que para el estudio de los NO_x es suficiente el análisis de su proceso de formación, que quedaría reflejado en la Figura 20.4, en el caso del hollín los procesos son más complejos (Capítulo 15), y además de los procesos de formación (nucleación, crecimiento, aglomeración y agregación) hay que tener en cuenta el proceso de oxidación. Mientras que las condiciones para la formación se deducen de la Figura 20.4 (dosados ricos, altas temperaturas), para la oxidación es importante la disponibilidad de oxígeno y una temperatura lo suficientemente alta. En este caso, la influencia del proceso físico de mezcla es fundamental. Al final, las emisiones en escape son el resultado del balance acumulado entre formación y oxidación.

La evolución anterior justifica que el proceso de combustión convencional Diesel produce principalmente estos dos tipos de contaminantes. Como se observará en el apartado 20.3, los parámetros convencionales de control de motor que afectan a la combustión influyen de manera opuesta sobre ambos tipos de contaminantes, debiéndose encontrar un punto de compromiso entre los dos (lo que se suele conocer como *trade-off*).

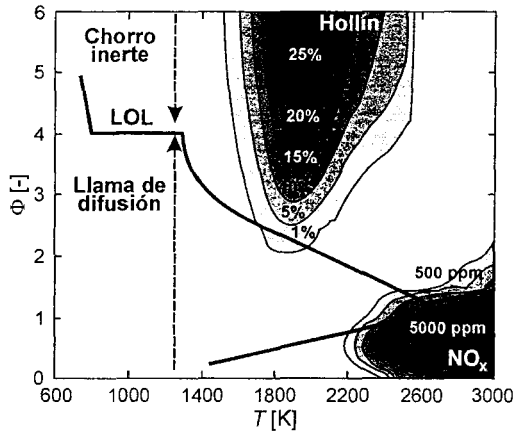


Figura 20.4 Mapa dosado-temperatura de formación de hollín y de NO_x . La línea representa valores típicos en el interior de la llama Diesel.

20.2.4 Parámetros cuantitativos

Para completar la descripción del proceso de combustión convencional en MEC, se recoge en este apartado las leyes de escalado de algunos de los parámetros fundamentales del mismo.

Longitudes características

La descripción de los apartados anteriores ha demostrado el papel fundamental que juega la evolución de la inyección y la formación de la mezcla sobre el proceso de combustión en MEC. En el Capítulo 19 se ha indicado que el comportamiento del chorro Diesel en condiciones de motor es asimilable al de un chorro gaseoso, y en base a ello se han determinado las longitudes características de la evolución del mismo en condiciones no reactivas, es decir, previas al autoencendido del mismo. Se presentan aquí estas mismas longitudes características, indicando sus dependencias en las diferentes fases del proceso de combustión:

- Penetración del chorro

El tamaño del chorro depende fundamentalmente de la densidad en cámara, el ángulo de chorro y el flujo de cantidad de movimiento en el orificio de inyección (que, a su vez, depende de densidad de combustible, diámetro de orificio y presión de inyección) según la ecuación (19.19). Dicha expresión sigue siendo válida durante la fase de retraso al autoencendido, con el chorro en condiciones inertes. Cuando comienza el proceso de combustión, la densidad dentro del chorro disminuye, lo cual debería acelerar la evolución del chorro por consideraciones de conservación de cantidad de movimiento. Sin embargo, experimentalmente se observa que la penetración de un chorro reactivo es muy parecida a la del chorro inerte [1-4]. Ello es debido a que, tal como se ha descrito en la sección 20.2.1, el ángulo de chorro también aumenta, compensando el efecto de la densidad sobre la penetración. En consecuencia, la ley de escalado para la penetración representada mediante la ecuación (19.19) es totalmente válida en condiciones inertes, y una aproximación bastante razonable en condiciones reactivas.

- Longitud líquida máxima LL_{\max}

Siguiendo con el estudio presentado en el Capítulo 19 de formación de la mezcla, se puede definir cualquier longitud de mezcla en el chorro Diesel como la distancia desde el origen del inyector hasta el punto sobre el eje donde la fracción másica de combustible es igual a un valor característico. De acuerdo a la hipótesis de control por mezcla de la evaporación, existe un valor de esta fracción másica $Y_{f, \text{evap}}$ tal que para valores menores el combustible se encuentra totalmente evaporado. Este valor característico depende del tipo de combustible, las condiciones termodinámicas del aire en el cilindro, así como de si el chorro es inerte o reactivo. La longitud líquida máxima se escala, por tanto, de acuerdo a la ecuación (19.44), que por comodidad reproducimos de nuevo aquí en la ecuación (20.1):

$$LL_{\max} \propto \frac{\phi_{ef}}{\tan(\theta/2) Y_{f, \text{evap}}} \left(\frac{\rho_f}{\rho_a} \right)^{0,5} \quad (20.1)$$

donde se observa que la longitud líquida de evaporación depende, además de $Y_{f, \text{evap}}$, del diámetro de orificio ϕ_{ef} , la densidad del combustible ρ_f y del aire ρ_a y el ángulo del chorro θ . El caso inerte es analizado en el Capítulo 19, siendo aplicable durante la fase de retraso al autoencendido. En el caso reactivo, el desarrollo final de la evaporación depende de la relación entre la longitud de evaporación y la de *lift-off*. Si la primera es más corta que la segunda, la evaporación del combustible ocurre antes de llegar a la primera zona de reacción, y la combustión no afecta a la evaporación más que de forma indirecta (p.ej. mediante el calentamiento del aire englobado al aumentar la presión en cámara), con lo que la fracción másica de evaporación toma el mismo valor que en el caso inerte. En el caso en que la longitud de *lift-off* sea más corta que la de evaporación, existe una importante interacción entre evaporación y combustión, puesto que el calor liberado por la llama y el transmitido por radiación aportan energía para el cambio de fase. Ello hace que se pueda evaporar a dosados más ricos que en el caso inerte ($Y_{f, \text{evap}}$ aumenta), con lo que la longitud líquida se reduce respecto al caso equivalente inerte. La reducción de longitud líquida con combustión ha sido constatada experimentalmente. Si bien dependiendo de las condiciones de funcionamiento se estará en uno de los dos casos anteriores, el primer caso suele ser más habitual con la tecnología existente hoy en día en MEC (orificios reducidos, altas presiones de inyección) mientras que el segundo corresponde a tecnologías más antiguas.

- Longitud de llama L_{ll}

La tercera longitud característica es la distancia existente entre el orificio y el frente de llama por difusión. Puesto que dicho frente de llama se establece en la zona donde se dan condiciones de mezcla estequiométrica, su ley de escalado es la que da la ecuación (19.32). Dicha ley es válida en condiciones inertes (durante la fase de retraso al autoencendido). Sin embargo, la expresión anterior no tiene en cuenta ningún tipo de parámetro asimilable al proceso de combustión. Los resultados experimentales para chorros gaseosos turbulentos indican que el englobamiento en un chorro reactivo se reduce debido a la caída de la densidad dentro del chorro. A partir de simulaciones numéricas para chorro gaseoso turbulento, se puede proponer la siguiente ley de escalado para la llama Diesel:

$$L_{ll} \propto \frac{\phi_{ef}}{\tan(\theta/2) Y_{f, \text{est}}} \left(\frac{\rho_f}{\rho_a} \right)^{0,5} \left(\frac{\rho_{sq, \text{est}}}{\rho_{q, \text{est}}} \right)^{0,5} \quad (20.2)$$

La ecuación anterior es la misma que para el caso inerte (ecuación 19.32), excepto por el hecho de que se ha añadido el último término, en el cual aparece un cociente de densidades entre la mezcla estequiométrica en condiciones inertes y reactivas (subíndices sq , q , respectivamente). En condiciones de motor Diesel, ello implicaría un alargamiento de la longitud estequiométrica en un factor del orden de 1,7–1,8 respecto al caso inerte, correspondiente al término corrector con el cociente de densidades, que es muy similar al término encontrado experimentalmente para cuantificar la reducción de englobamiento en chorros gaseosos atmosféricos. Estas leyes de escalado parecen ser razonablemente válidas en el caso de chorro Diesel [4].

- Longitud de *lift-off* LOL

La última longitud característica relevante para el estudio de la llama de difusión en un MEC es la longitud de *lift-off*, que es la distancia entre el orificio de inyección y la base de la llama, donde se sitúa el frente de reacción premezclado descrito más arriba. Este fenómeno no es exclusivo del proceso de combustión de chorros Diesel, sino que ha sido ampliamente observado en el estudio de la combustión de chorros gaseosos turbulentos, y constituye un ejemplo de lo que se llama combustión parcialmente premezclada. En chorros gaseosos turbulentos dicha distancia es la consecuencia de un balance entre la velocidad de convección del chorro, que tiende a alejar la mezcla del orificio, y una velocidad de propagación del frente de llama, que tiende a acercarse hacia el orificio. Si se plasma este concepto en ecuaciones, se puede llegar a la siguiente ley de escalado:

$$LOL \propto \frac{\alpha_T u_{ef} Y_{f,est}}{u_{CL}^2} \quad (20.3)$$

donde u_{ef} es la velocidad de inyección efectiva, $Y_{f,est}$ es la fracción másica estequiométrica, α_T es la difusividad térmica, y u_{CL} es la velocidad de combustión laminar. Si se realizan estimaciones de las dependencias de estos dos últimos parámetros con la temperatura T_a y la densidad ρ_a del aire y con $Y_{f,est}$, esta ley de escalado se puede transformar en:

$$LOL \propto T_a^{-3,5} \rho_a^{-0,8} u_{ef} Y_{f,est}^{-1} \quad (20.4)$$

La expresión anterior, desarrollada para chorros gaseosos turbulentos, coincide bastante con la ley de escalado empírica obtenida para chorros Diesel [5]:

$$LOL \propto T_a^{-3,74} \rho_a^{-0,85} \phi_{ef}^{0,34} u_{ef} Y_{f,est}^{-1} \quad (20.5)$$

La diferencia más notable entre ambas leyes de escalado es la aparición del diámetro en el caso de chorros Diesel, cosa que no ocurre en los chorros gaseosos, así como diferencias en los exponentes de algunos términos. De hecho, el término de escalado con el diámetro no ha podido ser justificado. Estas discrepancias indican que el fenómeno de estabilización del *lift-off* puede estar gobernado por otros fenómenos, como por ejemplo el autoencendido sostenido de mezcla cuando se aleja del inyector.

La importancia de la distancia de LOL radica en el hecho de que está directamente relacionada con la formación de hollín en la llama. En general, el aumento de esta longitud suele favorecer el englobamiento de aire en el chorro antes de llegar a la llama de difusión, con lo que los dosados disminuyen en la base de la misma, y se forma menos hollín. De hecho,

se ha demostrado que si el dosado medio en la sección de *LOL* baja de 2, la llama no produce hollín.

Tiempos característicos

Los dos tiempos característicos más relevantes a la hora de estudiar la combustión en un MEC son el de evaporación y el de combustión. Como se ha mostrado en el Capítulo 19, ambos pueden ser asimilados al tiempo de mezcla de un chorro gaseoso turbulento hasta un dosado característico, bien el correspondiente a la evaporación del combustible, o al dosado estequiométrico. A partir de este concepto se han deducido las ecuaciones (19.35) y (19.36) que indican las leyes de escalado de estos tiempos.

De ambos parámetros, el de mayor utilidad para el estudio del proceso de combustión es el tiempo característico de mezcla. En la fase de combustión por difusión la tasa de liberación de calor es proporcional a la tasa de mezcla entre el combustible y el aire, que a su vez será inversa al tiempo característico de mezcla. Como se observa en la ley de escalado, dicho tiempo depende linealmente del diámetro de orificio, inversamente de la velocidad de inyección, de la raíz cuadrada de la densidad del aire en cámara y del dosado estequiométrico al cuadrado.

Por otra parte, a partir de resultados experimentales en motor se puede calcular el llamado tiempo aparente de combustión (*Apparent Combustion Time: ACT*) como un tiempo característico entre el momento de inyección y el de combustión de un elemento de combustible. Diversos resultados experimentales han demostrado que este tiempo de combustión se escala durante la fase de combustión por difusión de acuerdo a la siguiente expresión:

$$ACT \propto \rho_a^{-0,5} u_{ef}^{-1} [O_2]^{-0,5} \phi_{ef} \quad (20.6)$$

Se observa que las dependencias de la densidad del aire, la velocidad de inyección y el diámetro de orificio son iguales a las del tiempo de mezcla deducido teóricamente para el chorro gaseoso (ecuación 19.35). En el caso de la concentración de oxígeno, el exponente difiere respecto al de la fracción másica estequiométrica, aunque ambas variables son proporcionales entre ellas, probablemente debido al efecto que tiene el aumento de temperatura debido a la liberación de calor sobre el englobamiento de aire en el chorro. Este último aspecto no puede ser tenido en cuenta en la ley de escalado del chorro gaseoso. Estos tiempos característicos servirán en el próximo apartado para justificar los resultados obtenidos de la liberación de calor en motor.

20.3 Control del proceso de combustión convencional en MEC

En este apartado se va a describir cómo influyen los parámetros de control de un motor sobre el proceso de combustión, esto es, sobre la liberación de calor. De esta manera, se obtendrá información acerca de cómo cambian las prestaciones del motor cuando se actúa sobre los parámetros de entrada del motor. Desde el punto de vista de la combustión, son importantes los parámetros que afectan al combustible (composición y propiedades fisicoquímicas) y su introducción en el cilindro mediante el proceso de inyección, los parámetros que afectan al aire (condiciones termodinámicas y composición), así como el diseño del volumen donde tiene lugar el proceso de combustión. Este apartado no pretende ser exhaustivo en el análisis de todos los parámetros de motor, pero sí se van a revisar los más importantes.

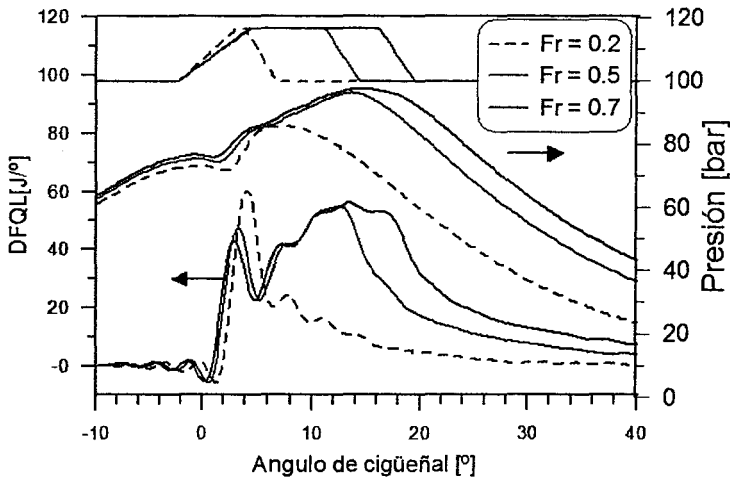


Figura 20.5 Influencia de la masa inyectada (dosado relativo) sobre el levantamiento de aguja, la presión en cámara y la tasa de liberación de calor. MEC monocilíndrico de 0,4 l a 1750 rpm. Inicio y presión de inyección constantes.

20.3.1 Control mediante el proceso de inyección

Los parámetros de control del sistema de inyección, con los cuales se puede actuar sobre el proceso de combustión, son los siguientes:

- Parámetros de diseño, esto es, las características geométricas del inyector: número de orificios, así como el diámetro, geometría interna y disposición de los mismos.
- Parámetros de funcionamiento, que dependen del punto de operación del motor. En este apartado se incluyen:
 - La presión de inyección, que controla la velocidad con que es inyectado el combustible.
 - La estrategia de inyección, esto es, el número de pulsos en que se inyecta el combustible, el instante de inyección y la duración de cada uno. La estrategia básica consiste en inyectar un único pulso cerca del PMS, pero muy a menudo se emplean varios pulsos, con diferentes duraciones, en lo que se conoce como estrategias de inyección múltiple.

Inyección de un solo pulso

Pensando en la configuración más sencilla de la inyección, esto es, un único pulso de inyección, se puede actuar sobre el proceso de combustión modificando la presión de inyección, la masa inyectada y el inicio de inyección. Los dos primeros están relacionados a través de la duración de la inyección: dados una presión de inyección y un instante de inicio, la masa inyectada se controla alargando o acortando el pulso de inyección.

La Figura 20.5 muestra un ejemplo de cómo evoluciona la tasa de combustión al cambiar la masa inyectada, sin cambiar las condiciones dentro del cilindro. Para inyecciones cortas, casi la mayor parte de la masa se quema en premezclada. Este es, por ejemplo, el caso del ralentí del motor. Al ir aumentando la masa inyectada, la combustión cada vez es más larga y se extiende la fase de combustión por difusión, manteniendo casi constantes las fases iniciales

de la combustión. Sin embargo, puesto que el trabajo del ciclo aumenta con la masa inyectada, las condiciones dentro del cilindro crecen en temperatura, y el tiempo de retraso puede reducirse al aumentar la masa dentro del cilindro, con lo que la masa quemada en premezclada también se reduce. En definitiva, la duración de la combustión aumenta cuando se aumenta el grado de carga, por lo que conviene adelantar la inyección para que la liberación de calor siga centrada y el rendimiento termodinámico del ciclo se mantenga lo más elevado posible.

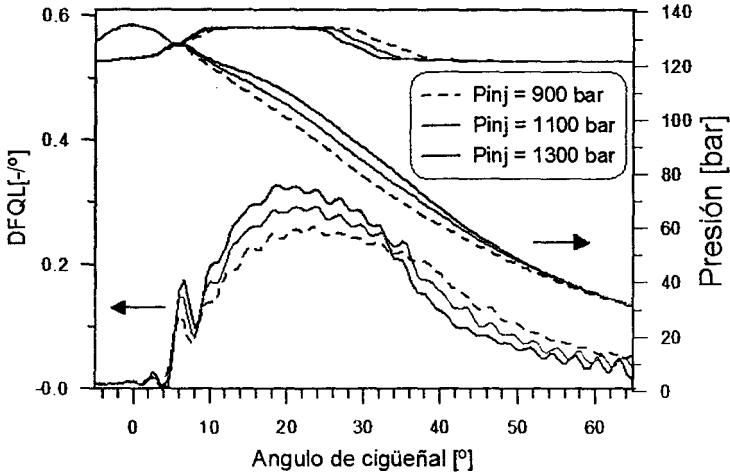


Figura 20.6 Influencia de la presión de inyección sobre la presión en cámara y la tasa de liberación de calor. MEC monocilíndrico de 1,85 l a 1800 rpm y plena carga. Masa inyectada e inicio de inyección constantes.

Respecto a la presión de inyección, su aumento se traduce en un aumento de la velocidad de salida del combustible por el orificio y, por tanto, del caudal másico y de la cantidad de movimiento del chorro de combustible. Ello facilita la atomización del combustible a la salida de la tobera en gotas más pequeñas, y acelera el englobamiento de aire por parte del chorro. En definitiva, reduce los tiempos característicos de mezcla del combustible (ecuación 19.35). En concreto, el tiempo aparente de combustión se reduce al aumentar la velocidad de inyección (ecuación 20.6), con lo que aumenta la liberación de calor. La Figura 20.6 muestra resultados de un motor monocilíndrico de 1,85 l de cilindrada en un punto a 1800 rpm y plena carga. Al aumentar la presión de inyección:

- No se modifica el tiempo de retraso. En ocasiones puede obtenerse una pequeña influencia de la presión de inyección, debido a que los procesos de mezcla se aceleran, y por tanto las prereacciones químicas pueden comenzar antes.
- Aumenta el máximo de liberación de calor durante la fase premezclada, debido a que durante el tiempo de retraso se ha preparado más mezcla como consecuencia del aumento en la presión de inyección.
- Aumenta la tasa de liberación de calor durante toda la fase de combustión por difusión, debido también a la mayor tasa temporal de mezcla.

En resumen, el aumento de la presión de inyección hace que el proceso de combustión sea más rápido, lo cual es favorable normalmente para el rendimiento del motor, puesto que el proceso

de combustión se parece más al caso ideal de combustión a volumen constante, que produciría un mayor rendimiento indicado.

Por otro lado, al modificar el inicio de inyección se cambia el instante en el que comienza la combustión. Si el proceso de combustión no dependiera de las condiciones en cámara, el cambio en el inicio de inyección simplemente modificaría la posición de la curva de liberación de calor respecto a la posición del pistón. Sin embargo, el proceso de liberación de calor está influido por las condiciones en cámara. La Figura 20.7 muestra un ejemplo para el mismo motor que el de la Figura 20.6. La inyección se realiza en la carrera descendente del pistón. Si se aleja del PMS, el chorro encuentra un ambiente con menor densidad y temperatura, con lo que el tiempo de retraso se alarga puesto que los procesos químicos se ralentizan. El máximo de la liberación de calor en premezclada aumenta, pues debido al mayor tiempo de retraso se prepara más mezcla hasta el inicio de combustión. En cuanto a la fase de combustión por difusión, también se aprecia una ligera disminución del valor máximo de liberación de calor al alejar el inicio de inyección del PMS, debido a una menor densidad en el cilindro que alarga los tiempos de combustión (ecuación 20.6).

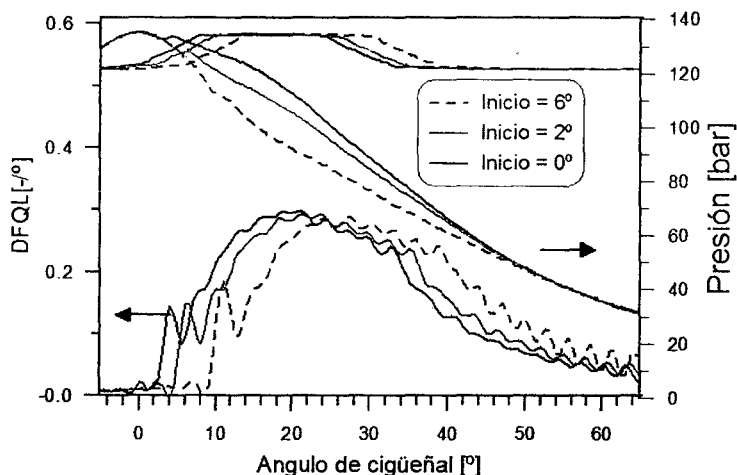


Figura 20.7 Influencia del inicio de inyección sobre el levantamiento de aguja, la presión en cámara y la tasa de liberación de calor. MEC monocilíndrico de 1,85 l a 1800 rpm y plena carga. Masa inyectada y presión de inyección constantes.

De la misma forma que en el MEP, en el MEC el centrado de la combustión se debería hacer maximizando el trabajo del ciclo. Sin embargo, otros condicionantes como la formación de contaminantes a menudo pesan más en esta optimización que el trabajo indicado. La Figura 20.8 resume la influencia del proceso de inyección sobre la combustión para una variación combinada de inicio y presión de inyección. Se muestran las curvas de *trade-off* del motor, esto es, del consumo de combustible y las emisiones de NO_x y de hollín. Se observa que el aumento de la presión de inyección reduce el consumo específico debido al efecto comentado de una menor duración de la combustión. Esto hace que las temperaturas máximas en cámara aumenten, y por ello también las emisiones de NO_x . Al contrario, las emisiones de hollín se reducen debido a dos efectos. Por una parte, al aumentar la presión de inyección se aumenta la

longitud de *lift-off* (ecuación 20.5), con lo que se engloba más aire antes de llegar a la zona de combustión premezclada y se reduce el dosado con el que ésta se realiza, disminuyendo la formación de hollín en la llama. Por otra parte, al aumentar la presión de inyección se produce una aceleración del proceso de mezcla que permite oxidar más rápidamente el hollín formado.

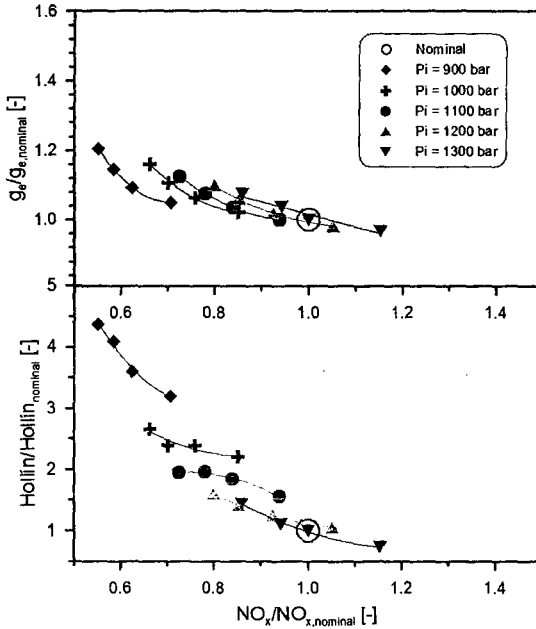


Figura 20.8 Influencia del inicio y la presión de inyección sobre el consumo y las emisiones en un MEC monocilíndrico de 1,85 l de cilindrada, a 1800 rpm y plena carga.

En cuanto al efecto del inicio de inyección en este motor, en el que la inyección se realiza en la carrera descendente del motor, alejar el inicio de inyección del PMS aumenta el consumo, debido a que el rendimiento indicado del ciclo se reduce. De la misma manera las temperaturas máximas en el ciclo disminuyen y también lo hacen las emisiones de NO_x . Los humos, por su parte, aumentan debido a que la oxidación del hollín formado, que ocurre fundamentalmente hacia el final del proceso de combustión, se ve deteriorada como consecuencia de las bajas temperaturas en cámara.

Las dependencias fundamentales de ambos contaminantes respecto al proceso de combustión quedan patentes en la Figura 20.9, que muestra cómo para las condiciones ensayadas en los puntos de la Figura 20.8, las emisiones de óxidos de nitrógeno acaban dependiendo fundamentalmente de la temperatura máxima de quemados en el ciclo, mientras que las del hollín dependen de una temperatura de quemados hacia el final del proceso de combustión (cuando se ha quemado el 75% de la masa inyectada). La primera tendencia es bastante común para la mayoría de motores de encendido por compresión, mientras que en el caso de hollín existen fenómenos locales que influyen sobre los procesos de formación/oxidación de forma particular para cada motor.

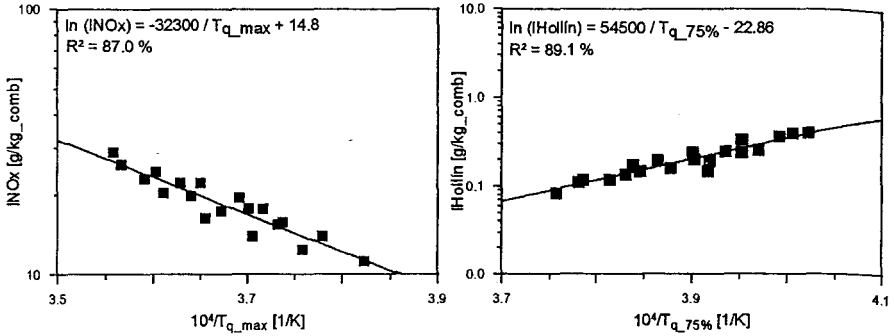


Figura 20.9 Izquierda: Índice de Emisión de NO_x frente a temperatura máxima de quemados. Derecha: Índice de Emisión de Hollin frente a temperatura al 75% de masa quemada. MEC monocilindrico de 1,85 l de cilindrada, a 1800 rpm y plena carga.

Inyecciones múltiples

El uso de sistemas de inyección con control electrónico ha permitido, entre otras cosas, flexibilizar las estrategias de introducción del combustible en el cilindro. Frente a la situación antes descrita en la que se inyecta un único pulso de combustible en una determinada posición del ciclo, hoy en día se emplean habitualmente un número de 2–3 pulsos por inyección, y probablemente este número se incremente en un futuro. Las configuraciones más habituales son aquellas en las que se emplea un pulso de inyección (denominado principal) que contiene la mayor cantidad de masa de combustible, junto a otros de menor tamaño. Según la posición de los pulsos se va a hablar de:

- Una preinyección, también denominada inyección piloto o auxiliar, consistente en la realización de un pequeño proceso de inyección antes de la inyección principal.
- Una postinyección, con la realización en primer lugar de una inyección principal, seguida al cabo de un cierto tiempo por un proceso de inyección de menor masa que el principal.

Se van a discutir aquí únicamente las implicaciones de estos dos tipos de pulsos desde el punto de vista de la combustión y las emisiones del motor, si bien con el empleo de sistemas de postratamiento de gases de escape la postinyección puede tener un objetivo relacionado con la regeneración del sistema.

El efecto de la inyección piloto se puede observar en la Figura 20.10, donde se compara la liberación de calor de un caso con una única inyección principal y tres casos con una inyección principal y una piloto con diferentes avances. Se aprecia que al emplear una inyección piloto, el tiempo de retraso de la inyección principal se reduce prácticamente a cero, con lo que la fase de combustión premezclada de la inyección principal se atenúa bastante. Las tasas de combustión máximas se mantienen constantes, pues dependen más de la evolución del chorro de la inyección principal. Puesto que una parte importante del ruido de la combustión en MEC procede de la fase premezclada, se suele emplear la inyección piloto fundamentalmente para amortiguar la tasa de combustión en esta fase, y así reducir dicho ruido de combustión.

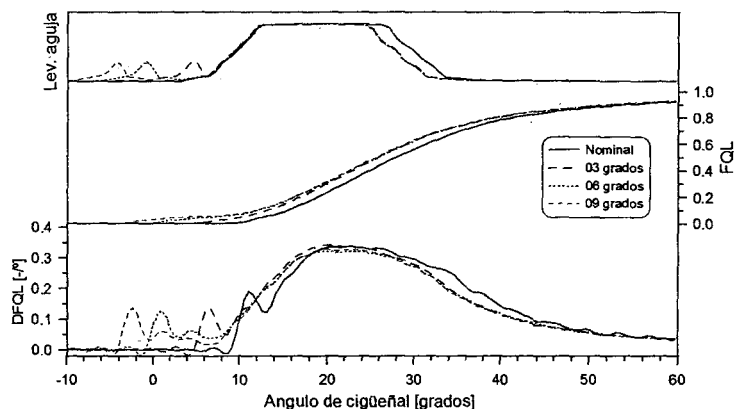


Figura 20.10 Efecto de la inyección piloto sobre la liberación de calor. MEC monocilíndrico de 1,85 l de cilindrada, a 1200 rpm y plena carga. Masa inyectada constante.

Respecto a la postinyección, la Figura 20.11 muestra su efecto sobre la ley de liberación de calor. En este caso, las fases iniciales de la combustión son las mismas con o sin postinyección, lo que cambia es fundamentalmente el final del proceso de combustión. En el primer caso, la inyección termina antes que sin postinyección (para mantener la masa total inyectada en el ciclo constante) con lo cual la liberación de calor empieza a bajar más pronto. Sin embargo, con la segunda inyección el proceso de combustión se recupera de nuevo durante un intervalo de tiempo reducido. De hecho, esta recuperación del proceso de combustión en determinadas condiciones alcanza e incluso sobrepasa el caso con un solo pulso.

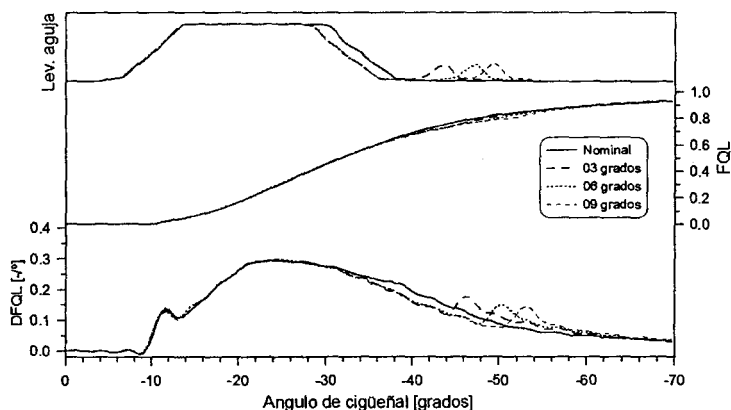


Figura 20.11 Efecto de la postinyección sobre la liberación de calor. MEC monocilíndrico de 1,85 l de cilindrada, a 1200 rpm y plena carga. Masa inyectada constante.

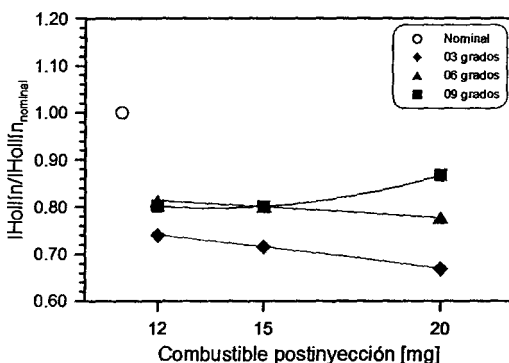


Figura 20.12 Efecto de la postinyección sobre las emisiones. MEC monocilindrico de 1,85 l de cilindrada, a 1200 rpm y plena carga. Masa inyectada constante.

El efecto principal de la postinyección es la reducción de los humos en escape, debido fundamentalmente a la mejora en el proceso de oxidación del hollín en las fases finales de la combustión. A ello contribuye la interrupción temporal de la inyección, que ayuda a englobar aire adicional en el chorro, y a incrementar la temperatura en esta última fase. La Figura 20.12 corrobora lo anterior en cuanto a emisiones de motor, mostrando que, respecto a un punto nominal, las diversas combinaciones de masa y posición de la postinyección reducen las emisiones de hollín. Si bien no se muestra en la figura, el nivel de NO_x se mantiene prácticamente constante, pues no se actúa sobre la fase de la combustión donde se alcanzan las máximas temperaturas. La magnitud de la reducción depende del punto de funcionamiento, así como de la masa del pulso de la postinyección y su separación respecto a la inyección principal. En general, los pulsos de inyección cercanos al pulso principal consiguen una mayor reducción, debido a la interacción que existe entre la llama principal y la postinyección.

20.3.2 Control mediante el proceso de renovación de la carga

El control del proceso de combustión en los MEC convencionales se realiza básicamente a través de dos parámetros: la presión de sobrealimentación y la tasa de EGR. El aumento del primero de los parámetros se ha convertido en un método habitual para aumentar las prestaciones de los MCIA, sean de encendido provocado o por compresión (Capítulo 11). El EGR (recirculación de gases de escape) se emplea habitualmente para controlar las emisiones contaminantes. Aquí se va a estudiar la influencia de estos parámetros únicamente sobre el desarrollo del proceso de liberación de calor. Se va a suponer que se trata de EGR de sustitución frío, esto es, los gases recirculados son refrigerados y reemplazan parte del aire fresco, de manera que la presión al cierre de la válvula la presión y temperatura son las mismas que sin EGR.

Por una parte, el aumento de la presión de sobrealimentación, que pretende aumentar la cantidad de aire en el cilindro para aumentar la potencia del motor, tiene como consecuencia el incremento de la densidad en el cilindro. Según las leyes de escalado presentadas anteriormente, el aumento de la densidad produce un mayor englobamiento de aire en el chorro, con lo cual los tiempos característicos de mezcla, evaporación y combustión se reducen, y por tanto la combustión es más rápida.

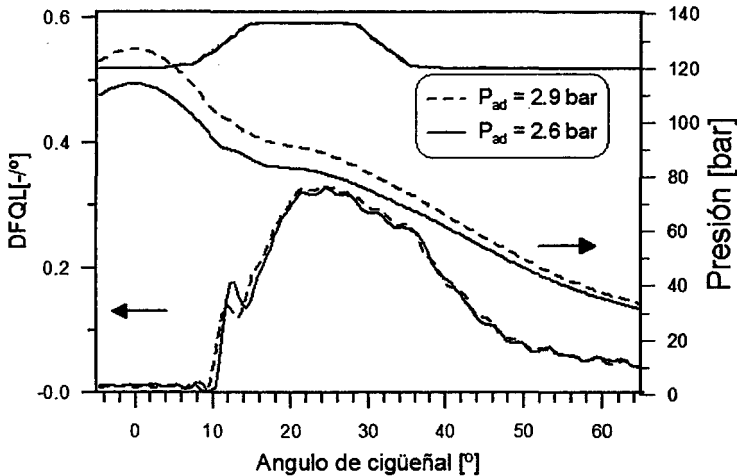


Figura 20.13 Influencia de la presión de sobrealimentación sobre la tasa de liberación de calor. Motor monocilíndrico de 1,85 l de cilindrada, a 1200 rpm y plena carga. Tasa de EGR constante.

El empleo de EGR frío de adición modifica la composición de la masa admitida, fundamentalmente reduciendo la concentración de oxígeno en cilindro y añadiendo CO_2 y H_2O , cuyos efectos inmediatos son:

- El cambio de composición aumenta los inertes y, por tanto, reduce el dosado estequiométrico, puesto que para conseguir la misma cantidad de oxígeno se necesita englobar una mayor cantidad de aire.
- El gas resultante tiene un mayor calor específico, así como un menor coeficiente adiabático de compresión.

Centrando el análisis sobre el proceso de combustión, los efectos de la adición del EGR pueden dividirse en:

- Efectos sobre el proceso de mezcla: La reducción del dosado estequiométrico implica que el chorro tiene que englobar más mezcla aire-gases quemados para conseguir quemar la misma cantidad de combustible. Ello aumenta el tiempo característico de mezcla y por tanto reduce la liberación de calor (ecuación 20.6).
- Efectos sobre la química del proceso:
 - La adición de inertes reduce las tasas de reacción química, puesto que disminuyen las concentraciones de especies activas.
 - Al recircular gases de escape cambia también el coeficiente adiabático del gas en el cilindro, con lo que para unas mismas condiciones de admisión y misma relación de compresión volumétrica tienden a disminuir la temperatura y presión en PMS, lo cual también reduce la reactividad química.
 - Las temperaturas máximas del proceso de combustión disminuyen por la presencia de más gases inertes y un mayor calor específico. Evidentemente, ello también afecta a la velocidad con la que se desarrollan las reacciones químicas, que tiende a reducirse.

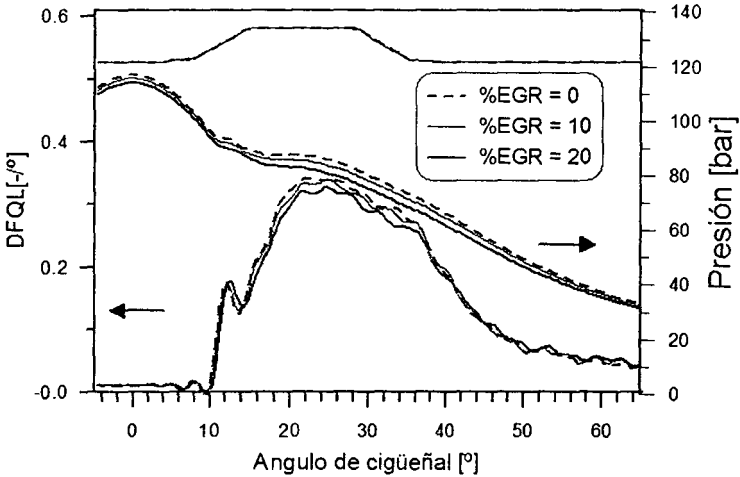


Figura 20.14 Influencia de la tasa de EGR sobre la tasa de liberación de calor. Motor monocilíndrico de 1,85 l de cilindrada, a 1200 rpm y plena carga. Presión de admisión constante.

Como consecuencia de todo lo anterior, el proceso de combustión se ralentiza cuando aumenta la cantidad de EGR, y como las temperaturas máximas alcanzadas en el proceso de combustión disminuyen, se reduce la formación de óxidos de nitrógeno.

Las Figuras 20.13 y 20.14 muestran la tasa de liberación de calor para dos situaciones: una en la que se ha modificado la presión de sobrealimentación, con la tasa de EGR constante (Figura 20.13) y otra en la que se cambia la tasa de EGR, con la presión de sobrealimentación constante (Figura 20.14). Los resultados indican los siguientes cambios:

- Cuando aumenta la presión de sobrealimentación toda la combustión se acelera globalmente, pues el proceso de mezcla es más rápido como consecuencia del aumento de la densidad en el cilindro. Así por ejemplo, se reduce el tiempo de retraso, pues cuesta menos tiempo producir mezcla en condiciones de ser quemada. Debido a esta reducción en tiempo de retraso hay menos masa preparada al inicio de la combustión, con lo que el pico de combustión premezclada disminuye. Finalmente, la fase de combustión por difusión también se acelera, con un valor máximo de liberación de calor que aumenta con la presión de admisión.
- Por otra parte, cuando aumenta la tasa de EGR, el tiempo de retraso se alarga como consecuencia de la menor reactividad de la mezcla, y la tasa de liberación de calor es menor, como se observa en el pico máximo en la fase de combustión por difusión.

La Figura 20.15 muestra los resultados de prestaciones del motor. El aumento de la presión de sobrealimentación permite disminuir el consumo, debido a una combustión más rápida que mejora el rendimiento del ciclo. Sin embargo, ello aumenta las temperaturas máximas del ciclo, penalizando los óxidos de nitrógeno en escape. En contrapartida, la emisión de humos disminuye fundamentalmente debido a una más rápida oxidación de los mismos.

Por su parte, el aumento de la tasa de EGR ralentiza todo el proceso de combustión, lo cual penaliza el consumo específico, como se observa en la Figura 20.15.

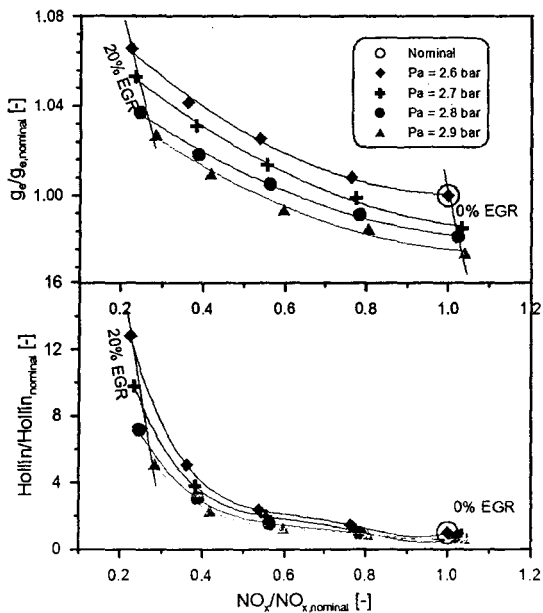


Figura 20.15 Influencia de la presión de sobrealimentación y la tasa de EGR sobre el consumo y las emisiones. Motor monocilíndrico de 1,85 l de cilindrada, a 1200 rpm y plena carga.

Con respecto a las emisiones contaminantes, el aumento de la tasa de EGR reduce las emisiones de óxidos de nitrógeno, debido a la reducción de la temperatura durante la combustión, y aumenta los humos, como consecuencia de la ralentización del proceso de mezcla y la caída de la temperatura durante las fases finales de la combustión.

20.3.3 Diseño de la cámara de combustión

El diseño de la cámara de combustión en un MEC de inyección directa está condicionado por el papel fundamental que ejerce el chorro como motor del proceso de mezcla entre el combustible y el aire. En todos los casos, la cámara de combustión va labrada en el pistón, con una profundidad mínima en el centro, y máxima en las paredes de la misma. Si bien no hay una clasificación establecida de tipos de cámara de combustión, se pueden distinguir dos familias principales, cuyos ejemplos aparecen en la Figura 20.16:

- En motores del tipo de transporte pesado por carretera (del orden de 2 litros de cilindrada unitaria) se emplean cámaras de combustión abiertas. Las paredes laterales son relativamente paralelas al eje del pistón, y la profundidad decrece de manera más o menos continua desde la pared hasta el centro de la cámara de combustión (Figura 20.16, arriba izquierda).
- En los motores para aplicaciones de automoción (del orden de 0,4-0,5 litros de cilindrada unitaria) la cámara de combustión tiene una geometría denominada reentrante, y que es bastante más irregular que la cámara abierta. De hecho, se aprecia claramente que la cáma-

ra de combustión no tiene paredes paralelas al eje del pistón, sino que en la base se aprecia una geometría redondeada con forma de toroide, y en la parte superior cercana a la culata se observa el labio reentrante, zona que sobresale hacia el interior del pistón (Figura 20.16, arriba derecha).

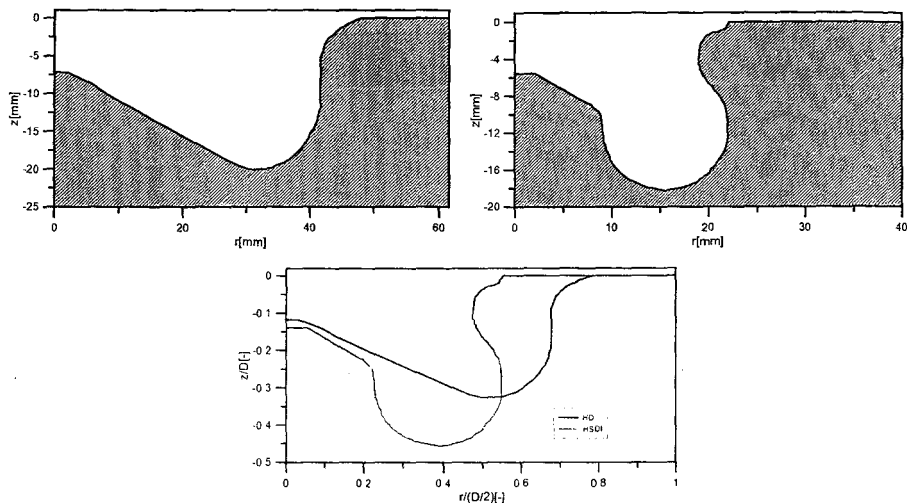


Figura 20.16 Cámara de combustión abierta de un MEC de 1,85 l/cilindro (arriba izquierda). Cámara de combustión reentrante de un MEC de 0,47 l/cilindro (arriba derecha). Comparación en dimensiones normalizadas por el radio de pistón $(D/2)$ (abajo).

Para comparar ambos tipos de familia se ha representado en la misma figura la sección de la cámara dividiendo las cotas por el radio del pistón. Además de las diferencias de forma antes comentadas, se aprecia que las cámaras de combustión abiertas son más anchas y menos profundas que las reentrantes. La razón de este diseño aparentemente tan complicado es intentar mejorar la turbulencia dentro de la cámara de combustión mediante el uso y ampliación del movimiento del aire. Como se ha analizado en el Capítulo 12, la forma de la cámara de combustión tiene un claro impacto sobre el campo de velocidades que se encuentra el chorro al ser inyectado. Si bien durante la inyección el papel fundamental del proceso de mezcla lo ejerce el chorro, en las etapas tras el final de inyección, o en condiciones de tasa corta o con baja presión de inyección el papel del movimiento del aire es fundamental en el desarrollo de la combustión y en la oxidación del hollín formado, con lo que también controla las emisiones en escape. De esta manera se ayuda al proceso de mezcla combustible aire, que en los motores pequeños ha de ser muy rápido debido al mayor régimen de giro de los mismos.

A partir de los dos tipos de cámaras de combustión anteriores, cada fabricante ha realizado su proceso de optimización, llegando a los diseños empleados en los motores de serie. En el proceso de optimización han de intervenir, además de la cámara de combustión, parámetros referentes a la inyección como el número y ángulo de orientación de los chorros de combustible. Como herramientas de optimización se emplean los estudios experimentales y, cada vez más, las herramientas de cálculo tipo CFD, que permiten evaluar variaciones de la configuración geométrica de manera rápida.

Debido a los avances en los sistemas de inyección, que permiten cada vez mayores presiones de inyección, el papel de la turbulencia del aire cada vez es menos crítico, y los diseños más recientes en MEC de automoción parecen tender también a cámaras de combustión cada vez más abiertas.

20.4 Procesos alternativos de combustión en MEC

En la medida que el avance en la tecnología y en el conocimiento lo ha permitido, se ha experimentado con distintas estrategias de combustión con el objetivo fundamental de reducir simultáneamente las emisiones de partículas y de óxidos de nitrógeno. Como se ilustra en la Figura 20.4, es posible escapar de las zonas de formación de contaminantes cumpliendo dos condiciones: combustión con dosado pobre y con bajas temperaturas de llama. En efecto, si se consiguiese que antes de producirse la combustión, el dosado local relativo fuese inferior a 2, se podría evitar la península de formación de hollín, mientras que si además la temperatura de la combustión se mantuviese inferior a los 2200 K, también se evitaría la zona de formación de NO_x .

Existen dos estrategias básicamente distintas para conseguir la primera condición de una combustión con dosado local pobre. Una es provocar una combustión premezclada con dosado bajo, para lo que idealmente se debería conseguir que el tiempo de inyección y de mezcla fuera más corto que el tiempo de retraso. Otra estrategia se basa en mantener la combustión clásica controlada por la mezcla que produce el chorro diesel, pero asegurando que en la longitud de *lift-off* el dosado local sea pobre. En ambos casos es necesario garantizar unas buenas condiciones de mezcla aire-combustible, aunque las estrategias de inyección que se emplean son distintas, como se comenta más adelante.

La recirculación de gases de escape es la medida más efectiva para conseguir la segunda condición ya comentada, la de limitar la temperatura de la llama. Además, la reducción de la relación de compresión y la temperatura baja del gas en la cámara contribuyen a este efecto.

A la ventaja importante de estos procesos de combustión, reducción simultánea de emisiones de NO_x y de partículas, se le opone la tendencia a unas mayores emisiones de CO y de hidrocarburos sin quemar, además de una tendencia a producir mayor ruido de combustión, en el caso particular de recurrir a inyecciones muy adelantadas. El rendimiento del ciclo de trabajo es también otro aspecto significativo, ya que puede ser muy bueno, similar al de un ciclo con combustión a volumen constante, o deteriorarse fuertemente si no se controla bien el inicio de la combustión.

A continuación se describen los tipos de combustión alternativos más prometedores y se comentan sus ventajas e inconvenientes.

20.4.1 Combustión de baja temperatura controlada por mezcla

En este caso se produce un chorro de combustible típico de la combustión Diesel controlada por difusión, pero se persigue mejorar el englobamiento del aire hasta la sección de *lift-off*, consiguiendo que el dosado relativo en dicha sección se reduzca hasta un valor cercano a 2 [6]. Así, se puede inhibir la presencia de precursores de hollín en el chorro, y por tanto se limita su proceso de formación. El modo de conseguir estas condiciones requiere en general alargar la longitud de *lift-off*, y potenciar el proceso de mezcla combustible-aire. La Figura 20.17 ilustra el tipo de chorro que se consigue en este modo de combustión.

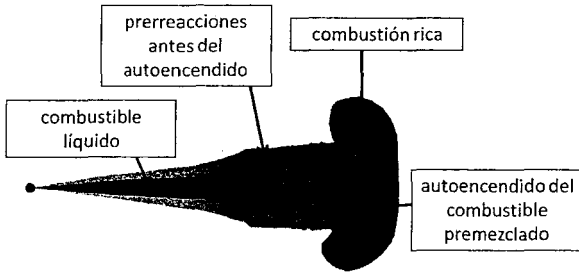


Figura 20.17 Esquema del chorro que se consigue con una combustión de baja temperatura controlada por mezcla [8].

Las condiciones de funcionamiento típicas necesarias son: alta presión de sobrealimentación, temperatura baja del aire de admisión y altos niveles de EGR. Como característica usual de diseño se recurre a inyectores con diámetro de orificio muy pequeños, del orden de las 100 micras combinados con alta presión de inyección [7].

La combinación de dosados máximos bajos en el interior de la llama, y de bajas temperaturas del aire en la cámara de combustión es la razón por las que se evita simultáneamente entrar en las zonas formación de hollín y de NO_x . La Figura 20.18 muestra el tipo de ley de liberación de calor conseguida en un proceso de combustión de baja temperatura controlado por mezcla, y la reducción simultánea de emisiones de NO_x y de hollín que se puede conseguir, con diferentes concentraciones de oxígeno y densidad en la cámara de combustión.

Como mayores inconvenientes de este modo de combustión, aparece por un lado el riesgo de que, para alargar la longitud de *lift-off*, se empleen estrategias que incrementen también la penetración del chorro, y aparezca el efecto de choque del combustible líquido con la pared de la cámara de combustión. Esto es especialmente plausible en motores de pequeña cilindrada unitaria. Por otro lado, el producir una combustión a baja temperatura tiende a penalizar la eficiencia de la combustión, produciendo una disminución del rendimiento indicado del ciclo.

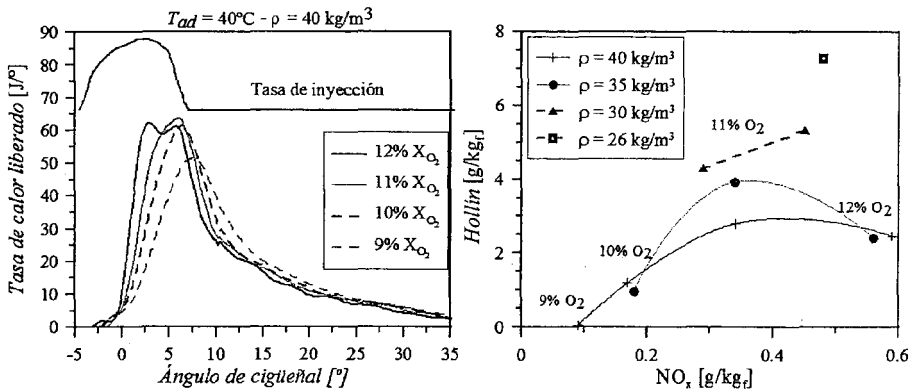


Figura 20.18 Tasa de liberación de calor controlada por difusión en un proceso de combustión a baja temperatura y sus efectos en las emisiones de NO_x y de hollín [9].

A pesar de que los resultados de la combustión son diferentes a los conseguidos con la combustión convencional Diesel, las variables de funcionamiento y de diseño del motor producen efectos similares en ambos procesos, con las tendencias que ya se han comentado en este capítulo.

20.4.2 Combustión en fase premezclada

En el caso de buscar una combustión premezclada con dosado pobre, las técnicas para acortar el tiempo de inyección son las mismas que en la combustión convencional ya comentadas. Para extender el tiempo de retraso al autoencendido, se pueden emplear dos estrategias distintas: actuar sobre el punto de inyección o sobre las propiedades del gas en la cámara de combustión. En el primer caso, se debe inyectar el combustible cuando la temperatura del gas en la cámara sea lo más baja posible. Para ello se recurre bien a inyectar pronto durante la carrera de compresión o después del punto muerto superior, temprano durante la carrera de expansión. En ambos casos, valores bajos de relación de compresión y de temperatura del aire de admisión ayudan a conseguir el fin perseguido. Además, se recurre a la introducción en la cámara de sustancias inhibidoras del autoencendido, típicamente mediante la recirculación de gases de escape. La utilización de combustibles con mayor resistencia al autoencendido, como gasóleo de bajo índice de cetano, o incluso gasolina es también un modo de contribuir a alcanzar ese objetivo.

Conseguir un tiempo de inyección y de mezcla más corto que el tiempo de autoencendido no es factible más que cuando la masa de combustible inyectada es relativamente pequeña o cuando se inyecta muy pronto (durante la carrera de admisión). Por otro lado, aun en el caso de una buena homogeneización, si la masa inyectada es muy grande, la combustión simultánea puede ser demasiado violenta, con un incremento demasiado brusco de la presión en el cilindro. Como consecuencia, estas estrategias no se pueden utilizar cuando el motor trabaja con dosado alto, es decir a alta carga, siendo por lo tanto, en general solamente aplicables a cargas parciales.

El modelo ideal de este tipo de combustión es el conocido por las siglas genéricas HCCI, (*Homogeneous Charge Compression Ignition*). Esta denominación implica que la combustión se realiza en una mezcla de aire y combustible homogénea (igual que en los MEP), pero que se autoenciende debido a la alta temperatura alcanzada durante la compresión, igual que en los MEC. A diferencia de las combustiones clásicas en MEC, la autoinflamación no se produce en un lugar específico del choro de combustible, sino casi simultáneamente en todo el volumen de la cámara de combustión, y tampoco aparece un frente de llama, como en los MEP, sino que se asemeja más a un proceso de combustión detonante extremo.

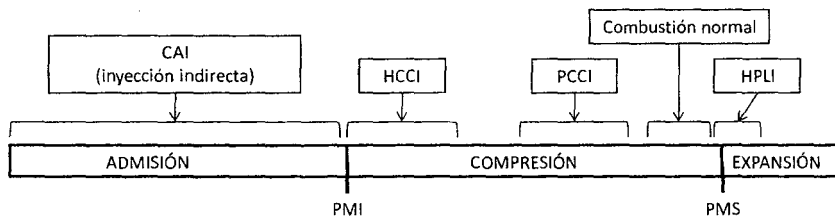


Figura 20.19 Esquema de las diversas estrategias de combustión premezclada según la fase del ciclo en la cual ocurre la inyección del combustible.

Este concepto de combustión es difícil de producir en cuanto a la homogeneidad completa de la mezcla antes del autoencendido, y ha dado lugar a otras variantes más factibles, que se pueden englobar en el concepto más amplio de combustión premezclada. La Figura 20.19 ilustra las condiciones de inyección que dan lugar a los diferentes modos de combustión premezclada que se describen más adelante.

Inyección indirecta

El modo más simple de conseguir una mezcla homogénea es inyectando el combustible en el conducto de admisión cerca de la válvula de admisión, de modo que durante la carrera de admisión ya empiece a formarse la mezcla aire-combustible. Para la inyección del combustible, generalmente se emplea un sistema de inyección de baja presión, como los empleados comúnmente en los motores de encendido provocado. Para mejorar la homogeneidad de la mezcla se cuenta con la turbulencia generada cuando el flujo atraviesa la válvula de admisión, así como eventualmente con el calentamiento del aire en el colector de admisión.

Para evitar que el combustible se deposite en estado líquido en las paredes de los conductos de admisión, es preciso emplear combustibles volátiles, típicamente gasolinas, hidrocarburos ligeros o incluso combustibles gaseosos.

La combinación de un sistema de inyección en el conducto de admisión con la conveniencia de combustibles ligeros, propicia que este tipo de combustión sea fácilmente adaptable a los motores de encendido provocado, recibiendo a menudo el acrónimo CAI (*Controlled Auto Ignition*).

Una variante de este concepto es su aplicación a los MEP de inyección directa, con la única diferencia de que el combustible se inyecta también durante la carrera de admisión, pero en el cilindro, en lugar de en el conducto de admisión.

Inyección directa adelantada

En este modo, el combustible se inyecta en el cilindro en un punto avanzado de la carrera de compresión, para permitir un tiempo de mezcla suficientemente largo.

La ventaja de este método es que el proceso de combustión ocurre idealmente cerca del PMS, con lo que el rendimiento del ciclo puede ser muy alto. Sin embargo, si el control del tiempo de retraso al autoencendido no es muy bueno, la combustión puede ocurrir demasiado temprano en la carrera de compresión, con el efecto contrario, y con un gran nivel de ruido de combustión.

Al inyectar el combustible en el cilindro durante la carrera de compresión, es posible emplear combustibles menos volátiles, como el gasóleo, ya que a diferencia del método basado en la inyección indirecta, la mayor densidad y mayor temperatura en el cilindro contribuyen a vaporizar y mezclar el combustible. No obstante, si la inyección ocurre muy pronto durante la carrera de compresión, la densidad y temperatura del gas en el cilindro pueden no ser suficientemente altas, y ocurrir una excesiva penetración del combustible en estado líquido hasta llegar a chocar con la pared del cilindro o del pistón. En este caso desfavorable, se pueden llegar a producir emisiones contaminantes muy altas, como se explica más adelante.

Para evitar el choque del combustible con la pared se ha recurrido a varias estrategias, como la de dirigir los chorros del inyector hacia el fondo del cilindro, es decir con inyectores de ángulo estrecho entre orificios, y una geometría de pistón especialmente adaptada, o la de realizar la inyección en varios pulsos, con el fin de evitar la excesiva penetración.

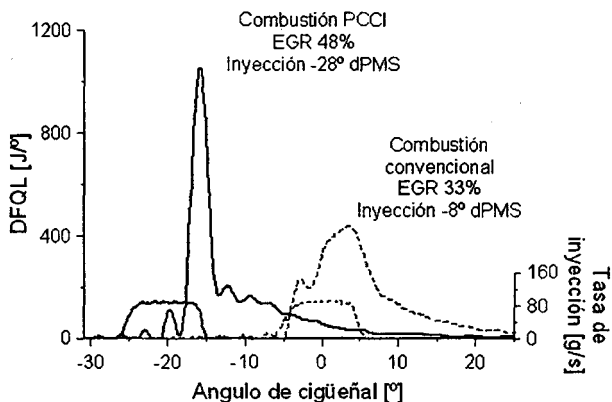


Figura 20.20 Efectos característicos de una estrategia PCCI sobre la evolución de la tasa de liberación de calor.

Este tipo de combustión es el que se dio a conocer en un principio con las siglas HCCI, y dio lugar a numerosas variantes en las condiciones de funcionamiento para producirla, con sus respectivos acrónimos. No obstante, en la práctica, la combustión en mezcla totalmente homogénea no se puede conseguir más que en condiciones muy controladas y a cargas muy bajas, por lo que se adoptó el nuevo acrónimo PCCI (*Premixed Charge Compression Ignition*) para este tipo de combustión, aludiendo al hecho de que realmente ocurría en fase premezclada, y no necesariamente homogénea. La Figura 20.20 ilustra cómo al avanzar la inyección para conseguir un proceso de combustión PCCI, la tasa de liberación de calor se hace más rápida.

Inyección directa retrasada

La estrategia de la inyección directa retrasada puede evitar algunos de los problemas asociados con el choque del combustible con la pared y con el inicio demasiado temprano de la combustión. En efecto, inyectando el combustible cerca del PMS, incluso durante el inicio de la carrera de expansión, se consiguen unas condiciones de mezcla idóneas, con alta temperatura y densidad, además de que el combustible se introduce sobre el pistón, evitando el choque sobre la pared del cilindro. Además, como la combustión siempre ocurre durante la carrera de expansión, se evita el riesgo de una combustión demasiado temprana con alta presión en el cilindro, por lo que no es preciso realizar un control estricto del autoencendido.

Sin embargo, en esas condiciones termodinámicas, el tiempo de retraso es muy corto, por lo que es muy difícil conseguir que sea mayor que el tiempo de inyección, condición necesaria para una mezcla homogénea, a no ser que se inyecte una cantidad de combustible muy pequeña, correspondiente a puntos de operación de baja carga del motor. Para poder aplicar esta estrategia es preciso recurrir a alta presión de inyección, combinada con relación de compresión baja y EGR de baja temperatura. Por otro lado, la inyección tardía lleva a una combustión retrasada en el ciclo, con un rendimiento del ciclo generalmente menor que en la estrategia de inyección adelantada funcionando correctamente.

Algunos de los nombres con los que se conoce esta estrategia son MK (*Modulated Kinetics*) o HPLI (*Highly Premixed Late Injection*).

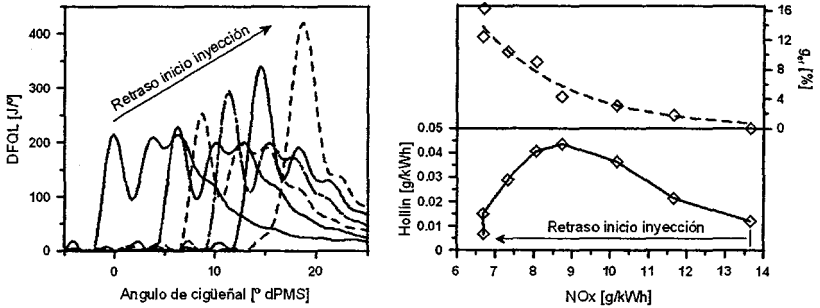


Figura 20.21 Efectos característicos de un proceso de combustión HPLI sobre la evolución de la tasa de liberación de calor y las emisiones y el consumo de combustible [9].

La Figura 20.21 muestra cómo se modifica la ley de liberación de calor y la presión en el cilindro cuando se retrasa gradualmente la inyección, pasando de un modo de combustión normal a uno con una gran fase de premezcla tipo HPLI, y el efecto que tiene en las emisiones contaminantes y en el consumo específico de combustible.

Inyección mixta

Esta estrategia consiste en combinar una inyección externa al cilindro (inyección indirecta) con una inyección directa. Con esto se consigue un grado de libertad adicional al poder producir una carga estratificada en el cilindro, por lo que este método también se conoce con las siglas SCCI (*Stratified Charge Compression Ignition*).

La existencia de dos inyecciones completamente independientes se puede aprovechar para inyectar un combustible muy resistente al autoencendido en el conducto de admisión (por ejemplo gasolina) y otro muy autoinflamable (gasóleo) directamente en el cilindro, que se encarga de iniciar la combustión. De este modo se puede controlar mejor el instante del ciclo en que ocurre la combustión, evitando los problemas ya explicados, además de poder ajustar la proporción de uno y otro combustible según la carga del motor.

20.4.3 Ventajas de los modos de combustión alternativos

Efecto sobre las emisiones

La principal motivación para el estudio de la combustión premezclada radica en su potencial para la reducción significativa de las emisiones de NO_x y partículas en comparación con las combustiones de encendido por compresión o provocado convencionales. Ya se ha comentado que la causa de la reducción de emisiones que se consigue con las combustiones tipo HCCI se puede ilustrar en un gráfico de dosado frente a temperatura de combustión, como se ha hecho en la Figura 20.22. Durante un proceso de combustión usual con encendido por compresión y controlado por mezcla, el combustible se oxida siguiendo la trayectoria indicada en la Figura 20.4, es decir, recorriendo las zonas de formación de ambos contaminantes. Sin embargo, en el caso de una combustión premezclada con autoencendido, el recorrido transcurre por las zonas de bajo dosado y de baja temperatura como ilustra la Figura 20.22, evitando las zonas de formación de emisiones de hollín y de NO_x , aunque terminando en una zona de producción de hidrocarburos sin quemar y de CO.

Tal vez el mayor atractivo de la combustión premezclada es que ésta puede reducir la emisión de NO_x entre un 90 % y un 98 % en comparación con la combustión controlada por mezcla convencional. La ausencia de un frente de llama en la combustión premezclada y el uso de mezclas pobres y/o altamente diluidas, hacen que las temperaturas de combustión sean muy bajas, evitando así la formación de NO_x .

Los resultados experimentales muestran que la combustión premezclada también produce bajos niveles de emisión de hollín. El mecanismo para la reducción en la emisión de este contaminante es la ausencia de combustión por difusión y regiones de dosados ricos, lo que evita el proceso de formación de hollín. De esta manera, aunque se utilicen grandes cantidades de EGR para diluir la mezcla, la emisión de partículas en el escape será baja, ya que el EGR prácticamente no incrementará su formación. No obstante, investigaciones recientes muestran que la pequeña masa total de partículas emitidas por estos tipos de combustión está compuesta por numerosas partículas de muy pequeño diámetro (en el rango de los 10 nm) lo que las hace más peligrosas para los seres vivos. La Figura 20.23 muestra cómo pasando de un modo de combustión normal hacia un tipo PCCI (adelantando la inyección desde 9 grados antes del PMS hasta 24 antes del PMS) se puede reducir la masa de partículas emitidas, pero cómo también se incrementa el número de partículas en el rango de los 10 hasta los 50 nm.

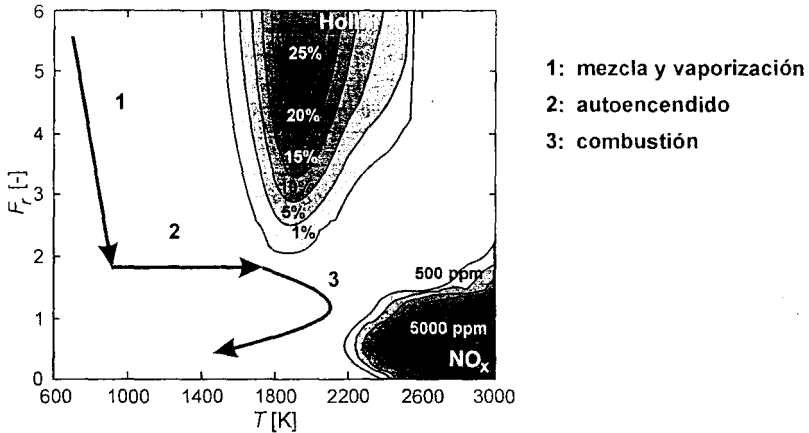


Figura 20.22 Esquema de los recorridos en el plano dosado-temperatura atribuidos a los procesos de combustión premezclada con encendido por compresión.

Efecto sobre el rendimiento

La combustión premezclada se caracteriza generalmente por altas tasas de liberación de energía, lo que ayuda a conseguir un ciclo ideal con combustión a volumen constante con alto rendimiento teórico, si el desarrollo de la combustión está bien sincronizado con la posición del pistón. Además, las bajas temperaturas asociadas con este tipo de combustión reducen la transferencia de calor hacia las paredes, lo que favorece el rendimiento indicado del ciclo. Estas circunstancias pueden incluso contrarrestar el efecto desfavorable sobre el rendimiento derivado de la combustión defectuosa en zonas con mezcla demasiado pobre o con temperatura demasiado baja, y que se evidencia por las altas emisiones de HC y de CO.

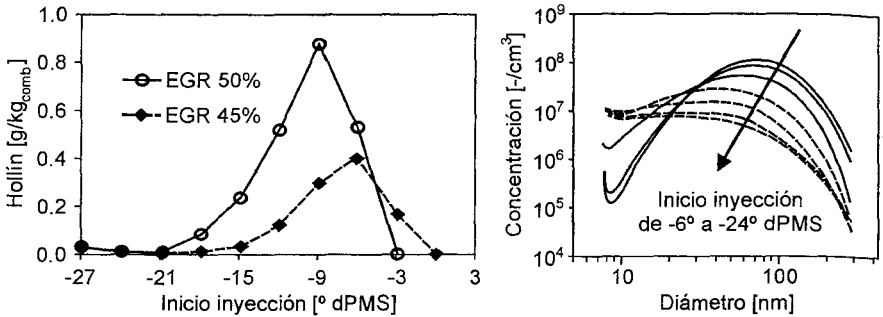


Figura 20.23 Efecto de adelantar la inyección para producir una combustión PCCI sobre la masa de partículas emitidas y sobre su distribución de tamaños [10].

No obstante, en casos en los que no se controla bien el inicio de la combustión, y éste se produce demasiado temprano en el ciclo (en el caso de PCCI) o demasiado tarde (en el caso de HPLI) el rendimiento indicado puede ser menor que con una combustión clásica controlada por la inyección. Lo mismo puede suceder en el caso extremo en que se llegue a depositar combustible líquido en las paredes del pistón o del cilindro, y que al no quemarse, reduzca fuertemente el rendimiento de la combustión. Estos problemas son especialmente probables cuando se usa gasóleo como combustible, debido a las dificultades para la vaporización y preparación de la mezcla a baja temperatura y densidad del gas en la cámara y para controlar el inicio de la combustión por su baja resistencia al autoencendido.

20.4.4 Retos de los conceptos alternativos de combustión

Preparación de la mezcla

Como ya se ha explicado, una condición importante para el éxito de estos modos de combustión es conseguir una mezcla lo más homogénea posible antes del autoencendido o un dosado bajo en la sección de *lift-off*, evitando en ambos casos el choque del combustible con la pared. Para ello es preciso recurrir en general a sistemas de inyección con alta presión de inyección, y a un diseño de inyectores basado en orificios pequeños.

La preparación homogénea de la mezcla es más difícil con combustibles de baja volatilidad, como el gasóleo, que requieren elevada temperatura del aire y, en el caso habitual de la inyección directa, alta densidad en la cámara de combustión. Por lo tanto, la preparación efectiva de la mezcla también impone exigencias al sistema de sobrealimentación, que debe ser muy eficiente proporcionando altas presiones de admisión, incluso cuando se requieren altas tasas de recirculación de gases de escape, y por tanto se le resta potencia a la turbina.

Control de la combustión

Ya se ha comentado que uno de los mayores problemas de la combustión en mezcla homogénea, especialmente con inyección adelantada, es el control del inicio y desarrollo de la combustión en el ciclo. A diferencia de la combustión clásica controlada por mezcla, en este caso la liberación de energía obedece a fenómenos cineticoquímicos, por lo que no existe ningún método directo que garantice que el inicio de la combustión ocurra en el momento óptimo.

El inicio de la combustión obedece pues a una complicada combinación de las propiedades y concentración del combustible, la homogeneidad de la mezcla, la concentración de oxígeno, la relación de compresión, la temperatura del gas en la cámara y algunos otros parámetros que dependen del diseño del motor. Para controlar el inicio y la velocidad de la combustión se pueden aplicar diferentes estrategias, que se pueden separar entre las que actúan bien sobre la temperatura bien sobre la reactividad de la mezcla.

El efecto de la temperatura en el cilindro se puede controlar variando el inicio de la inyección, controlando la temperatura de admisión, inyectando agua en la mezcla o modificando la relación de compresión.

La reactividad de la mezcla se puede controlar mediante las propiedades químicas del gas o las del propio combustible. En el primer caso, se intenta influir en la concentración local de oxígeno (dosado y tasa de EGR). En el segundo caso, se recurre a formulaciones de combustible pensadas para conseguir alta volatilidad y alto tiempo de retraso, lo que lleva en ocasiones a experimentar con mezclas de diferentes tipos de combustibles [11].

Grado de carga

La mayor desventaja práctica de las combustiones premezcladas es el limitado rango de grado de carga en el cual se pueden aplicar. Ya se ha comentado la dificultad de conseguir una mezcla homogénea antes del autoencendido a alta carga, cuando se debe inyectar una gran cantidad de combustible, con la consiguiente extensión del tiempo de inyección, y la reducción del tiempo de retraso al autoencendido debido a las mayores temperaturas en el cilindro.

A pesar de que es todavía factible conseguir una combustión homogénea estable con dosados relativos pobres con grandes cantidades de EGR, cuando el dosado se aproxima a valores estequiométricos (con poca o ninguna dilución con EGR), se pierde la estabilidad de la combustión, se incrementa la tasa de liberación de energía, aparecen problemas de combustiones violentas y se reducen los beneficios en la reducción de emisiones.

Una forma plausible de abarcar todo el rango de carga del motor es usando un modo de operación dual; esto es, utilizar un modo de combustión alternativo a baja carga, y recurriendo al modo convencional a media y alta carga. El reto de este concepto es conseguir armonizar dos modos de operación tan distintos con un mismo diseño de sistema de inyección y de cámara de combustión. Para conseguir un cierto éxito es necesario recurrir a sistemas flexibles de inyección o de accionamiento de válvulas, así como contar con un buen sistema de control de las condiciones de operación del motor necesarias para cada modo de combustión, asegurando la correcta transición entre ellos.

Hidrocarburos sin quemar y monóxido de carbono

En contraste con los bajos niveles de NO_x y hollín, en la combustión premezclada la emisión de HC y CO es generalmente mucho más alta que en la combustión Diesel convencional.

Dos factores básicos que contribuyen a esto son la baja temperatura dentro del cilindro y los altos niveles de EGR necesarios para el desarrollo satisfactorio de la combustión premezclada.

Además, las emisiones de HC se favorecen por los problemas de mezcla antes del inicio de la combustión. Un factor ya comentado es la posibilidad de que con una inyección muy adelantada, parte del combustible choque con las paredes de la cámara de combustión o incluso del cilindro dando lugar al incremento en la emisión de HC. En casos extremos, si se llega a producir sobre alguna superficie una película de combustible líquido que se oxida con dosado

muy rico, se puede incrementar la formación de hollín, perdiéndose una de las principales ventajas de estos modos de combustión. Por otro lado, puede aparecer el efecto contrario cuando el tiempo de mezcla es muy grande, y el combustible se diluye demasiado en el aire, alcanzándose zonas con dosado muy pobre, fuera del límite de inflamabilidad. Incluso si la mezcla está bien preparada y casi homogénea, la tasa de combustión cerca de las paredes probablemente será más lenta, debido a las bajas temperaturas cerca de la pared, lo que provoca que la combustión sea incompleta (*quenching*).

La emisión de CO es generalmente un indicativo de la oxidación incompleta del combustible por dosado alto o por baja temperatura de combustión, así que la mayoría de los factores anteriores también favorecen la producción de CO. Es por eso habitual que en las combustiones alternativas, los niveles de emisiones de HC y de CO sigan tendencias parecidas, como ilustra la Figura 20.24, que muestra dichas emisiones en el escape de un motor cuando se pasa de un modo de combustión convencional a un modo PCCI, adelantando la inyección.

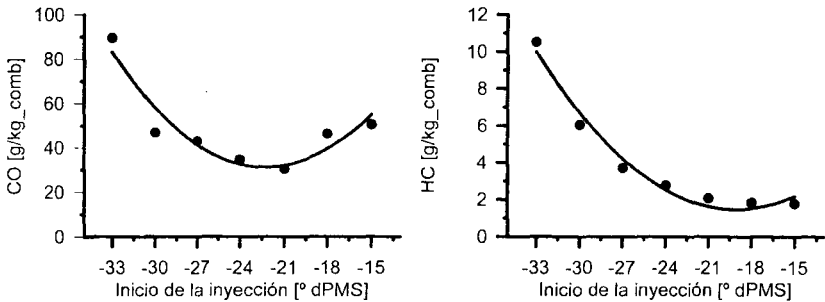


Figura 20.24 Efecto de una combustión PCCI sobre las emisiones de HC y CO [10].

Ruido de combustión

Las tasas de liberación de calor producidas por la combustión premezclada son generalmente mucho más rápidas que en la combustión controlada por difusión, tal como se ilustra en las figuras anteriores. Esto produce en general un mayor ruido de combustión, además de mayores esfuerzos mecánicos debido a la variación brusca de presión. De lo ya comentado, se infiere que este problema es más acuciante cuanto mayor es la carga con que trabaja el motor.

En algunas aplicaciones, como en motores de automoción para transporte de pasajeros, el mayor ruido es un obstáculo para la aplicación efectiva de las combustiones premezcladas.

20.5 Resumen

En este capítulo se ha analizado el proceso de combustión en el Motor de Encendido por Compresión. La primera parte se ha dedicado a la fenomenología del proceso. Se ha comenzado por identificar las tres fases principales a partir de observaciones experimentales, tanto de la señal de presión como de imágenes del chorro evolucionando en una instalación con accesos ópticos:

- La primera fase, de retraso al autoencendido, tiene lugar desde el inicio de inyección hasta que comienza la liberación de calor. En esta fase se produce la inyección, mezcla y evapo-

ración del chorro. De esta manera se crea una mezcla de combustible en el seno de la cual se dan las prereacciones químicas que acaban por encender el chorro.

- La segunda fase, de combustión premezclada, es una fase transitoria, cuando comienza la liberación de calor. La mezcla preparada hasta ese momento comienza a quemar, y se produce un pico de liberación de calor. Al final de esta fase termina la transición entre el chorro inerte y la llama de difusión.
- En la tercera fase, de combustión por difusión, la llama está plenamente establecida, y la combustión se produce en la medida en que se mezcla el combustible y el aire.

En este proceso de combustión se producen dos tipos de contaminantes principales, los óxidos de nitrógeno y las partículas. Ello se produce debido a la presencia, en la llama de difusión, de zonas de alta temperatura y dosados pobres, y de alta temperatura y dosados ricos.

Para completar esta descripción se han establecido leyes de escalado para las magnitudes características (tiempos y longitudes) más importantes de la llama de difusión, con el fin de caracterizar de forma cuantitativa las dependencias más importantes que la controlan.

En un segundo apartado se ha analizado cómo cambia el proceso de combustión cuando se modifican parámetros de control del motor. Se han analizado sobre todo parámetros de la inyección y de la renovación de la carga. En cada caso, se ha analizado cómo cambia la liberación de calor y las emisiones de contaminantes. Globalmente, todos los fenómenos que aceleran el proceso de mezcla (aumentar la presión de inyección, inyectar más cerca del PMS, aumentar la presión de sobrealimentación o disminuir la tasa de EGR) tienden a acelerar también el proceso de combustión, y normalmente aumentan emisiones de óxidos de nitrógeno y reducen las de hollín.

Con el fin de reducir simultáneamente las emisiones de NO_x y de hollín, se han desarrollado nuevos conceptos de combustión que difieren de la forma clásica de formar la mezcla y de producirse la liberación de calor, aunque mantienen el fenómeno de autoencendido por compresión. Con estas estrategias se busca una rápida homogeneización de la mezcla aire-combustible, para que la combustión se inicie con dosado local bajo, de modo que no se forme hollín, y además que progrese a baja temperatura, para evitar la formación de NO_x .

Existen dos modos diferentes de conseguir este objetivo: la combustión de baja temperatura controlada por mezcla (similar a la combustión clásica) y las combustiones en fase de premezcla. En el segundo caso, se debe conseguir que el tiempo de inyección sea corto respecto a la duración del tiempo de retraso al autoencendido. Para ello se recurre a realizar la inyección muy pronto durante la carrera de compresión (estrategias HCCI o PCCI) o incluso durante la carrera de admisión (a veces con inyectores en el conducto de admisión, como en la estrategia CAI). Otra alternativa es inyectar tarde en el ciclo, cerca del PMS o incluso durante el inicio de la carrera de expansión (estrategia HPLI).

Estos modos de combustión requieren en general altas presiones de inyección, orificios de inyectores muy pequeños, y una alta proporción de EGR.

Los inconvenientes que en general presentan estas estrategias son:

- Difícil control de las variables de operación de motor, para evitar que la combustión se inicie demasiado pronto en la carrera de compresión.
- Tasa de liberación de calor muy rápida, con el probable aumento del ruido de combustión, y de las presiones máximas en el cilindro.
- Mayores emisiones de CO y HC.
- Imposibilidad de operación a cargas altas.

Referencias y bibliografía

Referencias

1. Heywood, J. B., *Internal combustion engine fundamentals*, McGraw-Hill, 1988 [cap. 10].
2. Dec, J.E., A conceptual model of DI diesel combustion based on laser-sheet Imaging. *SAE Paper 970873*, 1997.
3. Flynn P.F.; Durrett, R.P.; Hunter, G.L.; zur Loye, A.O.; Akinyemi, O.C.; Dec, J.E.; Westbrook, C.K., Combustion: An integrated view combining laser diagnostics, chemical kinetics, and empirical validation. *SAE Paper 1999-01-0509*, 1999.
4. Pickett, L.M.; Siebers, D.L., Orifice diameter effects on Diesel fuel jet flame structure. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power - Transactions of the ASME* **127**(1), pp. 187-196, 2004.
5. Pickett, L.M.; Siebers, D.L.; Idicheria, C., Relationship between ignition processes and the lift-off length of Diesel fuel jets. *SAE Paper 2005-01-3843*, 2005
6. Pickett, L. M.; Siebers D. L., Non-sooting, low flame temperature mixing-controlled DI Diesel combustion. *SAE Paper 2004-01-1399*, 2004.
7. Jorge, R. *Combustión por difusión de baja temperatura en motores Diesel de pequeña cilindrada*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, 2010.
8. Musculus, M.P.B.; Dec, J.E.; Pickett, L.M.; Idicheria, C., In-cylinder imaging of conventional and advanced, low-temperature Diesel combustion. *Diesel Engine Emissions Reduction Conference*, Chicago, 2005.
9. Riesco, J.M., *Estrategias para promover la fase de combustión en premezcla en motores Diesel para la reducción simultánea de las emisiones de NOx y de hollín*. Tesis Doctoral. Universidad Politécnica de Valencia, 2004.
10. Benajes, J.; Novella, R.; Arthozoul, S.; Kolodziej, C., Size distribution measurements from early to late injection timing low temperature combustion in a heavy duty Diesel engine. *SAE Paper 2010-01-1121*, 2010.
11. Kokjohn S.L.; Hanson, R.M.; Splitter, D.A.; Reitz, R.D., Experiments and modeling of dual-fuel HCCI and PCCI combustion using in-cylinder fuel blending. *SAE Paper 2009-01-2647*, 2009

Bibliografía

- Arcoumanis, C.; Kamimoto, T. (eds.), *Flow and combustion in reciprocating engines*. Springer, 2009 [caps. 5, 6 y 7].
- Pucher, G.R., Gardiner, D.P.; Bardon, M.F.; Battista, V., Alternative combustion systems for piston engines involving homogeneous charge compression ignition concepts –A review of studies using methanol, gasoline and diesel fuel. *SAE-Paper 962063*, 1996.
- Riesco, J.M.; Gallegos, A.; Montefort, J.M.; Martínez, S., Procesos alternativos de combustión en motores de combustión interna. *Acta Universitaria* **15**(1), pp. 36-54, 2005.
- Zhao, F.; Asmus, T.; Assanis, D.; Dec, J.; Eng, J.; Najt, P. (eds.), *Homogeneous charge compression ignition (HCCI) engines: Key research and development issues*. SAE International, 2003.
- Zhao, H. (ed.), *HCCI and CAI engines for the automotive industry*. Woodhead, 2007.

Capítulo 21

Técnicas para reducir emisiones contaminantes. Normativas

J. Casanova

O. Armas

21.1	Introducción.....	656
21.2	Tecnologías que afectan al diseño del motor	657
21.2.1	Tecnologías para motores de encendido provocado	657
21.2.2	Tecnologías para los motores de encendido por compresión	660
21.3	Postratamiento de gases de escape	664
21.3.1	Conceptos generales. Química de los gases de escape.....	664
21.3.2	Clasificación de los sistemas de tratamiento de gases.....	664
21.3.3	Reactores térmicos	665
21.3.4	Reactores catalíticos.....	665
21.3.5	Reactores químicos	670
21.3.6	Filtros químicos.....	671
21.3.7	Filtros de partículas	672
21.4	Normativas de control de emisiones contaminantes.....	676
21.4.1	Tipo de norma y de ensayo según aplicación.....	677
21.4.2	Aplicación para vehículos de carretera	678
21.4.3	Normativa para motores estacionarios y de otras aplicaciones	684
21.5	Resumen	685
	Referencias y bibliografía.....	686

21.1 Introducción

Una vez explicados los procesos de combustión y las causas físicas y químicas de la formación de las emisiones contaminantes en los motores de combustión interna, en este capítulo se presentan las soluciones técnicas aplicadas para reducir la emisión de sustancias contaminantes a la atmósfera, así como un resumen de las normativas que deben cumplir. En este capítulo se aportan los conocimientos necesarios para comprender el funcionamiento básico, la justificación técnica y el efecto sobre el diseño y la operación del motor de las soluciones técnicas empleadas para cumplir con los límites de emisiones admisibles.

Las soluciones técnicas para contener las emisiones de los motores de combustión interna dentro de unos ciertos límites son de dos tipos:

- Soluciones activas que afectan al diseño del motor y sus componentes.
- Soluciones pasivas que tratan de reducir las emisiones contaminantes a la salida del motor antes de su vertido a la atmósfera, mediante la utilización de ciertos dispositivos en la propia línea de escape que se denominan genéricamente sistemas de postratamiento de gases de escape.

En la mayor parte de los casos, la instalación de sistemas de postratamiento afecta en algún sentido al diseño y ajuste del motor, o, al menos, a alguna de sus funciones, sobre todo a su sistema de formación de mezcla y de combustión.

De lo explicado en el capítulo 15 se puede deducir que existe, en general, un conflicto entre las tendencias de las distintas sustancias contaminantes emitidas. Como ejemplo, las emisiones de óxidos de nitrógeno tiene su origen en altas temperaturas de combustión y contenido de oxígeno, lo cual es normalmente adecuado para reducir emisiones de otras sustancias como monóxido de carbono o partículas en motores Diesel. La Figura 21.1 muestra gráficamente este conflicto en el caso de un motor Diesel, donde la curva, denominada *trade-off* en inglés, representa la tendencia normal de diseño entre partículas y NO_x .

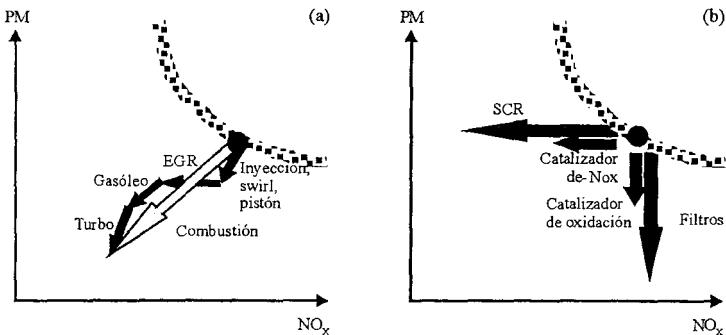


Figura 21.1 Ejemplo genérico de curva *trade-off* de emisiones de NO_x y de partículas en un motor Diesel y soluciones técnicas para su reducción: a) soluciones activas, b) soluciones pasivas.

Se observa que la reducción simultánea de ambos contaminantes puede lograrse con modificaciones diversas en el diseño del motor o con la inserción de sistemas postratamiento en el escape, siendo normal una combinación de ambas a la hora de plantear la evolución de un diseño de motor hacia menores emisiones.

Los mecanismos físico-químicos de formación de emisiones en los motores de encendido provocado y en los motores de encendido por compresión son muy diferentes, como se ha visto en capítulos precedentes. Mientras que en los primeros la mezcla es homogénea y formada antes de la combustión, con dosado normalmente cercano al estequiométrico y bajas relaciones de compresión, en los segundos el proceso de mezcla es en cierta medida simultáneo con la combustión, que conjuga la autoinflamación de una premezcla y una llama de difusión con altas relaciones de compresión y un contenido no despreciable de oxígeno en los gases de escape. Ello hace que en los primeros la mayor dificultad está en reducir las emisiones de CO y HC sin incrementar las de NO_x , mientras que en los segundos predomina el problema de reducción simultánea de las partículas y las emisiones de NO_x .

Por otra parte, es evidente que la cantidad total de emisiones vertidas por un motor a la atmósfera durante su funcionamiento depende de la emisión específica en cada condición de utilización determinada por el diseño y calibración del motor y del sistema de postratamiento, pero no pueden olvidarse otras medidas no técnicas que se basan en la pauta con la que se opera el motor. Como ejemplo, cabe citar que diferentes formas de operar un motor, manteniendo o no condiciones estables, aumentando más o menos rápidamente sus revoluciones, demandando más o menos potencia, etc., producen cantidades totales de sustancias contaminantes emitidas muy diferentes. Ello deja en manos del operador del motor parte de la responsabilidad en el impacto real del mismo sobre el medio ambiente.

21.2 Tecnologías que afectan al diseño del motor

21.2.1 Tecnologías para motores de encendido provocado

Los motores de encendido provocado de carga homogénea trabajan con dosado estequiométrico en la mayor parte de condiciones y únicamente a plena carga se suele enriquecer la mezcla. Afortunadamente, en estas condiciones estequiométricas, el catalizador de tres vías, como se verá en secciones posteriores, permite reducir drásticamente las emisiones de CO, HC y NO_x , con un coste razonable. Por este motivo, los esfuerzos para el control de emisiones en motores de encendido provocado convencionales han ido más encaminados a lograr un buen funcionamiento del catalizador y reducir su período de calentamiento que a reducir la formación de las sustancias contaminantes con soluciones activas. No obstante, sí que hay ciertos parámetros y estrategias que afectan claramente a las diferentes emisiones, como se describe en los párrafos siguientes.

Diseño de la cámara de combustión

Dado que una de las principales fuentes de hidrocarburos sin quemar en los motores de carga homogénea es la mezcla que queda en los pequeños huecos donde no puede penetrar la llama, la reducción de intersticios, ranuras y zonas estrechas reduce las emisiones de HC. En ese sentido, acercar el segmento de fuego a la cabeza del pistón reduce el volumen de mezcla alojado en esta zona durante la compresión y combustión con la consiguiente reducción de HC. Las cámaras de combustión compactas con menor relación superficie/volumen tienen menos volumen de mezcla en la extinción de la llama lo que lleva a menores emisiones de HC que las cámaras más abiertas. El aumento del tamaño del cilindro promueve mayores emisiones de NO_x por mayores temperaturas del gas.

Menor relación de compresión implica un aumento del volumen relativo de la cámara de combustión pero una menor relación superficie/volumen y mayor temperatura de escape que favorece la oxidación de CO y HC, y menores temperaturas de combustión que favorecen la reducción de NO_x .

Sistema de formación de la mezcla

Los sistemas de inyección multipunto ofrecen, frente a los sistemas de carburación, una mejor atomización y mezcla del combustible en el aire, un mejor reparto del dosado entre los cilindros y una mayor precisión en el control de la mezcla; a ello contribuye el control electrónico que la unidad de control realiza en base a los datos enviados por los diversos sensores. Se asegura un ajuste de la mezcla que reduce emisiones de HC y CO (aunque potencialmente podría incrementar las de NO_x), pero sobre todo permite un control en bucle cerrado del dosado relativo en el valor 1, imprescindible para el buen funcionamiento de los catalizadores de tres vías como se verá en el apartado 21.3.4.

Los sistemas de inyección directa de combustible en la cámara de combustión en MEP tienen como objeto trabajar con mezclas pobres con alta dilución de aire que favorece la reducción simultánea de CO, HC y NO_x a cargas parciales.

En motores estacionarios de gas natural o biogás se utilizan mezclas muy pobres (con dosados relativos por debajo de 0,7), lo que reduce las temperaturas de combustión con el objetivo de obtener menor emisión de NO_x , sin emisiones de CO y HC significativas.

Sistema de distribución

El cruce de válvulas (ángulo durante el que las válvulas de admisión y escape están abiertas simultáneamente) afecta al vaciado de los gases residuales del ciclo anterior. Menor cruce de válvulas conduce a mayor porcentaje de residuales retenidos y, con ello a una disminución de emisiones de NO_x , a altos grados de carga, pero con un aumento de las de HC, más acusado a bajos grados de carga, como se ve en la Figura 21.2. Por ello, un sistema de distribución variable es útil para mantener ambas emisiones en valores razonablemente bajos.

Los sistemas que posibilitan aperturas y cierres de la válvula de admisión muy variable permiten el uso de sistemas de regulación de la carga en MEP sin válvula de mariposa mediante cierres adelantados o retrasados de la misma (ciclo Miller o ciclo Atkinson). Ello reduce el porcentaje de residuales a carga parcial con el consiguiente efecto sobre las emisiones en dichas condiciones.

La posibilidad de cerrar ambas válvulas durante algunos ciclos del motor da lugar, en motores policilíndricos, a la posibilidad de apagar algunos cilindros cuando no se demanda una elevada presión media efectiva, reduciéndose de esta manera las emisiones del conjunto del motor.

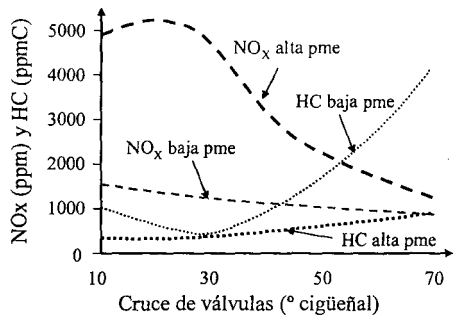


Figura 21.2 Efecto del cruce de válvulas en las emisiones de un MEP.

Recirculación de gases de escape (EGR)

La recirculación de gases de escape (EGR), como se ha comentado en capítulos anteriores, es una estrategia ampliamente empleada para reducir la formación de NO por vía térmica, incrementando la cantidad de gases residuales retenidos en el cilindro al cerrar la admisión. Puede definirse un EGR interno referido a los gases retenidos al final de la carrera de escape, con las consecuencias explicadas en el apartado anterior, pero también se puede forzar la recirculación de gases del escape hacia la admisión mediante EGR externo controlado por una válvula. El efecto conjugado, por una parte, de que el calor específico es mayor que el del aire por la concentración de CO₂ y vapor de agua, y por otra, de la reducción de la velocidad de combustión por compuestos inertes, reduce significativamente la temperatura de la llama y con ello la formación de NO, como se vio en el capítulo 15. Este efecto es más acusado si el gas recirculado se enfría antes de su introducción en el conducto de admisión. El EGR se define en porcentaje como:

$$\text{EGR} = \frac{\dot{m}_{\text{EGR}}}{\dot{m}_{\text{TOTAL}}} 100 \quad (21.1)$$

donde \dot{m}_{EGR} es el gasto de residuales recirculados y \dot{m}_{TOTAL} es el gasto de admisión.

En MEP de aspiración natural el conducto de admisión aguas abajo de la válvula de mariposa tiene menor presión que el de escape, sobre todo a cargas parciales, lo que asegura el flujo de EGR. El control de caudal se realiza con una o varias válvulas comandadas por depresión o por servo-válvulas comandadas desde la unidad de control electrónico del motor. En la mayor parte de los MEP de automoción, el EGR se desconecta cuando la temperatura del motor es aún baja, en ocasiones a ralentí donde la emisión de HC es elevada y a plena carga para permitir mayor carga de mezcla fresca y mayor presión media efectiva, ya que esta condición se utiliza muy poco y casi nunca en tráfico urbano y no se incluye en los procedimientos de medida de emisiones reguladas. La válvula de EGR se suele eliminar en motores de pequeña cilindrada para abaratar costes. En motores de mayor tamaño sí que se suele usar y permite reducir consumo a baja carga (EGR abierto implica cerrar menos la mariposa, lo que reduce el bombeo) y también eliminar problemas de autoencendido de la mezcla a alta carga.

Reducción de tamaño del motor y sobrealimentación

Motores con menor cilindrada unitaria, lo que implica menor superficie de cámara de combustión, que incorporen sobrealimentación para dar un trabajo por ciclo similar a motores de mayor cilindrada, tienen menores emisiones de HC. Este planteamiento también produce menos emisiones de CO a carga parcial.

Otras emisiones

Las emisiones contaminantes que se han anunciado anteriormente son las relativas al diseño del motor como conjunto de sistemas de inyección, combustión, admisión y escape; pero hay otras emisiones contaminantes de los motores cuya solución técnica no implica a los sistemas fundamentales del motor. Es el caso de las emisiones de evaporación y de gases de cárter.

- **Las emisiones de evaporación** en las paradas del motor son exclusivas de los motores de encendido provocado de automoción por utilizar combustibles más volátiles. Se corrigen acumulándolas en un depósito adyacente al motor que contiene carbón activado, denominado *canister*, ver Figura 21.3. El combustible acumulado en las paradas es reintroducido

al motor cuando arranca. Es necesario programar una adecuada gestión de las válvulas de conexión y desconexión del *canister* al conducto de admisión, así como del caudal de combustible inyectado. En particular, la cantidad de combustible introducida en el motor a través del *canister* durante el arranque debe ser tenida en cuenta en los algoritmos de control electrónico durante los periodos de arranque.

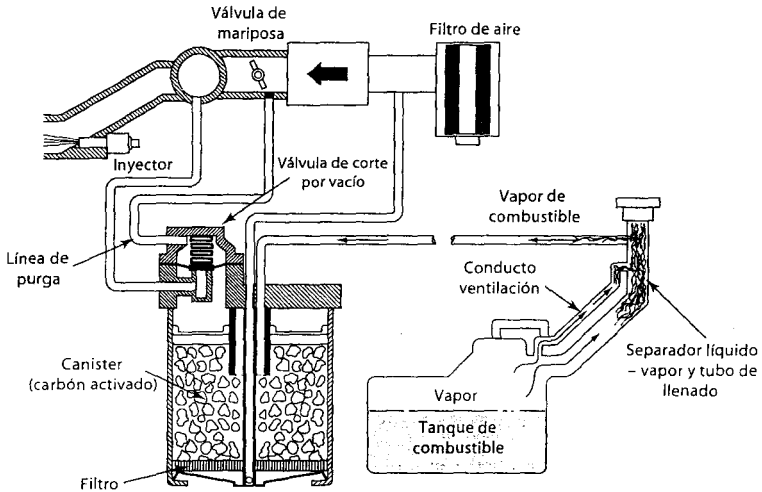


Figura 21.3 Sistema de control de emisiones por evaporación en un MEP (Adaptado de [1]).

- **Las emisiones de gases de cárter**, causadas por gases provenientes del aceite y de las fugas entre pistón y camisa y en guías de válvulas, se eliminan dirigiendo el respiradero del cárter al conducto de admisión, previo paso por un decantador de aceite para recuperar las pequeñas gotas de aceite que pueda llevar en suspensión, como se muestra en la Figura 21.4. Adicionalmente, este decantador de aceite cuenta con varias placas que actúan como enfriador de los vapores de aceite, de manera que se recupera el aceite que pueda estar en fase vapor. El cárter del motor suele estar a una presión similar o ligeramente inferior a la de la atmósfera para limitar las fugas en retenes y juntas.

21.2.2 Tecnologías para los motores de encendido por compresión

Las emisiones contaminantes más características de los MEC son los NO_x y las partículas. Por ello, la mayor parte de las soluciones van dirigidas a reducir temperaturas de llama y modificar tiempos de residencia y a optimizar la formación del chorro de inyección en la cámara de combustión.

Cámara de combustión

La forma de la cámara de combustión en motores de inyección directa, tallada en el pistón, tiene por objeto favorecer la turbulencia como se vio en el capítulo 12 y, con ello los fenómenos de mezcla a través de la interacción entre el chorro y los patrones de flujo.

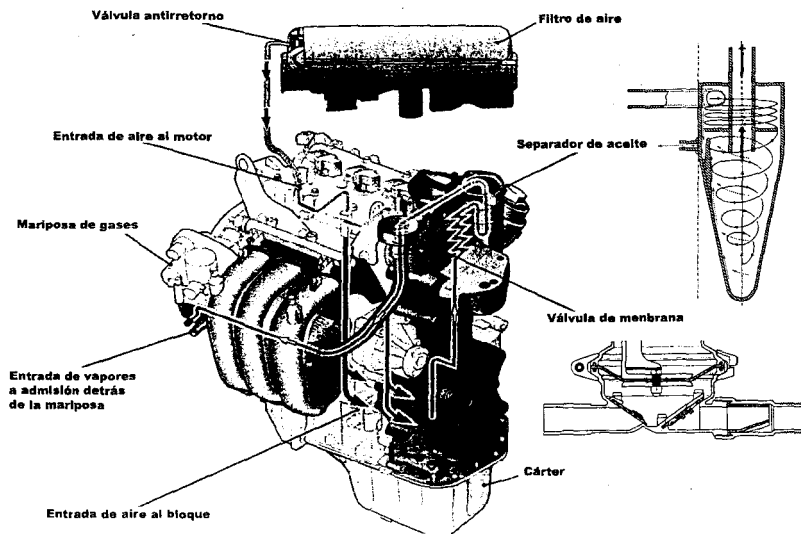


Figura 21.4 Sistema de control de emisiones de gases de cárter (Cortesía SEAT).

La posición centrada de la cámara busca favorecer la simetría del flujo, y la ubicación centrada del inyector es un imperativo para reducir la dispersión en el proceso de mezcla. Como se ha comentado en ocasiones anteriores, el diseño del bowl, de la geometría de conductos de admisión y de las características del sistema de inyección debe realizarse de forma conjunta para cada motor ya que es su combinación lo que realmente determinará las prestaciones y emisiones alcanzables en el motor. Como ejemplo, cabe decir que si el chorro de combustible impacta contra el bowl demasiado pronto, las emisiones de humos generadas serán a todas luces inadmisibles. El instante en el que se produce el impacto dependerá de la distancia libre entre inyector y pistón, pero también de la presión de inyección, el diámetro de orificios, la densidad del aire en la cámara y el movimiento del aire, como se vio en los capítulos 12 y 19.

Sistema de inyección

El control de las características del chorro de combustible es fundamental para el control de las emisiones, ya que actuar sobre el chorro implica actuar sobre el desarrollo del proceso de combustión. A título de ejemplo, puede decirse que un aumento de la presión de inyección favorece una más fina atomización, mejorando el proceso de mezcla y evaporación, por lo que se acelera la combustión y se disminuye la formación de hollín, pero subiendo posiblemente las emisiones de NO_x . Así mismo, adelantar o retrasar la inyección implica modificar la densidad del ambiente sobre el que se inyecta, con la consiguiente modificación de la penetración del chorro, del englobamiento de aire y la evaporación, de la cantidad inyectada durante el tiempo de retraso, de la velocidad de combustión y, por tanto, de la elevación de la presión en cilindro y temperaturas de la llama con el consiguiente efecto sobre los NO_x , los humos y el consumo o emisiones de CO_2 .

Las leyes de inyección escalonadas, o en dos etapas, así como los sistemas con inyección piloto o inyecciones múltiples, tienen por objeto, entre otros, reducir la cantidad de combusti-

ble introducido en el tiempo de retraso, reduciendo el calor liberado en la parte premezclada, lo que reduce el ruido por un lado y desplaza la curva *trade-off* de NO_x -PM hacia el origen.

El control electrónico a partir de sensores de variables del motor para ajustar el punto, la presión y de ley de inyección y otras variables del motor como la presión de sobrealimentación, es fundamental para precisar en cada condición operativa de un motor los valores más adecuados para bajas emisiones.

Por último, y asumiendo que todos los demás parámetros no se alteran, el diseño del propio inyector sí que afecta significativamente a las emisiones de HC. Dado que una vez terminada la inyección es inevitable que el combustible que queda en los propios orificios del inyector y en el saco se evapore contribuyendo a las emisiones de HC, reducir el tamaño del saco del inyector tiene claras ventajas en cuanto a emisiones de HC, pero a costa de perder en robustez del sistema y simetría del flujo de combustible.

Recirculación de gases de escape

El EGR en motores Diesel, normalmente sobrealimentados, puede hacerse de la salida de la turbina a la entrada del compresor (ruta de baja presión), o de la entrada de la turbina a la salida del compresor (ruta de alta presión). Para asegurar el gradiente de presiones que haga circular suficiente caudal de EGR, se puede recurrir a elevar la contrapresión de escape empleando para ello turbinas de geometría variable que reducen el paso de gases de escape o sistemas con un venturi en la zona de admisión para reducir localmente la presión.

Igual que en MEP, la recirculación de gases de escape en MEC es una buena solución para reducir las emisiones de NO_x , pero se debe tener en cuenta que en estos motores se puede llegar a recircular hasta el 50 % de los gases de escape. Sin embargo, los efectos térmicos y químicos sobre la reacción de combustión tienen menor importancia que los efectos de la dilución. Actualmente suele refrigerarse el gas recirculado antes de introducirlo en la admisión para aprovechar mejor los beneficios en cuanto a reducción de NO_x .

El EGR produce un aumento de las emisiones de PM y de HC, sobre todo a elevados grados de carga, por lo que en motores de automoción suele aplicarse a grados de carga bajos o medios. Un problema a tener en cuenta es el aumento de ensuciamiento del sistema de admisión, incluido el compresor, que provoca el paso de gases residuales.

Enfriamiento del aire de admisión

El enfriamiento del aire de salida del compresor en un cambiador de calor (*intercooler*), en caso de motores sobrealimentados, es importante para reducir las temperaturas de la combustión y con ello la emisión de NO_x .

Combustión a baja temperatura

Todo lo que conduce a bajar la temperatura de la llama contribuye a reducir las emisiones de NO_x , pero puede incrementar las de HC como se ha visto en el capítulo 20. La Figura 21.5 [2] muestra una gráfica, similar a la 20.2, de dosado - temperatura donde se aprecian las zonas de trabajo locales que favorecen la formación de NO_x y las que favorecen la de partículas. El desarrollo de la combustión, periodo de premezcla y periodo de llama difusiva, debe ser tal que se eviten ambas zonas.

La combustión a baja temperatura (LTC: *Low Temperature Combustion*) es una solución que se basa en aumentar la cantidad de combustible que se quema en la etapa premezclada, evitando la formación de hollín, con cantidades apreciables de EGR para mantener la temperatura máxima de combustión fuera de la región de alta formación de NO_x .

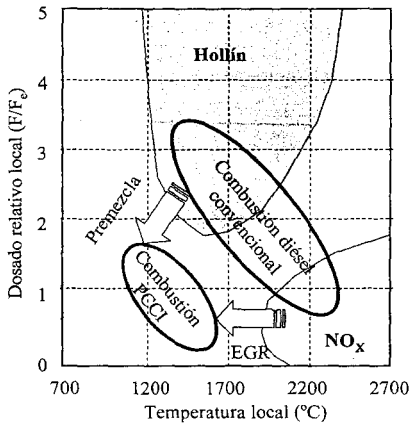


Figura 21.5 Zonas de emisiones de NO_x y PM en la gráfica temperatura local - dosis local. Adaptado de [2].

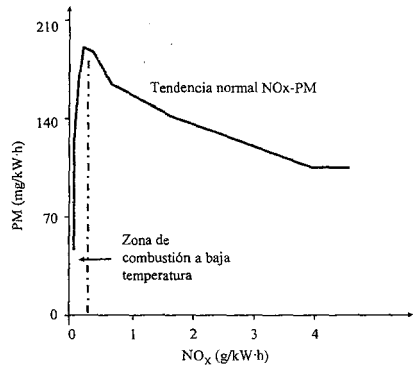


Figura 21.6 Efecto de la disminución de la temperatura de combustión en la curva NO_x - PM [2].

En los sistemas denominados de encendido por compresión de carga premezclada (PCCI) explicados en el capítulo 20, la inyección se produce a una temperatura más baja para aumentar el período de retraso, con lo que la combustión es controlada por la cinética química ocurriendo en presencia de especies oxidantes y a temperaturas por debajo de las de formación de NO_x . Para estos tipos de combustión son beneficiosos combustibles de alta volatilidad y resistencia al autoencendido.

Si bien la combustión a baja temperatura rompe la tendencia de la curva NO_x -PM, como se muestra en la Figura 21.6, puede conducir a otros problemas no menos importantes como el aumento de los niveles de ruido en comparación con la combustión Diesel convencional por mayor combustión premezclada. Además, la oxidación de HC y CO se hace más difícil a medida que disminuye la temperatura y tienden a aumentar principalmente a bajo grado de carga, mientras que el EGR reduce la temperatura de escape reduciendo la eficacia de los sistemas de postratamiento.

Control del consumo de aceite

El aceite lubricante puede pasar a la cámara de combustión por los segmentos, las guías de las válvulas o los retenes del turbocompresor. De la cantidad que pasa, solo de un 10 a un 40 % entra en combustión, generando CO_2 , H_2O y otras sustancias con Ca, Ba, P y Zn de sus aditivos.

El aceite no quemado se impregna en las partículas de hollín contribuyendo a la formación de la Fracción Orgánica Soluble (FOS), por lo que el consumo de aceite, que puede tener beneficios en duración del motor, debe reducirse a valores por debajo del 0,1 % del consumo de combustible a plena carga.

21.3 Postratamiento de gases de escape

21.3.1 Conceptos generales. Química de los gases de escape

La temperatura de los gases de escape de motores de encendido provocado varía entre unos 300–400 °C en ralentí a unos 900 °C a plena carga, pero en motores Diesel la temperaturas son menores, normalmente entre 200 y 600 °C. Los gases de escape contienen nitrógeno en porcentajes superiores al 75 %, CO_2 y H_2O provenientes de la combustión, algo de O_2 en MEC o si la mezcla es pobre en MEP y otros compuestos contaminantes que provienen de problemas en terminar el proceso de combustión o de aditivos del combustible o del aceite lubricante. La cantidad de contaminantes que salen del cilindro en la carrera de escape es muy variable según el tipo de motor, el grado de carga o la temperatura de la cámara de combustión. Parte de estos gases contaminantes, como se explica en el capítulo 20, están en desequilibrio químico por congelación de las reacciones de equilibrio al enfriarse los gases, y otros son productos de fallos en la combustión, oxidación parcial del combustible y partículas de pirólisis y deshidrogenación. Por todo ello, nos encontramos en los gases de escape compuestos oxidantes como el O_2 y los NO_x y otros reductores como el CO , el H_2 y los HC .

Los dispositivos de postratamiento de emisiones de escape se instalan en la línea de escape del motor para destruir las sustancias contaminantes antes de emitir las a la atmósfera. Pueden operar con diferentes principios: a veces se busca activar ciertas reacciones químicas a las bajas temperaturas existentes en el escape de modo que se restituya el equilibrio químico en los gases de escape. Sería el caso del CO y del NO , cuyo equilibrio a la temperatura del escape debería estar desplazado hacia CO_2 , N_2 y O_2 . Los mecanismos de oxidación y reducción son más o menos complejos, pero su explicación queda fuera del alcance de este texto. Otros sistemas pretenden provocar o acelerar reacciones químicas de oxidación de los HC o del hollín y finalmente, otros sistemas tratan de impedir la salida a la atmósfera de ciertos componentes del escape, acumulándolos y reteniéndolos por vía química y por vía física durante ciertos periodos. Tal es el caso de algunos sistemas para NO_x y de los filtros para partículas.

21.3.2 Clasificación de los sistemas de tratamiento de gases

Los sistemas de postratamiento de gases de escape de los motores de combustión interna se pueden clasificar en cinco grupos según su principio de funcionamiento:

- **Reactores térmicos:** combustión a alta temperatura de los productos susceptibles de oxidarse. Estos sistemas se utilizaron en los años 60 en EE.UU., pero hoy día prácticamente no se usan, dejando aparte la incineración térmica de las partículas atrapadas en los filtros.
- **Reactores catalíticos:** el efecto catalítico de ciertos metales y compuestos sobre los gases de escape permiten alcanzar el equilibrio químico que no se ha alcanzado en el cilindro por la congelación de las reacciones de oxidación/reducción.
- **Reactores químicos:** mediante una reacción química de los gases de escape con algún reactante añadido, permiten la eliminación de alguno de los productos contaminantes presentes. El más conocido es el sistema Reducción Catalítica Selectiva, que hace desaparecer los óxidos de nitrógeno en una reacción con amoníaco, en presencia de un catalizador.
- **Filtros químicos:** sistemas que retienen y acumulan alguno de los productos contaminantes en forma de compuestos químicos. La saturación del sistema exige una "regeneración" del mismo cada cierto tiempo.

- **Filtros físicos:** sistemas que retienen las partículas sólidas y líquidas presentes en el gas de escape. Su colmatación obliga a una limpieza o regeneración periódica del sistema.

Cada motor según su tipo, su aplicación, los límites de emisiones que debe cumplir y el coste asumible dispondrá del sistema de postratamiento más adecuado. Algunos condicionantes a tener en cuenta para seleccionarlo son:

- Peso del sistema, sobre todo en motores para transporte y maquinaria móvil.
- Volumen disponible.
- Comportamiento en transitorios de grado de carga y régimen de giro.
- Rango de temperaturas del gas de escape, habida cuenta de que se enfrían en el tubo de escape a una tasa de unos 50–100 °C por metro.
- Posibilidad de aportar otros fluidos al gas de escape.
- Dosado relativo y contenido de oxígeno en el gas de escape.

El éxito de la reducción de la concentración de cada producto contaminante (fracción molar, X_i) causada por el sistema de postratamiento se valora por su rendimiento (en %) según

$$\eta_i(\%) = \frac{X_{i\text{Antes Postratamiento}} - X_{i\text{Después Postratamiento}}}{X_{i\text{Antes Postratamiento}}} 100 \quad (21.2)$$

A continuación se explican cada uno de estos sistemas, su principio de funcionamiento y su aplicación a motores de encendido provocado y a motores Diesel.

21.3.3 Reactores térmicos

Estos reactores tienen por objeto oxidar el monóxido de carbono (CO) y los hidrocarburos (HC) contenidos en el gas de escape. Reacciones de postcombustión en el sistema de escape pueden oxidar estos productos a CO_2 y H_2O , si existe una alta temperatura durante suficiente tiempo y el gas contiene suficiente oxígeno. Esta reacción de oxidación del CO y de los HC (y del H_2 en mezclas ricas) es exotérmica, lo que permite mantener la temperatura del reactor.

Para conseguir un rendimiento de la conversión de los HC superior al 90% en un tiempo de 50 ms, la temperatura de los gases debe estar por encima de 850 °C, pero si se encontraran a 750 °C serían necesarios más de 100 ms. En condiciones de carga parcial, el rendimiento puede llegar a ser muy bajo si la temperatura de los gases no es suficiente. Por ello, los reactores deberían situarse muy cerca del motor, aunque la propia reacción de oxidación ayuda a mantener la temperatura. Si los gases provienen de una combustión en mezcla rica, es necesario inyectar aire entre la salida del motor y el reactor para disponer de suficiente oxígeno. En mezclas pobres, el rendimiento de la conversión de CO y de HC es muy bajo.

Por su elevado coste, por no afectar a las emisiones de NO_x y por la necesidad de aportar aire en caso de mezclas ricas, esta solución prácticamente no se usa en motores de automoción desde principios de la década de 1970.

21.3.4 Reactores catalíticos

También denominados catalizadores o conversores catalíticos, se intercalan en el sistema de escape para acelerar las reacciones de oxidación o reducción que no han alcanzado el equilibrio químico a la temperatura de los gases a la salida del cilindro. La presencia de una sustancia catalizadora permite que tengan mejor rendimiento y menores temperaturas de funcionamiento que los reactores térmicos. El producto catalizador se deposita sobre un sustrato o soporte alrededor del cual circulan los gases de escape en íntimo contacto con el catalizador.

Estructura del reactor catalítico

En un catalizador o convertidor catalítico puede distinguirse tres elementos que se comentan por separado en los siguientes párrafos: el soporte o sustrato mecánico, el recubrimiento (*washcoat*) y los metales nobles o componente catalizador propiamente dicho. La reacción química a baja temperatura se realiza tras la adsorción de la molécula reactante sobre la superficie de los metales nobles. Por ello, los factores limitantes en la tasa de conversión pueden estar asociados tanto a la propia tasa de reacción química como a la difusión del gas a través del recubrimiento.

Soporte. Es la estructura del catalizador sobre la que se depositarán las sustancias activas y debe estar diseñada para soportar altas temperaturas, elevados gradientes térmicos, flujos altamente pulsatorios, vibraciones mecánicas, etc., exigiéndose una vida superior a las 3.000 horas. Por ello, el sustrato debe poseer baja inercia térmica, capacidad de soportar temperaturas superiores a 1.000 °C, resistencia mecánica suficiente, alta porosidad y baja pérdida de carga frente a la corriente de gases de escape. El tamaño del catalizador se determina en función del caudal de gases del motor, de forma que la relación entre dicho caudal (m^3/h) y el volumen del catalizador (m^3) sea aproximadamente 150.000 por hora.

Los primeros catalizadores utilizaban un soporte de esferas de alúmina sinterizadas, pero actualmente los soportes más utilizados son los de monolito cerámico o los de matriz metálica.

La Figura 21.7 muestra un monolito cerámico típico de catalizadores de motores de automoción con celdillas (o canales) cuadradas, aunque a veces pueden ser triangulares o hexagonales. El material más común es la cordierita porosa ($2MgO \cdot 2Al_2O_3 \cdot 5SiO_2$). El monolito se fabrica por extrusión de la pasta que conforma la materia prima que es posteriormente calcinada en un horno.

La relación entre el diámetro medio y la longitud de cada canal debe ser tal que el flujo sea laminar en el interior de las celdillas, resultando una densidad de unas 60 celdillas por cm^2 . Un aumento de la densidad de celdillas conlleva una reducción del espesor de pared, lo que aumenta la superficie de contacto gas-catalizador (con el consiguiente aumento de su rendimiento) y reduce su inercia térmica, pero aumenta también la pérdida de carga. La longitud del monolito debe ser tal que el tiempo de residencia de los gases en contacto con el catalizador sea el suficiente para completar la reacción química, sin aumentar en exceso su peso y coste. La superficie de monolito expuesta a los gases de escape es del orden de $3 m^2/l$.

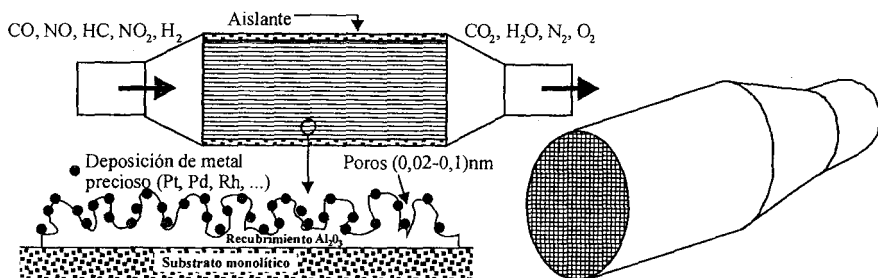


Figura 21.7 Estructura de un catalizador de escape de monolito cerámico.

Los soportes metálicos consisten en estructuras de panel de abeja formadas por finas láminas de acero inoxidable corrugado (entre 0,04 y 0,05 mm de espesor) intercaladas con láminas planas, ver Figura 21.8, de forma que la densidad de celdillas sea suficientemente grande,

generalmente mayor que en monolitos cerámicos. El peso del monolito metálico es mayor que uno similar cerámico, pero actualmente, fabricándolo con láminas muy delgadas, tiene menor inercia térmica, lo que es un factor importante para reducir el tiempo de calentamiento (light off) en arranques en frío o bruscos incrementos del grado de carga. Pero, por la misma razón, se enfrían en menos tiempo y deben ser colocados lo más cerca posible del escape del motor, en compatibilidad con la temperatura de salida de los gases.

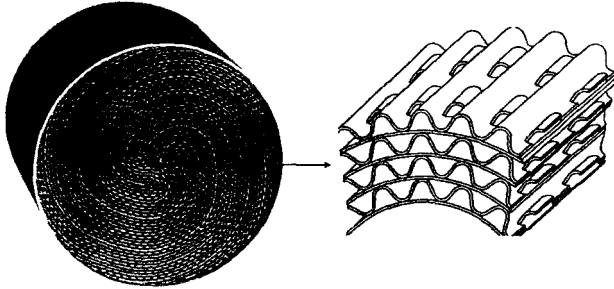


Figura 21.8 Estructura de un catalizador de escape de monolito metálico.

Recubrimiento (*washcoat*). La deposición de las sustancias activas sobre las superficies interiores de los conductos del monolito (cerámico o metálico) se realiza mediante un recubrimiento de óxidos inorgánicos (normalmente óxido de aluminio en catalizadores de 3 vías) con poros cuyo tamaño mínimo puede ser inferior a 1 nm. Su función principal es incrementar la superficie de contacto del gas de escape con los sitios activos, permitiendo obtener superficies activas del catalizador en el orden de 10.000 a $440.000 \text{ m}^2/\text{dm}^3$ de monolito.

Además, se pueden añadir otras sustancias como óxido de cerio que actúa como acumulador de oxígeno, y ciertos aditivos de Ni, La, V, Zr o Fe para reforzar la acción del catalizador, reducir la formación de óxidos de azufre, estabilizar el soporte e inhibir la sinterización de los metales preciosos.

Componente catalizador. Aunque se han investigado muchos tipos de componentes catalizadores, hoy día se usan fundamentalmente metales preciosos como el platino (Pt), paladio (Pd) o rodio (Rh), y mezclas entre ellos. Un catalizador de un motor de un vehículo ligero puede contener metal catalizador entre 0,1 y 0,15 % del peso del sustrato en partículas de unos 50 a 100 nm de tamaño. El paladio es más efectivo para oxidar el CO y las olefinas, el platino y el paladio tienen similar efectividad en la oxidación de los aromáticos y el platino es mejor para oxidar las parafinas de cadenas mayores al propano. El rodio es más efectivo en la reducción de los óxidos de nitrógeno. Para oxidar CO y HC simultáneamente con la reducción del NO_x (catalizador de tres vías), en gases que provienen de combustión de mezclas estequiométricas, se suele utilizar una mezcla Pt + Pd con Rh en una proporción entre 5:1 a 10:1.

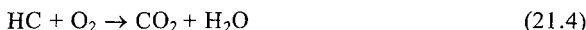
Funcionamiento y tipos de reactor catalítico

Para que las reacciones de oxidación del CO y de los HC o de reducción de los NO_x tengan lugar, es necesaria una temperatura suficiente en la superficie interna. En la mayor parte de los catalizadores usados en motores de automoción, sólo por encima de unos $300 \text{ }^\circ\text{C}$ el rendimiento llega a superar el 80 %. En función de la composición del gas de escape, función a su vez del dosado de la mezcla y de la posible inyección de aire, un catalizador será:

- De **Oxidación**: Es activo frente al CO y los HC, y ocasionalmente frente a las partículas. Se utiliza cuando existe oxígeno suficiente en el gas, bien por proceder de combustión de mezcla pobre o bien realizando una inyección de aire aguas arriba.
- De **Reducción**: Es activo frente a los NO_x y se utiliza cuando el gas, proviene de una mezcla rica, no contiene oxígeno pero sí agentes reductores como CO y H₂.
- De **Tres Vías**: Es activo frente a los tres tipos de gases (CO, HC y NO_x) y se utiliza si el gas proviene de una mezcla estequiométrica.

Catalizadores de oxidación

Tienen por objeto acelerar las siguientes reacciones



La actuación de los catalizadores de oxidación sobre la reducción de NO_x en mezclas pobres es insignificante, pero favorecen la oxidación del NO a NO₂. Como elemento catalizador usan una mezcla de Pt + Pd en una proporción de 2,5:1 a 5:1. Aunque se empezaron a utilizar en motores de gasolina en EE. UU. en el año 1975, coordinados con otras técnicas para reducir las emisiones de NO_x, su aplicación principal actualmente es en los MEC. Son sistemas con tecnología suficientemente establecida, de coste moderado, libres de mantenimiento, que casi no afectan al consumo y que contribuyen a la atenuación del ruido. Los primeros eran simples catalizadores de oxidación muy similares a los de tres vías pero sin rodio. Sin embargo, en la década de 1990 se optimizaron para reducir parcialmente las emisiones de partículas no sólidas (sobre todo la fracción orgánica soluble) y la de algunos PAH (hidrocarburos aromáticos policíclicos). Actualmente, los catalizadores de oxidación se diseñan específicamente para cada aplicación y se le denominan DOC (*Diesel Oxidation Catalyst*). Normalmente se colocan inmediatamente después de la turbina (en motores turbo-sobrealimentados) donde las temperaturas son entre 100 y 550 °C, lo que reduce las tensiones térmicas frente a los de los MEP.

Sin embargo, surge el problema de que por debajo de 200 °C el rendimiento del catalizador en la conversión de CO y de HC gaseosos, así como de la fracción orgánica soluble y los PAH, es muy bajo, con el condicionante adicional de que si el gasóleo contiene azufre, por encima de 350 °C la conversión del SO₂ a sulfatos se incrementa, aumentándose la emisión medible de partículas a la salida del escape. Esto, unido al problema de desactivación por conversión del SO₂ a SO₃ que se acumula en el catalizador, ha forzado a la implantación general de combustibles de muy bajo contenido en azufre.

En motores de dos tiempos de pequeña cilindrada, las emisiones de NO_x son normalmente muy bajas y, a causa del cortocircuito, suelen tener concentraciones de oxígeno en el escape elevadas, por lo que suelen usarse catalizadores de oxidación. Como normalmente las emisiones de CO y HC son muy altas en estos motores, suele ser necesaria una aportación adicional de aire para una reducción efectiva de los HC. Por otra parte, su menor temperatura de escape hace que sea necesario poner el catalizador muy cerca del escape y utilizar matrices metálicas para asegurar un calentamiento suficientemente rápido.

Catalizadores de reducción

Para que un catalizador pueda acelerar la reacción de reducción de los NO_x con un rendimiento significativo es necesario que el gas de escape provenga de una mezcla rica, es decir, no contenga oxígeno. La presencia de CO, HC y H₂ favorece las reacciones de reducción del

NO_x , pero no consume cantidades significativas de CO y HC , por lo que sería necesario un catalizador de oxidación detrás con una inyección de aire intermedia para aportar oxígeno.

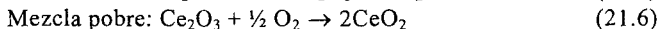
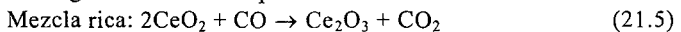
Se han estudiado catalizadores de reducción con diversos compuestos como óxidos de cobre o de níquel, pero el rendimiento no supera el 35 % y el rango de temperaturas de utilización es muy estrecho. Aunque el Pt y el Pd pueden actuar como agentes catalizadores en ambientes reductores, el rodio es muchísimo más efectivo en la reducción de los óxidos de nitrógeno hasta el punto de que el efecto reductor de Pt o Pd puede llegar a ser despreciable cuando se introduce rodio. Además, si se utiliza Pt o Pd, puede dar lugar a la formación de NH_3 .

Catalizadores de tres vías

En esencia, y aunque su eficacia depende mucho de los metales nobles utilizados, un catalizador puede comportarse como de oxidación o de reducción según el contenido de oxígeno en el escape, es decir según el dosado de la mezcla en el proceso de combustión. La Figura 21.9 muestra el rendimiento en la conversión de CO , HC y NO_x de un catalizador en función del dosado relativo.

Puesto que los metales nobles actúan sobre los gases de escape acelerando los procesos de oxidación del CO y del HC y de reducción del NO , se denomina catalizador de tres vías al que tiene por objeto actuar en un gas de escape que proviene de un proceso de combustión con mezcla estequiométrica. Sólo puede cumplir su función adecuadamente en una ventana de dosado relativo muy estrecha y como se ve en la Figura 21.9, un rendimiento de conversión de los tres contaminantes superior al 80 % se alcanza sólo con dosado relativo entre 0,998 y 1,007. Por ello, este tipo de catalizadores sólo puede emplearse en motores de encendido provocado de mezcla homogénea, y necesitan que el motor disponga de un procedimiento de control de la mezcla muy preciso. Normalmente, se usa un control electrónico de la inyección de combustible en bucle cerrado como se explica en el capítulo 23, con un sensor de oxígeno en el tubo de escape, denominado sonda o sensor λ (lambda) o sonda EGO (del inglés *Exhaust Gas Oxygen*).

Si la sonda λ detecta la presencia de oxígeno en el gas de escape, la unidad de control del sistema de inyección enriquece la mezcla, y si no lo detecta la empobrece. Así, el dosado relativo de la mezcla en los cilindros se puede mantener en valores que oscilan alrededor de 1, a una frecuencia que varía entre 0,5 a 1 Hz, dependiendo de la condición operativa del motor. Para suavizar los efectos de esta oscilación, se adicionan a los metales preciosos óxidos de cerio, de renio, de bario o de circonio, que tienen la propiedad de actuar como un almacenamiento de oxígeno, según las siguientes reacciones para el caso del cerio:



Para que la sonda λ funcione bien es necesario que su temperatura sea mayor que del orden de 280 °C, siendo su rango óptimo de 300 a 600 °C. El problema se presenta en los periodos posteriores al arranque en frío del motor, para lo que se usan sondas calefactadas (HEGO).

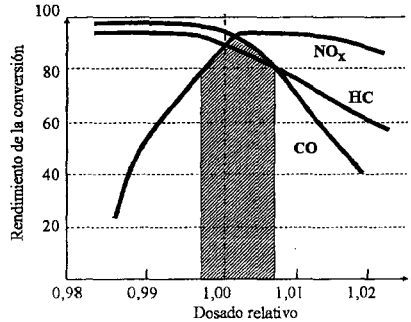


Figura 21.9 Rendimiento de la conversión de CO , HC y NO_x de un catalizador con mezcla homogénea [3].

Para controlar las emisiones de CO y de HC en los periodos de arranque en frío, algunos motores incorporan en el escape distintas soluciones, entre las que cabe nombrar catalizadores precalentados con resistencias eléctricas, catalizadores de matriz metálica, catalizadores de arranque de baja inercia térmica (de menor tamaño que el principal) situados muy cerca del motor y que pueden calentarse en menos de 40 s o sistemas de retención de HC que acumulan los hidrocarburos en un adsorbente de silicalita o ceolita. En estos casos, los HC atrapados durante el periodo del motor en frío son liberados al subir la temperatura del adsorbente por encima de 150 – 250 °C, y son oxidados posteriormente en el catalizador de tres vías principal.

Deterioro y desactivación del catalizador

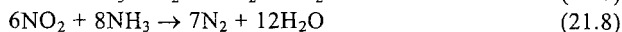
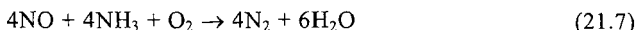
Con el tiempo de uso, los catalizadores pueden desactivarse por:

- Mecanismos químicos. Ciertos productos de la combustión de aditivos del combustible o del aceite lubricante se depositan en las paredes interiores de la matriz, provocando reacciones químicas en la superficie (envenenamiento), inhibición por adsorción de ciertos componentes precursores de envenenamiento y reestructuración de las superficies del catalizador, dificultando las reacciones previstas, el contacto del gas con el catalizador y pudiendo reaccionar con el mismo dejándolo inactivo. Uno de los componentes más dañinos es el plomo, utilizado hasta la década de 1990 para aumentar el número de octano de las gasolinas y que ha sido eliminado de los combustibles por esta razón. El azufre también contamina el catalizador en menor medida. El calcio, el cinc y el fósforo de los aditivos del aceite (sobre todo en motores Diesel) o los compuestos de silicio de juntas, son otros compuestos que contribuyen a desactivar los catalizadores con el tiempo de uso.
- Problemas térmicos: La desactivación térmica se produce cuando la matriz del catalizador supera aproximadamente los 1.000 °C, por sinterización de sus componentes, formación de aleaciones, oxidación de algunos aditivos metálicos del catalizador y volatilización de componentes. Estas temperaturas pueden producirse por la oxidación en el propio catalizador de combustible con oxígeno, provenientes del motor en caso de apagado de la llama en mezclas muy pobres o en caso de fallos del sistema de encendido en MEP.
- Contaminación por acumulación de depósitos carbonosos en los poros del recubrimiento.
- Factores mecánicos relacionados con rotura por golpes, por vibraciones o choques térmicos y por desgaste fluidodinámico.

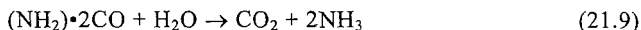
21.3.5 Reactores químicos

Se basan en disminuir la concentración de ciertos productos contaminantes mediante reacciones químicas en los gases de escape, generalmente incluyendo alguna sustancia que se mezcla con los gases. Los más usados actualmente son los sistemas de reducción catalítica selectiva SCR (*Selective Catalytic Reduction*) para disminuir los óxidos de nitrógeno en el escape cuando la reducción catalítica convencional no es viable por abundancia de oxígeno. Los sistemas SCR se han utilizado desde la década de 1980 en motores estacionarios y marinos con inyección de amoníaco. Recientemente, se han empezado a utilizar en motores de automoción y de otras aplicaciones como maquinaria pesada y tractores agrícolas. Debido a la toxicidad y el riesgo asociado al uso masivo del amoníaco en el vehículo, se utiliza una solución de urea que permite generar el amoníaco necesario en un catalizador de hidrólisis. La urea se inyecta normalmente en una solución acuosa al 30–40 %, es un compuesto no tóxico, biodegradable y de bajo coste, aunque la disponibilidad a gran escala puede limitar su uso masivo en vehículos de pasajeros.

El catalizador SCR propiamente dicho contiene una mezcla de óxidos de vanadio y de titanio en un substrato cerámico. Las reacciones químicas más importantes que ocurren en presencia del catalizador, tras la adición de amoníaco, son [4]:



En el caso de inyectarse urea previamente ocurre una reacción de hidrólisis en presencia de un catalizador que produce amoníaco:



Además, es usual instalar previamente un catalizador de oxidación para reducir la concentración de CO y de HC, que además oxida parte del NO a NO₂.

En definitiva, el sistema SCR utilizado actualmente en vehículos pesados es, en realidad, una combinación de diferentes tipos de catalizador, como se esquematiza en la Figura 21.10. Para alcanzar rendimientos en la conversión de NO_x superiores al 90 % hace falta una relación molar NH₃/NO_x de aproximadamente 0,9 y debido a la necesidad de tiempos de residencia suficientes, los catalizadores SCR con urea son bastante más voluminosos que los catalizadores convencionales de motores de encendido provocado. En los motores actuales que utilizan urea para reducir los NO_x, el consumo de solución de urea puede estar entre el 3 y el 6 % del consumo de combustible. La inyección de amoníaco (o de urea) debe controlarse con mucha precisión, pues un exceso produciría emisiones de amoníaco por el escape, por lo que suele instalarse un catalizador de oxidación de seguridad tras el SCR y un sensor de este gas a la salida del escape para prevenir emisiones de amoníaco en los transitorios del motor.

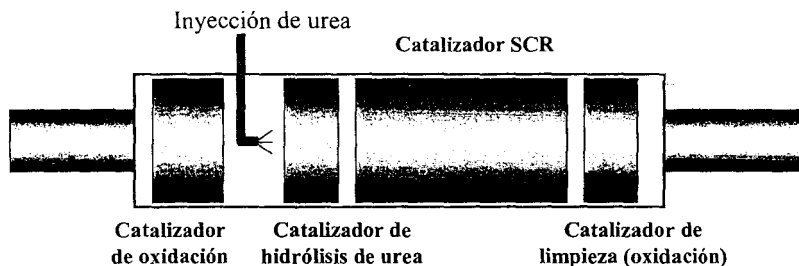


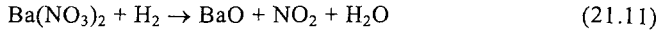
Figura 21.10 Esquema de un catalizador SCR con urea para motores Diesel.

21.3.6 Filtros químicos

Una alternativa a los SCR para la reducción de los NO_x en motores con mezcla pobre, es utilizar filtros químicos. Se trata de almacenar los óxidos de nitrógeno durante condiciones de operación habituales con mezcla pobre, para liberarlos posteriormente en condiciones de mezcla rica. Constructivamente es similar a un catalizador de tres vías, con óxido, hidróxido o carbonato de un metal alcalino como el bario en el recubrimiento. Cuando el motor funciona con mezcla pobre, el NO se convierte a NO₂, como en un catalizador de oxidación, y éste es atrapado (adsorbido) en forma de un nitrato en un óxido metálico alcalino (p. ej. BaO) que está depositado junto con el recubrimiento de un catalizador convencional de tres vías.



Cuando el sistema se satura químicamente de nitrato debe regenerarse. Para ello, es necesario crear en el escape una atmósfera reductora mediante la combustión de mezcla rica durante un corto periodo de tiempo (aprox. 1 s). En la reacción del nitrato de Bario con el H_2 generado en la combustión rica (o análogamente con el CO o los HC) se liberará el NO_2 según:



Este NO_2 es reducido a $\text{N}_2 + \text{O}_2$ en el catalizador de Pt-Rh, con buen rendimiento por ser una mezcla rica. El problema es que el rango de temperaturas en que este sistema es activo está entre 350 y 450 °C.

En el caso de su utilización en motores Diesel, los sistemas de almacenamiento y reducción de NO_x , denominados NSR (*NO_x Storage - Reduction*) o LNT (*Lean NO_x Traps*), al no poder usar mezcla rica en la combustión, realizan la regeneración inyectando un hidrocarburo (normalmente combustible) en el escape, o mediante una inyección en el cilindro durante la etapa final de la expansión. El rendimiento de la conversión del NO_x atrapado depende mucho del material catalizador, de la temperatura de entrada y de la relación HC/NO_x , en la forma que muestra la Figura 21.11.

Un problema importante de estos sistemas es que se envenenan rápidamente si el combustible contiene azufre: combustibles con contenidos de azufre superiores a 40 ppm (en masa) desactivan el sistema en unas 100 horas. Aunque se están experimentando diversas soluciones y reformulaciones del adsorbente, la reducción del contenido de azufre en los combustibles de automoción que se está imponiendo en el mundo por razones medioambientales, son la mejor opción para la implantación de sistemas de retención de NO_x en mezclas pobres. El hecho de que la ventana de temperaturas en la que la reacción ocurre sea muy estrecha los hace poco aptos para motores con grados de carga muy variables.

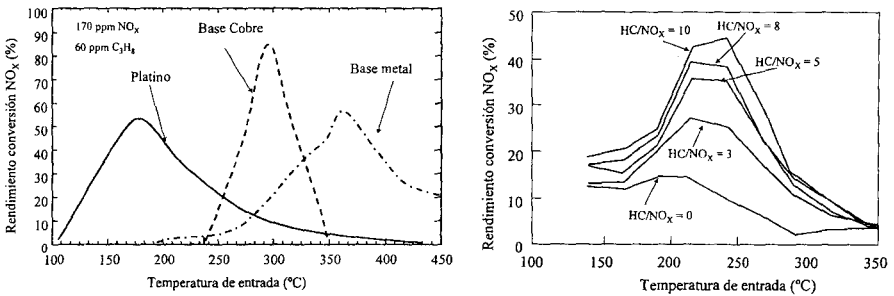


Figura 21.11 Efecto de la composición del catalizador y de la relación HC/NO_x y de la temperatura del gas en sistemas NSR [5].

21.3.7 Filtros de partículas

Tecnologías de filtrado

Tal y como se ha comentado en capítulos precedentes, uno de los principales contaminantes de los motores Diesel son las partículas (PM: *Particulate Matter*), que se componen principalmente de hollín, hidrocarburos, sulfatos, agua y una pequeña cantidad de cenizas. Las

cada vez más estrictas limitaciones de emisiones de partículas ha conducido a la utilización de filtros de partículas en motores Diesel (DPF: *Diesel Particulate Filter*). Por otro lado, los motores de encendido provocado con inyección directa de combustibles líquidos, pueden también necesitar este tipo de filtros si la limitación de emisiones de PM llegara a ser muy estricta.

Entre la variedad de filtros de partículas existentes, los de tipo *wall flow* (Figura 21.12) son los más extendidos. Consisten en una estructura monolítica de material cerámico, conformada por extrusión y con sección cilíndrica u ovalada, con un gran número de canales paralelos, de reducida sección transversal, típicamente cuadrada, que atraviesan longitudinalmente el monolito. Los canales tienen sus extremos sellados alternativamente, de manera que el flujo de gas de escape es obligado a atravesar la pared porosa del monolito, actuando de medio filtrante.

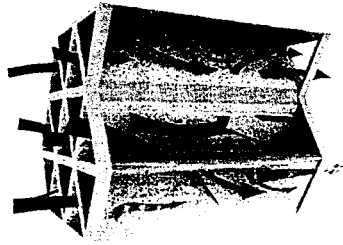


Figura 21.12 Filtro de partículas de tipo wall-flow.

Los monolitos se fabrican de materiales cerámicos porosos, principalmente cordierita y carburo de silicio. Estos materiales suelen estar recubiertos de metales nobles, habitualmente platino, que actúan como catalizadores de la reacción de oxidación del hollín para su eliminación del filtro (proceso de regeneración). La combinación de estos materiales permite obtener una estructura homogénea y muy porosa (entre el 35 y 50 % de volumen del sustrato está ocupado por poros), con diámetro medio de poro entre 10 y 25 μm , que conduce a una eficiencia de filtrado superior al 95 %.

Un aspecto crucial en el desarrollo de un filtro para un motor Diesel es la estrategia de regeneración. Durante su funcionamiento, el filtro se va colmatando por las partículas retenidas, lo que provoca un aumento de la restricción al paso del gas de escape, creciendo la contrapresión en el conducto de escape y, en consecuencia afectando al proceso de renovación de gases e incrementando el consumo de combustible. Esta situación obliga a que el diseño del filtro y las posibles estrategias de regeneración se haga de manera que este efecto se minimice influyendo lo menos posible en las prestaciones del motor.

La relación entre la eficiencia y la caída de presión en los DPF se define por la macrogeometría del filtro (tamaño, volumen, espesor de paredes) y por las características microgeométricas del elemento filtrante (porosidad, distribución de tamaños del poro). Es fácil intuir que un menor tamaño de poro conduce a una mejor capacidad de filtrado o retención de material particulado, pero también conduce a una mayor contrapresión de escape. Esta situación se observa en la generalidad de las tecnologías de filtrado que se han propuesto hasta la fecha.

En la Figura 21.13 se presenta el comportamiento típico de la caída de presión en el filtro y la eficiencia de filtrado frente a la carga de un filtro de tipo *wall-flow*. En ellas se observa

cómo las curvas tanto de la caída de presión como de la eficiencia de filtrado varían su pendiente. Para baja cantidades de partículas retenidas, ambos parámetros dependen fundamentalmente de las características constructivas del filtro. Sin embargo, a partir de una determinada cantidad de partículas retenidas, ambas curvas pasan a tener un comportamiento que viene dominado por el efecto membrana que produce el material depositado.

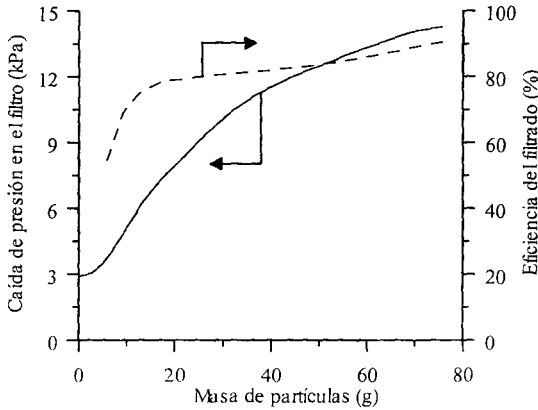


Figura 21.13 Evolución típica de la caída de presión y de la eficiencia de filtrado para diferentes valores de masa retenida en un filtro de tipo wall-flow.

En función de la caída de presión en el filtro se pueden identificar dos regímenes de filtrado: en lecho profundo o superficial. La retención superficial de las partículas se produce cuando el tamaño de poro es menor al diámetro de las partículas. En cambio, en la retención de lecho profundo el tamaño de poro es mayor al diámetro de las partículas, por lo que éstas penetran en los poros y se quedan adheridas al sustrato que conforma el filtro. En este tipo de filtros, una vez que los poros se van obstruyendo, el régimen que prevalece es el de filtrado superficial.

Otros requerimientos de los filtros de partículas son: elevada temperatura máxima de operación, resistencia al choque térmico, gran capacidad de acumulación de partículas con poca afectación a la caída de presión, resistencia mecánica, compatibilidad con los sistemas de regeneración (posibilidad de impregnación de materiales que actúen como catalizadores, aditivos en el combustible para facilitar la regeneración), no generar emisiones secundarias (fibras, partículas metálicas, emisiones gaseosas, dioxinas, etc.), no provocar efectos no deseables sobre la conducción del vehículo (ruidos, vibraciones, etc.) y bajo coste de mantenimiento, lo que se traduce en una gran capacidad de acumular cenizas.

Sistemas de regeneración del filtro

Como se ha dicho anteriormente, muchos motores Diesel de vehículos y maquinaria móvil tienen acoplado un catalizador de oxidación (DOC) a la salida del colector de escape para oxidar el CO, los HC, los aldehídos, la fracción orgánica soluble y el SO_2 a SO_3 . Sin embargo, durante el proceso de oxidación catalítica no se ve afectado ni el hollín, ni los sulfatos, ni el número de partículas. Como consecuencia de la entrada en vigor de normativas más estrictas,

se debe conjugar el empleo de los catalizadores de oxidación con el uso de los DPF para reducir la emisión de material particulado.

Debido a que los DPF se han desarrollado una vez conocido el proceso que transcurre en el catalizador de oxidación, se ha aprovechado ese conocimiento para definir el proceso de regeneración de los DPF. En este sentido, por ejemplo, el NO_2 formado suele ser usado como componente reactivo en la reacción de oxidación del hollín durante el proceso de regeneración. La presencia de NO_2 , que actúa como portador de oxígeno, provoca que la temperatura de inicio de la reacción de oxidación sea menor, pudiendo llegar a una temperatura mínima de 250–300 °C si además el filtro se encuentra catalizado.

En el diseño de los DPF, además de la alta capacidad de retención de hollín y de la baja contrapresión de escape, se debe tener presente la temperatura de inicio de la oxidación (BET: *Break-Even Temperature*) de forma que permita mantener un adecuado equilibrio en el filtro entre la acumulación y la oxidación del hollín. Este proceso de oxidación es comúnmente conocido como proceso de regeneración.

La temperatura del gas de escape de un motor en su funcionamiento habitual de conducción urbana no alcanza valores cercanos a los 500–600 °C, rango en el que la oxidación del hollín para regenerar los DPF se produciría espontáneamente. Para que se produzca la regeneración durante la utilización del motor, en caso de vehículos de transporte o maquinaria móvil, se requieren acciones adicionales para oxidar el hollín acumulado en los filtros de partículas.

En función del método, las técnicas de regeneración se pueden clasificar en:

- **Regeneración activa.** La regeneración activa es una regeneración térmica que se basa en lograr, en momentos puntuales de funcionamiento, la temperatura mínima de oxidación del hollín mediante un aporte energético adicional. Los procedimientos más habituales son mediante la modificación de las estrategias de inyección o mediante la incorporación de sistemas eléctricos de calentamiento. El primero de los procedimientos consiste en incluir en la estrategia de inyección una post-inyección en la cámara de combustión al final del proceso de expansión, o la inyección de combustible en la línea de escape. En ambos casos se da un aumento de la cantidad de combustible total inyectada que no produce energía mecánica en el eje de salida del motor. Otra técnica menos extendida consiste en la incorporación de sistemas de calentamiento eléctrico, colocando el elemento calentador aguas arriba del filtro o bien dentro del propio filtro de partículas. En ciertas aplicaciones, se emplean técnicas basadas en la utilización de microondas o incluso sistemas duales de regeneración cuando el motor está parado después de la jornada de trabajo.
- **Regeneración pasiva.** El proceso de regeneración pasiva se basa en la disminución de la temperatura de inicio de la reacción de oxidación del hollín, permitiendo de este modo la auto-oxidación del hollín durante un modo normal de trabajo del motor con baja temperatura de escape. Los mecanismos más habituales para lograr la auto-oxidación son: la incorporación de un catalizador al filtro de partículas, el uso de aditivos de oxidación en el combustible (*Fuel Borne Catalyst*), mediante el aporte de NO_2 (a partir de la oxidación catalítica previa del NO) que oxide a continuación el hollín (sistemas CRT (DOC + DPF) o una combinación de estos mecanismos).
- **Regeneración activo-pasiva.** Consiste en la combinación de distintos mecanismos (activos y pasivos) con el fin de lograr un control más preciso y con el menor consumo de combustible posible del motor. El empleo combinado de métodos de regeneración se realiza también con el objetivo de hacer un control de la regeneración menos agresivo que permita ampliar la vida útil del DPF.

En la actualidad, los constructores de vehículos han optado mayoritariamente por el uso de la regeneración activo-pasiva, ya que el uso de una estrategia completamente pasiva puede llevar a una carga excesiva del filtro (uso del vehículo completamente urbano y ralenti), pudiendo llegar incluso al punto de dejar inservible el DPF. Por otro lado, el uso de una regeneración activa pura conlleva un mayor estrés térmico del material que compone la trampa, además de una mayor penalización en el consumo.

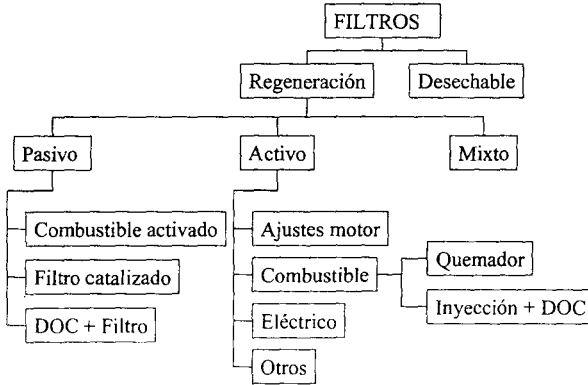


Figura 21.14 Clasificación de los filtros de partículas según el sistema de regeneración.

A modo de resumen, en la Figura 21.14 se muestra un esquema general de la clasificación de los filtros de partículas, y de las posibilidades de regeneración más empleadas. Es de destacar que los filtros de partículas desechables no son empleados en automoción debido al carácter transitorio de los modos de operación y de la imposibilidad de regenerarlos, por lo que su mantenimiento sería económicamente inviable.

En definitiva, el sistema de escape de un motor contiene, además del silenciador, varios componentes de postratamiento de gases como muestra la Figura 21.15 para motores Diesel de automoción.

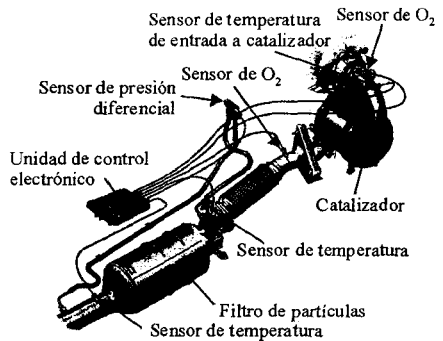


Figura 21.15 Sistema de escape de motores Diesel de automóvil actual.

21.4 Normativas de control de emisiones contaminantes

La preocupación social por el impacto ambiental de los gases contaminantes emitidos por los motores ha llevado a la elaboración de una gran cantidad de normativas y legislaciones en los ámbitos locales, regionales, nacionales e internacionales que limitan la cantidad de contaminantes que los motores pueden emitir a la atmósfera. El problema principal radica en la

normalización de los procedimientos de medición y en el valor de los límites impuestos. En este apartado se hace un resumen de estos puntos.

21.4.1 Tipo de norma y de ensayo según aplicación

La medición de emisiones contaminantes debe hacerse en diferentes condiciones de utilización del motor pues en cada punto de su curva característica el motor tiene un factor de emisión (g/kWh) diferente, que al ser diferente su potencia N_e (kW), hace variable el caudal de emisión (g/s). Los equipos de análisis de gases dan el resultado en forma de concentración molar o volumétrica del contaminante en el gas de escape (% o ppm), pero para conocer el caudal másico de emisión del contaminante i (\dot{m}_i), que es el valor que realmente afecta al medio ambiente, es necesario conocer el caudal de gases de escape \dot{m}_e y aplicar la ecuación:

$$\dot{m}_i = X_i \dot{m}_e \frac{PM_i}{PM_e} \quad (21.13)$$

siendo PM_i y PM_e los pesos moleculares del contaminante i y del gas de escape (muy similar al del aire).

Como se anticipó en el capítulo 15, los límites de emisiones se suelen dar de diferentes formas: como Emisión Específica (EE) en gramos por unidad de trabajo realizado o, en el caso de los motores de vehículos de pasajeros, como Factor de Emisión (FE) en gramos por kilómetro recorrido (g/km). El factor de emisión depende del caudal de emisión \dot{V}_i , y puede obtenerse de las ecuaciones siguientes:

$$FE(\text{g/km}) = \frac{\dot{V}_i(\text{g/s})}{V(\text{km/h})} 3600 \quad (21.14)$$

donde el caudal de emisión depende a su vez de la emisión específica y de la potencia:

$$\dot{V}_i(\text{g/s}) = EE_i(\text{g/kWh}) \cdot N_e(\text{kW}) / 3600. \quad (21.15)$$

Si el motor es de automoción, la potencia efectiva del motor sería:

$$N_e = \frac{1}{\eta_{TR}} \left[\left(M \left(g f_R + g \operatorname{sen} \alpha + \frac{dV}{dt} \right) + \frac{1}{2} C_X A_F \rho_a V^2 \right) \right] V \quad (21.16)$$

donde M es la masa del vehículo, f_R el coeficiente de resistencia a la rodadura, $\operatorname{sen} \alpha$ la pendiente de la carretera, V la velocidad instantánea del vehículo, C_X el coeficiente de resistencia aerodinámica, A_F la sección frontal de automóvil, ρ_a la densidad del aire y η_{TR} el rendimiento del sistema de transmisión desde el motor a la rueda.

Los ensayos de motores para medir sus emisiones pueden hacerse de dos formas:

- **Ensayos estacionarios:** el motor se estabiliza en una condición de par motor - régimen de giro constante y se miden la concentración de emisiones y el caudal de gases.
- **Ensayos dinámicos:** el motor se mantiene en condiciones variables de grado de carga y régimen de giro, es decir, en condiciones transitorias, durante el ensayo. El resultado se puede dar en forma de evolución instantánea del caudal de emisiones, en forma modal como emisión media por modos de funcionamiento y como masa total emitida en un periodo de tiempo, una distancia recorrida (en el caso de vehículos) o una cantidad de energía producida. La emisión total se puede obtener acumulando un porcentaje determinado de las

emisiones del flujo de escape en una bolsa apropiada o por integración de los valores instantáneos.

En el caso de ensayo de motores se utilizan bancos de pruebas con freno dinamométrico convencional para ensayos estacionarios o con frenos dinamométricos dinámicos y con inercias acopladas que puedan simular la resistencia dinámica real opuesta al motor en su utilización real dada por la ecuación (21.16).

Para ensayar vehículos, se utilizan bancos de rodillos convencionales para medidas en puntos estacionarios de velocidad y grado de carga, pero son necesarios bancos de pruebas con frenos dinamométricos acoplados a inercias mecánicas o frenos dinámicos con inercia simulada de la masa del vehículo. Debe cumplirse la ecuación (21.17),

$$M(\text{kg})V(\text{m/s}) = I(\text{kg m})\omega(\text{rad/s}) \quad (21.17)$$

siendo M la masa del vehículo, V la velocidad lineal de la superficie del rodillo en contacto con la rueda, I el momento de inercia del sistema giratorio del banco y ω la velocidad de rotación del rodillo. De esta forma, el motor del vehículo responde ante las variaciones de velocidad igual que en el uso real en tráfico. También existen bancos de pruebas de motor dinámicos con control computerizado que responden igual que lo haría el motor en un vehículo ante una situación de tráfico real o siguiendo un ciclo en un banco de rodillos.

El valor de la medida de ciertas emisiones como HC o partículas está influenciado por las condiciones de temperatura, presión y grado de dilución con aire de los gases después de salir por el tubo de escape. Es por ello que algunas metodologías de medida de emisiones realizan una dilución del gas de escape con aire atmosférico, previamente filtrado, dando lugar a lo que se denomina muestra diluida, pero en otros tipos de mediciones se analiza el gas de escape en muestra directa, es decir sin diluir.

Los equipos de análisis de concentración de gases son normalmente equipos basados en principios físico-químicos o en células electroquímicas, como se explica en el capítulo 28. Para el CO se suelen usar sistemas de absorción infrarroja no dispersiva (NDIR), para los HC sistemas de detección de ionización de llama de hidrógeno (FID) y ocasionalmente sistemas FTIR, para NO_x sistemas basados en emisión luminosa de quimioluminiscencia de la reacción NO₂ con O₃ aunque también pueden utilizarse sistemas de absorción ultravioleta o células electroquímicas. Para las partículas se suelen usar sistemas de pesada, pero también puede estudiarse la opacidad del gas teniendo en cuenta la absorción de luz visible. La utilización de unos u otros sistemas dependerá del tipo y objetivo del ensayo y de la norma a aplicar. En los ensayos de homologación, la normativa detalla tanto el procedimiento de medida como el tipo de equipo de medida válido para tal fin.

21.4.2 Aplicación para vehículos de carretera

Para establecer límites a las emisiones de los motores deben establecerse condiciones de medición lo más reproducibles posible. Para ello se necesario regular procedimientos estandarizados, métodos analíticos y ciclos de funcionamiento del motor. Como un motor emite cantidades muy diferentes de emisión en cada condición operativa, las mediciones se hacen siempre en varias condiciones de funcionamiento del motor según un ciclo que puede ser una sucesión de puntos de funcionamiento estacionarios o un ciclo dinámico de variación continua de par motor y régimen de giro.

Actualmente, casi todos los países del mundo imponen normativas que limitan las emisiones de casi cualquier motor estacionario, para el transporte (carretera, ferrocarril o marino) o para maquinaria móvil no de carretera. El objeto de estas limitaciones es establecer metodologías universales para asegurar que los motores y los vehículos van a emitir una cantidad de gases contaminantes suficientemente baja para que las inmisiones de contaminantes primarios y secundarios en la atmósfera sea la que reclama la sociedad para reducir los problemas de salud de los seres vivos y para garantizar la conservación de la naturaleza y del patrimonio.

La evolución de las tecnologías de motores y de control de las emisiones propicia una continua reducción de los límites de emisión en homologación, y con ello una reducción de la contaminación del aire a medida que se va renovando el parque de motores y de vehículos. A continuación se hace un resumen de las normativas que actualmente se aplican en Europa.

Regulaciones para vehículos de carretera en Europa

Las limitaciones de emisiones de los vehículos ligeros (motocicletas, turismos y furgonetas) se dan en g/km para cada contaminante regulado y se miden en bancos de rodillos con resistencia e inercia equivalente al vehículo a ensayar y siguiendo un ciclo de conducción regulado con el vehículo completo, mientras que en los vehículos pesados (furgones, camiones y autobuses), otros motores estacionarios y para otra maquinaria no de carretera, se limitan las emisiones en g/kWh medidas en banco de pruebas de motor (con o sin inercia) y promediadas entre varias condiciones estacionarias prefijadas, o bien en condiciones dinámicas siguiendo un ciclo regulado según la normativa.

Vehículos ligeros. Los ensayos de emisiones en los vehículos ligeros (vehículos de pasajeros de menos de 9 plazas y vehículos industriales de menos de 3500 kg) se hacen en un banco de rodillos simulando una conducción en carretera y mediante la medida de las emisiones de forma diluida y acumuladas en una bolsa o integradas a lo largo del ciclo, según los esquemas de las Figuras 21.16 (a) para vehículos con motor de encendido provocado y 21.16 (b) para vehículos con motor Diesel.

Un vehículo de la serie de la marca y modelo a homologar se instala en un banco de rodillos que actúa sobre las ruedas tractoras como si el vehículo se moviera en la carretera. El rodillo dispone de un sistema de frenado que simula la resistencia al avance (aerodinámica y rodadura) del vehículo y una inercia que simula su peso. De esta forma, el operador va reproduciendo en el banco de rodillos un ciclo de conducción en forma de velocidad-tiempo que visualiza en una pantalla.

Un potente ventilador envía una corriente de aire sincronizada con la velocidad lineal del rodillo en el contacto con la rueda, para refrigerar el motor y los sistemas anticontaminación. Los gases emitidos durante el ensayo se diluyen con aire estableciendo un caudal aire + gases de escape constante (CVS). De esta corriente se extrae un porcentaje calibrado de muestra que es acumulada en una bolsa. Los gases acumulados en la bolsa se analizan en composición y mediante las ecuaciones apropiadas se calculan los g/ensayo y los g/km. En el caso de los motores Diesel, otra muestra se hace pasar por un filtro que se pesa al final del ensayo para determinar la masa de partículas. Además, los HC se miden en caliente mediante la integración del valor de emisión instantáneo.

El ciclo de conducción empleado se inicia actualmente con el arranque en frío (ambiente a 21°C) del motor y es el mismo para todos los vehículos ligeros. No así los límites de emisiones que dependen del tipo de vehículo como se verá después. Por ello, la medida se da en masa (gramos) por kilómetro recorrido (g/km).

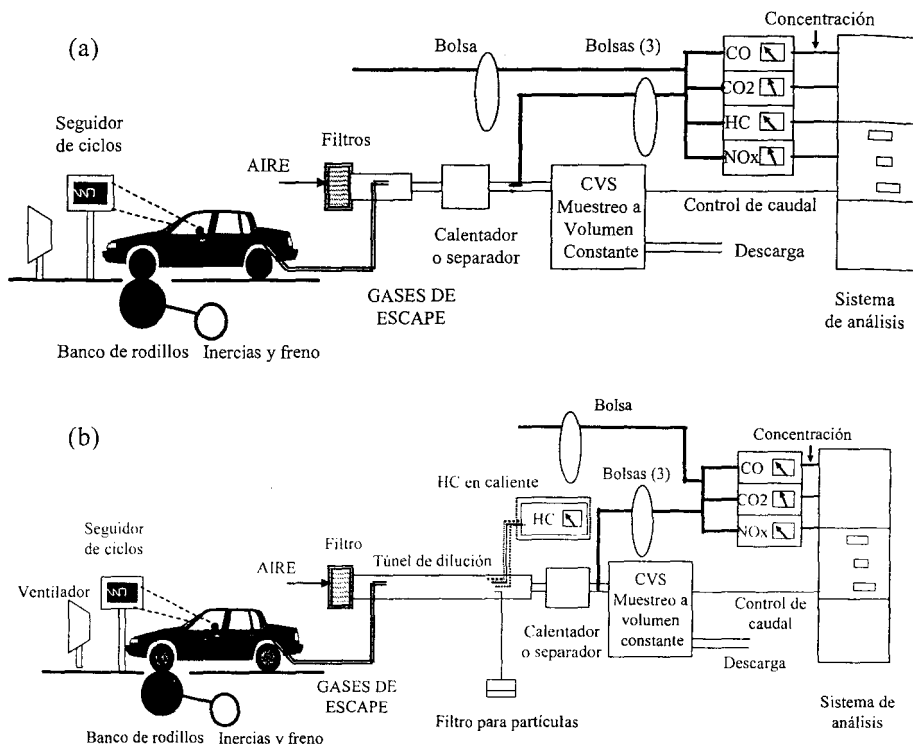


Figura 21.16 Esquemas de las instalaciones y equipos para medida de emisiones de vehículos ligeros: (a) encendido provocado y (b) Diesel.

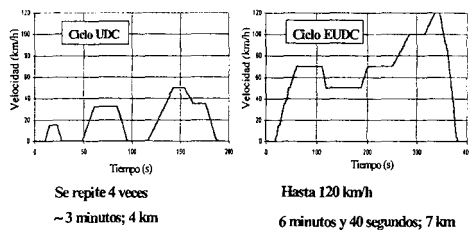


Figura 21.17 Ciclo de conducción para homologación de emisiones en vehículos ligeros en Europa.

UDC con una temperatura ambiente de 7 °C bajo cero. La regulación de emisiones para vehículos nuevos se inició en Europa en el año 1970 con la directiva 70/220/CE de la que derivan casi todas las posteriores y que ha sido sustituida en el año 2007 por la 715/2007 y la 692/2008 para su implementación. El cambio significativo tuvo lugar a principios de la década

En Europa se utiliza actualmente un ciclo con dos partes (ciclo NEDC): una urbana (ciclo ECE 15 o UDC) que dura 13 minutos y equivale a un recorrido de unos 4 km, y una extraurbana (ciclo EUDC) que llega hasta 120 km/h y equivale a una distancia de unos 7 km, con una duración de 6 minutos y 40 segundos (ver Figura 21.17).

Los límites se aplican a la media ponderada de ambos resultados. En el caso de los vehículos de gasolina, el ensayo de emisiones se repite en el ciclo

de 1990 con una significativa reducción de límites, pero sobre todo con la obligación de contabilizar todas las emisiones desde el arranque en frío del motor, lo que movió a los fabricantes a mejorar sustancialmente esta etapa y reducir significativamente las emisiones en el resto del ciclo y fue la causa de la introducción casi general del catalizador de tres vías en los vehículos de gasolina. A partir de esa fecha, los diversos niveles de reducción de los límites de emisión se han ido denominando sucesivamente desde Euro 1 a Euro 6.

La Tabla 21.1 muestra los límites que se han ido estableciendo sucesivamente desde el año 1992 y que se prevén hasta el año 2014. A partir del año 2000 hubo un cambio en la forma de limitar las emisiones de NO_x y de HC, pasándose de limitar la suma de ambos valores a limitar también el valor de NO_x en los vehículos Diesel y ambos por separado en los vehículos con MEP. La significativa reducción de emisiones de PM que se introdujo en el año 2009 ha motivado la implantación generalizada de filtros de partículas en los vehículos Diesel.

La regulación Euro 6 introduce, además, un procedimiento de conteo de número de partículas y de la medida en g/km.

A partir de la Euro 3 se estableció también un control de la durabilidad de los sistemas anticontaminación (sensores, postratamiento, etc.). Se permite un deterioro controlado de las emisiones en un periodo de uso del motor que ha ido pasando sucesivamente desde 80.000 km o 5 años a más de 160.000 km o 5 años en la regulación Euro 6.

A los vehículos con motor de encendido provocado se les mide también las pérdidas por evaporación con el vehículo parado en caliente en una cámara especial normalizada.

En el caso de los vehículos Diesel se les mide además la opacidad de los gases de escape, en forma de absorción luminosa, a plena potencia y en aceleración libre.

Tabla 21.1 Límites de emisiones para vehículos ligeros.

Fase	Fecha	CO	HC	HC+ NO_x	NO_x	PM
Motor Diesel (ID)						
Euro 1	07/1992	2,72	-	0,97	-	0,14
Euro 2	01/1996	1,0	-	0,9	-	0,10
Euro 3	01/2000	0,64	-	0,56	0,50	0,05
Euro 4	01/2005	0,50	-	0,30	0,25	0,025
Euro 5	09/2009	0,50	-	0,23	0,18	0,005
Euro 6	09/2014	0,50	-	0,17	0,08	0,005
Motor de gasolina						
Euro 1	07/1992	2,72	-	0,97	-	-
Euro 2	01/1996	2,2	-	0,5	-	-
Euro 3	01/2000	2,30	0,20	-	0,15	-
Euro 4	01/2005	1,0	0,10	-	0,08	-
Euro 5	09/2009	1,0	0,10	-	0,06	0,005
Euro 6	01/2014	1,0	0,10	-	0,06	0,005

Vehículos pesados. En este tipo de vehículos, el motor se desarrolla con independencia del tipo de vehículo en el que se va a instalar, sea furgón, volquete, trailer, autobús, etc. La homologación de emisiones se hace actualmente al motor (marca y modelo) y no al vehículo. Las primeras regulaciones se introdujeron en el año 1988 con la directiva 88/77/CEE, y sus sucesivas enmiendas. En el año 1991 se introdujeron las denominaciones Euro I a Euro VI que será efectiva en el año 2013. Por ello, el motor se instala en un banco dinamométrico de ensayo de motores y se somete, según la normativa aplicable a Europa y otras partes del mundo, a tres tipos de ciclos: ESC, ETC y ELR.

Ciclo ESC (European Stationary Cycle). Es una evolución del ciclo ECE-R49. Se mide el caudal de emisiones y la potencia en 12 condiciones estacionarias de uso del motor a lo largo de su mapa par motor – régimen de giro, más la condición de ralentí. La emisión en g/kWh se obtiene como una media ponderada de las emisiones de las 13 condiciones operativas que se muestran en la Figura 21.18.

Con el factor de emisión ponderado se obtiene finalmente un valor de g/kWh medio según:

$$E_i(\text{g/kWh}) = \frac{\sum_{i=1}^{13} k_{ii} E_{ii}(\text{g/h})}{\sum_{i=1}^{12} k_{ii} P_{ei}(\text{kW})} \quad (21.18)$$

siendo k_i el factor de ponderación indicado en la Figura 21.19 dentro de cada círculo y el orden de medida el indicado en la parte inferior izquierda de cada punto.

Ciclo ETC (European Transient Cycle). Fue introducido para tratar de simular las condiciones transitorias de uso de los sistemas anticontaminación del motor. En principio se admite hacer el ensayo sobre vehículo en banco de rodillos, pero en vehículos muy potentes es casi imposible, por lo que se hace un ensayo sobre banco de ensayo de motor con una inercia y haciendo un barrido dinámico de condiciones de par motor–régimen de giro siguiendo la pauta de la Figura 21.19. La concentración instantánea de cada gas se va integrando a lo largo del ciclo, así como la potencia que el motor da en cada instante.

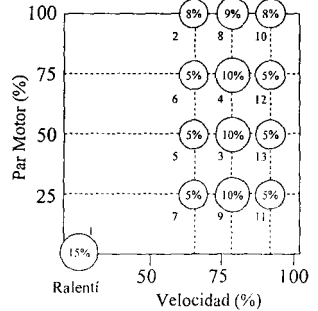


Figura 21.18 Ciclo ESC para homologación de motores de vehículos pesados.

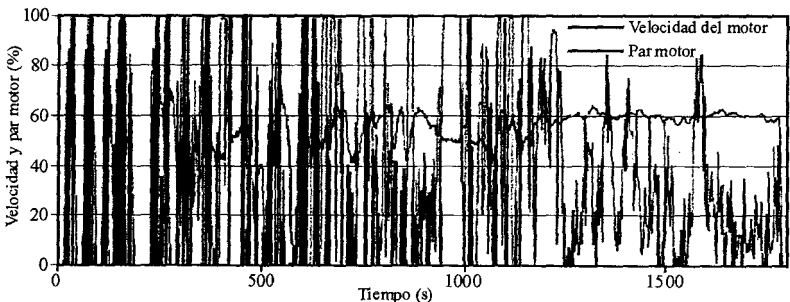


Figura 21.19 Ciclo ETC para homologación de vehículos pesados.

Ciclo ELR (European Load Response). Es un ensayo sólo de opacidad de los gases de escape en una secuencia de condiciones del motor de aceleraciones libres en vacío, es decir, sin par resistente del motor. En la evolución de las normativas, este tipo de pruebas tiende a desaparecer por los valores tan bajos de opacidad de los motores actuales.

Para ilustrar el avance que se ha ido realizando en los motores para vehículos pesados, la Tabla 21.2 muestra los sucesivos límites que se han ido instaurando en Europa desde el año 1992, junto con el tipo de ensayo reglamentario.

A partir de la regulación Euro IV se limita la emisión de amoníaco a 10 ppm. A partir del año 2006 se ha introducido también una regulación que obliga a demostrar la durabilidad de los sistemas anticontaminación en periodos que van desde 100.000 km o 5 años para los vehículos de pasajeros y furgones hasta 700.000 km o 7 años en la Euro VI en vehículos de más de 16 toneladas.

Una vez homologado un vehículo o un motor de la serie, las autoridades establecen un procedimiento de control de producción que asegure que todos los vehículos o motores fabricados del mismo modelo son idénticos. Este control es estadístico, por lo que responde a una distribución normal, y algunos motores en uso real pueden emitir cantidades ligeramente superiores a las de homologación debido a las tolerancias de fabricación aceptables. Además, en casos especiales de motores de idéntico diseño, pero diferentes por ejemplo en el número de cilindros o de vehículos iguales en su plataforma pero diferentes en su carrocería, se permite el concepto de "familia", y sólo es necesario homologar uno de la familia.

En ciertas normativas aplicables de forma más local se han desarrollado metodologías y ciclos de medida específicos, más o menos complejos. Tal es el caso, por ejemplo, de los ciclos para autobuses urbanos que se utilizan en algunas ciudades, los ciclos para ciclomotores en dos escalones, los ciclos para las carretillas elevadoras de uso en locales cerrados y otras aplicaciones específicas cuya explicación queda fuera del alcance de este texto, pero que siguen pautas similares a las explicadas anteriormente.

Tabla 21.2 Límites de emisiones para vehículos pesados en ciclos ESC, ELR y ETC.

Fase	Fecha	Ciclo	CO	HC	NO _x	PM	Humo	
Euro I	1992, < 85 kW	ECE R-49	4,5	1,1	8,0	0,612		
	1992, > 85 kW		4,5	1,1	8,0	0,36		
Euro II	10/1996		4,0	1,1	7,0	0,25		
	10/1998		4,0	1,1	7,0	0,15		
Euro III	10/2000	ESC & ELR	2,1	0,66	5,0	0,10	0,8	
Euro IV	10/2005		1,5	0,46	3,5	0,02	0,5	
Euro V	10/2008		1,5	0,46	2,0	0,02	0,5	
Euro VI	10/2013		1,5	0,13	0,4	0,01		
	Fecha		Ensayo	CO	NMHC	CH ₄	NO _x	PM
Euro III	10/2000		ETC	5,45	0,78	1,6	5,0	0,16
Euro IV	10/2005		4,0	0,55	1,1	3,5	0,03	
Euro V	10/2008		4,0	0,55	1,1	2,0	0,03	
Euro VI	01/2013		4,0	0,16	0,5	0,4	0,01	

21.4.3 Normativa para motores estacionarios y de otras aplicaciones

Motores de maquinaria móvil no de carretera

Los motores para otras aplicaciones estacionarias o móviles, que no sea vehículos de carretera, y que no tengan normativa o regulación específica, deben cumplir también con ciertos límites de emisiones. Tal es el caso de los motores para:

- Maquinaria móvil no de carretera como equipos de sondeo, compresores, maquinaria de obras públicas, dumpers, escavadoras, equipos de mantenimiento de carreteras, quitanieves, máquinas de soporte de tierra de aeropuertos (GSE) o grúas móviles.
- Tractores y maquinaria agrícola y forestal.
- Barcos.
- Aviones ligeros.
- Locomotoras.
- Grupos electrógenos.

Los valores de emisiones se obtienen en banco de pruebas por procedimientos similares a los empleados para los motores de vehículos pesados. La primera regulación en Europa para estos motores se introdujo con la Directiva 97/68/CEE [6] para motores Diesel no de carretera en línea con las correspondientes normativas de EE.UU. En el año 2005 se incorporaron a esta regulación los demás tipos de motores.

Los límites se han ido introduciendo en sucesivas fases (en inglés *Tier*), desde la I hasta IV, pero los límites establecidos son diferentes según el tipo y aplicación de cada motor. Se han establecido límites de emisiones de CO, HC, NO_x y PM en g/kWh según una media ponderada del valor medido en 4, 6 u 8 modos de operación del motor, con factores de ponderación que son también diferentes según el tipo de motor. Los datos concretos son muy extensos y pueden consultarse en textos especializados.

Grandes motores estacionarios

Para grandes instalaciones de combustión, incluyendo los grandes motores estacionarios para generación de energía eléctrica, se firmó en el año 1999 el Protocolo de Goteborg, como extensión del Convenio de Ginebra sobre Contaminación Transfronteriza de Largo Alcance, en vigor desde el año 2005 para motores con más de 500 h de uso anual. Este protocolo limita por una parte los llamados "techos de emisión" (tm/año) de NO_x, COV y amoníaco en cada país y por otra emisiones específicas de NO_x en mg/Nm³ de los motores y el contenido en azufre de los combustibles. Para MEP mayores de 1 MW se establece un límite de NO_x (como NO₂ equivalente) de 500 mg/Nm³ y para MEC mayores de 5 MW se establece un límite de 600 mg/Nm³ en condiciones estándar de 273 K y 101,3 kPa, con oxígeno de referencia de 5 %.

Motores marinos

La Organización Internacional Marítima (IMO: *International Maritime Organization*) estableció en 1997 un acuerdo para limitar la contaminación provocada por los barcos en el mar (denominado MARPOL 73/78) que incluye el Anexo IV sobre emisiones de NO_x y SO_x en tres Fases I, II y III. Los límites se establecen en NO_x como g/kWh, dependen del régimen de giro según la Figura 21.22 y se ensayan en varias condiciones de navegación del buque para los motores de propulsión y en varios regímenes de carga para los motores auxiliares.

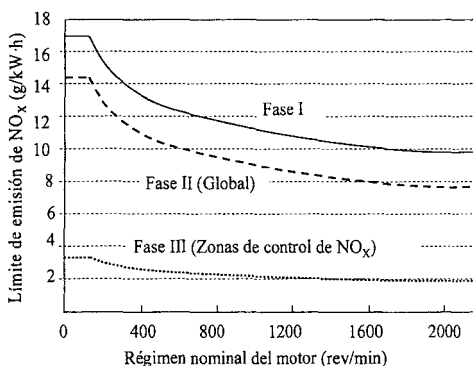


Figura 21.20 Límites de emisiones de NO_x del Anexo IV del MARPOL [7].

Motores de locomotoras

La Unión Internacional de Ferrocarriles (UIC) estableció en el año 2002 un procedimiento de ensayo y unos límites de emisiones de CO, HC, NO_x y PM en g/kWh y de opacidad sobre papel de filtro (Índice Bosch) para los motores de locomotoras mayores de 100 kW de tracción ferroviaria convencional, siguiendo el método de la norma ISO 8178, ciclo F. A modo de ejemplo, la tabla 21.3 muestra los límites establecidos actualmente.

Tabla 21.3 Límites de emisiones de motores de locomotoras según estándares UIC.

Fase	Fecha	Potencia kW	r/min rpm	CO g/kWh	HC	NO_x	PM	Humo N.B.
UIC I	Hasta 12/2002			3,0	0,8	12	-	1,6
UIC II	01/2003	≤ 560		2,5	0,6	6,0	0,25	
		> 560	> 1000	3,0	0,8	9,5	0,25	
			≤ 1000	3,0	0,8	9,9	0,25	

21.5 Resumen

La demanda social de reducción del impacto de los motores de combustión interna en el medio ambiente ha forzado el desarrollo de tecnologías específicas para reducir la formación y emisión de productos contaminantes en los gases de escape. Estas tecnologías se denominan activas cuando se refieren a diseño de los sistemas de combustión, de formación de la mezcla y de los procesos fluidodinámicos para reducir la concentración de CO, HC, NO_x y partículas en el escape. Las tecnologías pasivas son las que tiene por objeto disminuir la concentración de dichos compuestos en el gas de escape antes de ser emitidos a la atmósfera. Entre los denominados sistemas de postratamiento hay reactores térmicos, catalíticos y químicos o filtros químicos y de partículas. La utilización de estos sistemas condiciona a su vez significativamente el diseño del motor y de sus algoritmos de control.

Para conseguir este objetivo de forma controlada se han ido elaborando y activando sucesivas normativas y regulaciones que imponen valores límite cada vez más bajos a las emisio-

nes que cada motor puede emitir según su aplicación. Estos límites se miden en ensayos reglamentados con una metodología adecuada a la aplicación del motor. Así los motores de vehículos ligeros se ensayan instalando el vehículo en un banco de rodillos y siguiendo un ensayo dinámico normalizado; por su parte, para los de vehículos pesados y otros motores industriales, estacionarios y marinos se hacen ensayos estacionarios o dinámicos en banco de pruebas.

Referencias y bibliografía

Referencias

1. Heisler, H. *Advanced engine technology*. SAE International. 1995. [Cap. 13]
2. Majewski, W.A.; Jääskeläinen, H., Engine Design for Low Emissions. Publicado en la página web: http://www.Dieselnet.com/tech/engine_design.html. 2009
3. Kummer, J.T. Catalyst for automobile emission control. *Progress in Energy and Combustion Science* 6(2), pp. 177-199, 1980.
4. Miller, W.R.; Klein, J.T.; Mueller, R.; Doelling, W.; Zuerbig, J., The development of urea-SCR technology for US heavy duty trucks. *SAE Paper 2000-01-0190*, 2000.
5. Klein, H.; Lopp, S.; Lox, E.; Kawanami, M.; Horiuchi, M., Hydrocarbon deNOx catalyst - System development for Diesel passenger cars and trucks. *SAE Paper 1999-01-0109*, 1999.
6. Página web: <http://www.Dieselnet.com/standards/eu/>. 2010.
7. *Regulations for the Prevention of Air Pollution from Ships*. Anexo VI del Protocolo MARPOL de la Organización Marítima Internacional (IMO). 1997.

Bibliografía

- Degobert, P., *Automobiles and pollution*. SAE International y Technip, 1995.
- Heywood, J.B., *Internal combustion engine fundamentals*. McGraw-Hill, 1988. [Cap. 10]
- Pundir, B.P., *IC Engines: Combustion and emissions*. Alpha Science International, 2010.

Capítulo 22

Emisiones acústicas

A. Broatch

R. Payri

22.1	Introducción.....	688
22.2	Fuentes de ruido en motores.....	688
22.3	Ruido generado por el bloque	689
22.3.1	Ruido de combustión	689
22.3.2	Ruido mecánico.....	693
22.4	Ruido de admisión y escape.....	694
22.4.1	Ruido pulsante.....	696
22.4.2	Ruido turbulento	696
22.4.3	Ruido mecánico.....	697
22.5	Métodos de reducción.....	697
22.5.1	Soluciones en la fuente	697
22.5.2	Soluciones en el sistema de transmisión: Silenciadores	699
22.6	Normativa	705
22.6.1	Ensayo <i>pass-by</i> para homologación	705
22.7	Resumen	707
	Referencias y bibliografía.....	707

22.1 Introducción

Junto con las emisiones gaseosas y el consumo de combustibles derivados del petróleo, el ruido está considerado como uno de los tres problemas más relevantes asociados a los motores de combustión interna. Esto es debido fundamentalmente a la masificación del uso de este tipo de motores en múltiples aplicaciones a lo largo de los años. Entre estas aplicaciones cabe destacar el uso generalizado de motores de combustión interna alternativos como propulsor de vehículos de transporte por ciudades y carreteras. A su vez, debido al crecimiento y a la expansión del tráfico, la exposición de las personas al ruido ambiental ha ido en aumento. Como consecuencia de la importancia de la contribución del tráfico de vehículos a la contaminación acústica de las ciudades, la sensibilidad hacia este agente ha aumentado notablemente en las últimas décadas, por lo que la legislación se ha hecho cada vez más restrictiva. Este hecho obliga a considerar al ruido, junto con las prestaciones y emisiones, como factor primario en el diseño del motor.

La emisión de ruido de vehículos se debe a la contribución de diversas fuentes entre las que cabe destacar el motor, el cuerpo del vehículo y los sistemas auxiliares. El ruido generado por el motor se debe fundamentalmente al ruido de combustión y al ruido de admisión y escape. El ruido asociado al cuerpo del vehículo incluye la interacción con el motor y el entorno (piso y aire circundante) y los mecanismos internos como la transmisión, suspensión y frenos. El ruido de los sistemas auxiliares está relacionado con el ruido interior producido por el sistema de calefacción y aire acondicionado.

En funcionamiento urbano del vehículo (a baja velocidad), el ruido del motor prevalece sobre las demás fuentes, mientras que el ruido asociado al cuerpo del vehículo es más importante en funcionamiento extra urbano en el que, debido a la mayor velocidad del vehículo, el ruido aerodinámico y el de rodadura predominan sobre el ruido del motor. Este capítulo está centrado en el análisis del ruido emitido por el motor, dada su importancia como fuente principal de emisión en núcleos urbanos.

22.2 Fuentes de ruido en motores

El motor es una fuente de ruido considerablemente compleja cuyo nivel de emisión depende de la contribución de todos los elementos que lo componen y de sus condiciones de operación. Debido a esta complejidad resulta difícil definir con carácter general la importancia relativa de las distintas fuentes identificables, ya que dicha importancia varía dependiendo de las características del motor en estudio, ya sea por aspectos constructivos o por su aplicación.

La emisión de ruido en motores de combustión interna alternativos se produce principalmente a través de los siguientes mecanismos físicos:

- Ruido aerodinámico, producto de las inestabilidades producidas por la interacción de un fluido en movimiento con otro fluido inicialmente en reposo (en este caso el aire ambiente). En los motores, dicha inestabilidad puede ser provocada bien por las variaciones no estacionarias del caudal del fluido en los extremos de los colectores de admisión y escape, o por el flujo inducido por los ventiladores de refrigeración.
- Ruido por vibración de superficies, en el que la inestabilidad del fluido en reposo es producida por la vibración de las superficies de los elementos del motor y auxiliares. Las fuerzas de excitación provienen de flujos internos no estacionarios, del proceso de combustión y de los impactos debidos al movimiento alternativo o rotativo de los elementos del motor.

Atendiendo a estos mecanismos de emisión, es posible considerar como fuentes predominantes de ruido del motor al bloque y al sistema de renovación de la carga (Figura 22.1). Debido a las características de la combustión en MEC, la contribución del ruido radiado por el bloque puede ser más importante en estos motores que el ruido de admisión y escape en ciertas condiciones de operación.

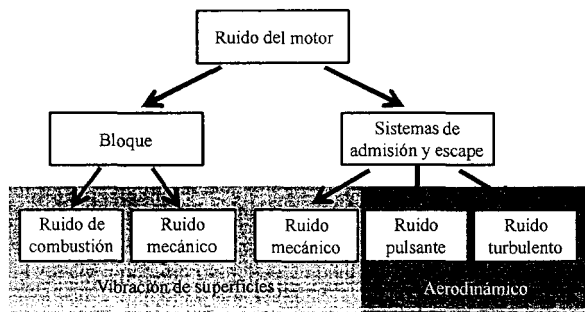


Figura 22.1 Fuentes de ruido en motores.

22.3 Ruido generado por el bloque

Según el esquema de la Figura 22.1, el ruido emitido por el bloque del motor incluye contribuciones del ruido producido durante la combustión y del ruido mecánico. El ruido de combustión se define como el ruido emitido por la estructura, componentes y accesorios del motor como consecuencia de haber sido excitados por fuerzas generadas durante la combustión. El ruido mecánico, por su parte, está asociado a la emisión de ruido por parte de la estructura, componentes y elementos auxiliares del motor debido a su excitación por componentes con movimiento alternativo o rotativo. El ruido del motor debido a la combustión es radiado por la superficie del bloque, la tapa de balancines y el cárter, y es originado principalmente por la presión del gas en la cámara de combustión.

22.3.1 Ruido de combustión

El origen del ruido de combustión radica en la rápida variación temporal que experimenta la presión en el cilindro durante la combustión. Este aumento abrupto de la presión produce la principal fuerza de excitación del motor, a la cual se le superpone una intensa oscilación del gas en la cámara de combustión. A su vez, esta excitación causa la vibración de la pared del bloque del motor, que es la que precisamente irradia el ruido. La vibración del bloque se produce como resultado de dos mecanismos relacionados con el proceso de combustión: las fuerzas ejercidas por la presión de los gases dentro del cilindro (a las que se hará referencia, en lo sucesivo, como fuerzas de presión) y las fuerzas mecánicas. Las fuerzas de presión actúan directamente sobre las superficies que conforman la cámara de combustión, mientras que las fuerzas mecánicas –potenciadas por la combustión– son debidas al cabeceo del pistón [1], holguras en los cojinetes, deformación en los elementos, fricción, etc. [2]. Las fuerzas de presión dependen en gran medida de la velocidad de combustión que, a su vez, depende de la estrategia de suministro de combustible (que es función del tipo de combustión) y de otros

parámetros de diseño del motor, como la geometría de la cámara de combustión, la relación de compresión, etc.

Una representación esquemática del mecanismo de emisión de ruido durante la combustión se muestra en la Figura 22.2, donde se aprecia que la fuente viene definida por los dos mecanismos de excitación mencionados: las fuerzas de presión y las fuerzas mecánicas. La perturbación producida por la fuente se propaga por dos caminos de transmisión: los mecanismos a través de los cuales se transfiere la energía del fluido al eje del motor (pistón, biela, cigüeñal) y la estructura del bloque [3]. La consecuencia de esta propagación es la vibración superficial del bloque, que en virtud de su desplazamiento origina a su vez la propagación aérea de ondas de presión en el aire que lo rodea. Estas ondas se propagan por vía aérea hasta el receptor que percibe el ruido emitido por el bloque. Además, la variación temporal de la presión producida durante la combustión origina la oscilación resonante del gas en la cámara de combustión, que depende principalmente de la geometría de dicha cámara y de la temperatura del gas [4]. Debido a que estos dos parámetros cambian durante el proceso de combustión, esta resonancia es un proceso no estacionario, siendo este fenómeno más acusado en los MEC.

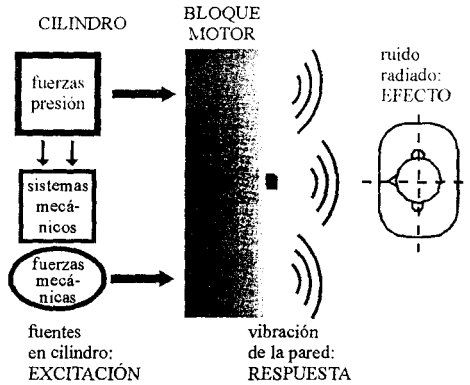


Figura 22.2 Mecanismos básicos de emisión del ruido de combustión.

La Figura 22.3 muestra las variables que caracterizan los mecanismos de emisión de ruido de combustión en un MEC de 4 cilindros. En la Figura 22.3 (a) se comparan los espectros de potencia, en arrastre y en combustión, de la evolución de la presión en los cilindros, pudiendo apreciarse una notable diferencia entre las dos condiciones consideradas. En el rango de bajas frecuencias (por debajo de 1000 Hz), la energía se distribuye entre los armónicos característicos de la frecuencia fundamental del proceso en ambas condiciones de operación. Sin embargo, para frecuencias más altas se puede apreciar que el espectro de la presión del motor arrastrado presenta una distribución muy baja de energía en comparación con el espectro con combustión. Además, el espectro de la presión con combustión exhibe un pico de energía alrededor de 10 kHz que se debe a la resonancia de la cámara de combustión. En la Figura 22.3 (b) se muestra la evolución temporal de la aceleración de vibración (respuesta) registrada en un punto del bloque próximo a la culata, apreciándose claramente el incremento de vibración provocado por la combustión de los cilindros. Finalmente, la Figura 22.3 (c) corresponde al registro de la presión del campo sonoro (efecto) medida a 1 m del motor, en el que, a diferencia del caso anterior, es más difícil identificar eventos característicos del motor.

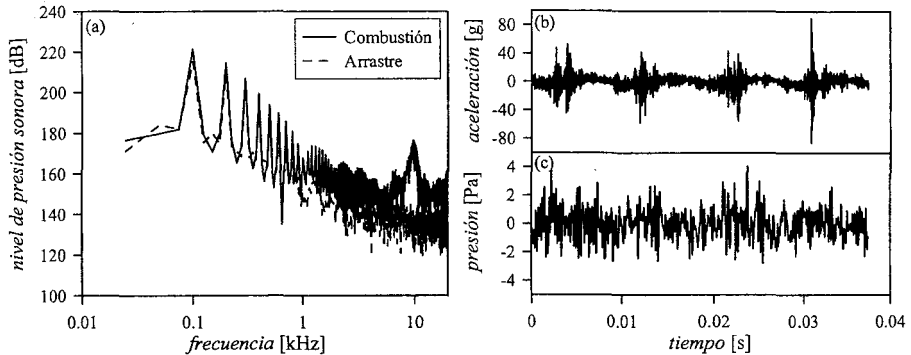


Figura 22.3 Variables características de la excitación, respuesta y efecto de la generación de ruido combustión en MEC.

Las características de la presión de los gases debida a la combustión dependen del tipo de motor. En la Figura 22.4 se representan gráficamente las características de dicha presión en MEP y MEC. Debido a que la combustión normal en los MEP es suave y progresiva, el contenido espectral (representado en el gráfico inferior) de la fuerza ejercida por los gases está concentrado en las bajas frecuencias, mientras que en los MEC, debido a la combustión premezclada, el espectro de dicha fuerza se extiende hasta las frecuencias medias.

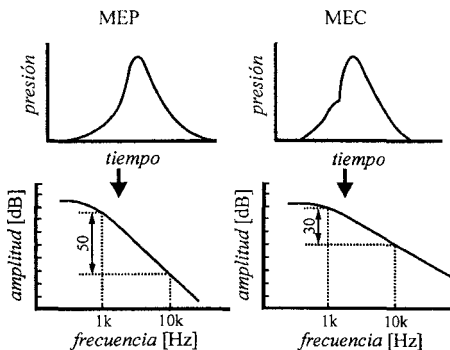


Figura 22.4 Características de las fuerzas de excitación en MEP y MEC.

Tradicionalmente, la atenuación del motor se caracteriza mediante la curva de atenuación estructural del bloque, que se define como la diferencia entre los espectros, expresados en 1/3 de octava, de la presión en el cilindro y del ruido radiado. De acuerdo con este procedimiento, se asume que la estructura del motor se comporta como un sistema lineal, es decir, que su curva de atenuación es independiente de la magnitud de la excitación, y que puede por tanto ser utilizada para estimar el nivel de presión sonora asociado al ruido de combustión emitido por el motor a partir de la presión en cilindro. En la Figura 22.5 se muestran dos curvas típicas de atenuación en 1/3 de octava: una propuesta por Anderton [5] para motores Diesel clásicos (con sistema de inyección mecánico) y otra característica de un motor Diesel moderno (inyección por rail común) medida en CMT-Motores Térmicos.

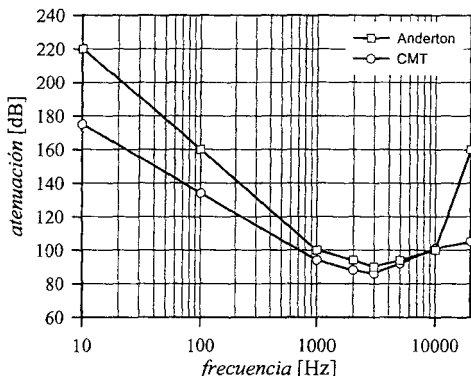


Figura 22.5 Curvas típicas de atenuación estructural de bloques de MEC.

Aunque están determinadas para motores diferentes, ambas curvas presentan una reducción brusca del nivel de la atenuación en frecuencias bajas y una banda de paso en el rango entre 1 y 6 kHz; después de esta banda la atenuación aumenta. Las diferencias más importantes entre las dos curvas se dan en baja y alta frecuencia, mientras que en el rango de mínima atenuación las diferencias se reducen. Estas discrepancias se deben a diferencias en el tipo (la familia) y en el diseño de los motores estudiados para obtener las curvas de atenuación.

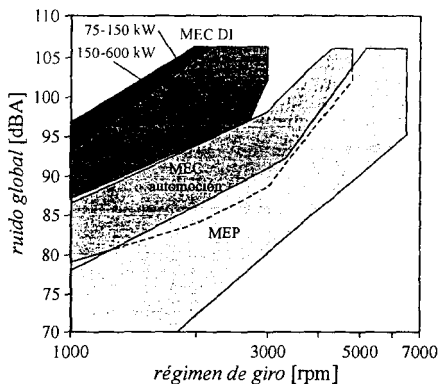


Figura 22.6 Efecto del régimen de giro sobre el ruido emitido.

Aparte del sistema de combustión y del tamaño del motor, el régimen de giro es el parámetro de funcionamiento del motor que tiene una mayor influencia sobre el ruido de combustión. El grado de carga tiene un efecto menos significativo sobre el ruido emitido. La Figura 22.6 muestra un mapa con rangos de niveles de ruido determinados por Anderton [6] en MCIA de distintos tamaños y prestaciones. En esta figura, se puede observar que los tres factores que se acaba de mencionar tienen un efecto muy importante sobre el ruido emitido por el motor. A igualdad de régimen de giro, el nivel de ruido generado por los MEP es menor en general que en los MEC, mientras que el nivel de los MEC de automoción es menor que el correspondiente a los MEC para vehículos industriales.

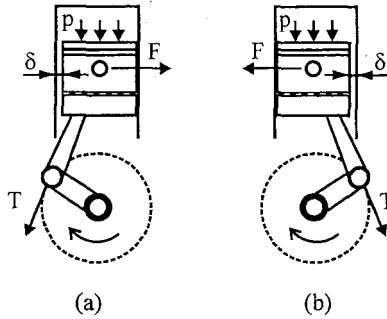


Figura 22.7 Fuerzas generadas durante el movimiento del pistón: (a) carrera de compresión, (b) carrera de expansión.

Por otro lado, debido a mayor régimen de giro de funcionamiento, los motores pequeños pueden producir niveles de ruido equivalentes a los motores grandes. Las diferencias de los niveles de ruido emitido por motores dentro del mismo grupo no sólo se deben a las diferencias en tamaño sino también a diferencias en el diseño del motor.

Finalmente, dado que en este mapa tanto el ruido como el régimen de giro están representados en escala logarítmica, se puede observar que es posible relacionar matemáticamente estas dos variables mediante la pendiente de las bandas que definen los distintos tipos de motor. De esta forma se puede establecer una relación simple entre el ruido global (ON) emitido y el régimen de giro n , que depende del tipo y tamaño de motor a través del exponente ξ :

$$ON [\text{dBA}] \propto \log n^{\xi} \quad (22.1)$$

En efecto, se observa que la pendiente es mayor para los MEP ($\xi \approx 5$) que para los MEC ($\xi \approx 2,5 \div 3$). En cuanto al efecto del tamaño del motor, Anderton [6] determinó que una variación del volumen desplazado desde 0,4 hasta 3 l puede representar un aumento del ruido global de unos 15 dBA. Esta observación permite establecer la siguiente relación matemática:

$$ON [\text{dBA}] \propto \log V_D^{1,75} \quad (22.2)$$

22.3.2 Ruido mecánico

No resulta fácil desacoplar el ruido mecánico del ruido de combustión, dado que los procesos que originan este último influyen notablemente sobre el primero. Dentro de las principales fuentes de generación de ruido mecánico cabe destacar aquellas asociadas al movimiento de los elementos internos del motor como el pistón y el cigüeñal.

Una de las principales fuentes de ruido y vibraciones en un motor de combustión interna es el impacto entre el pistón y la pared del cilindro, conocido como cabeceo del pistón (*piston slap*). En la Figura 22.7 se presenta un esquema de las fuerzas que actúan sobre el pistón durante las fases de compresión (a) y expansión (b), donde p representa las fuerzas del gas y de inercia que actúan sobre el pistón. A estas fuerzas se opone la biela, que cambia de dirección a lo largo del ciclo. Al desplazarse, el mecanismo biela-manivela provoca una pequeña tolerancia δ entre el pistón y la pared del cilindro, y la biela por su parte induce una componente lateral F , que cambia de dirección dependiendo de la posición del cigüeñal. Como resultado

del movimiento del pistón de un lado a otro de la pared del cilindro, se produce un impacto sobre el bloque del motor, el cual vibra e irradia ruido, siendo además una posible causa del deterioro del rendimiento del motor. El ruido debido al cabeceo del pistón es sensible al inicio de la combustión debido a su efecto sobre la presión en el PMS y por tanto, sobre las fuerzas del gas y de inercia y la fuerza lateral F .

Las fuerzas de presión generadas por la combustión que actúan sobre el pistón se transforman en fuerzas mecánicas que se transmiten internamente a través del mecanismo biela-manivela, cojinetes principales y cárter. Durante el ciclo de trabajo del motor, el cigüeñal está sometido a fuerzas que cambian de dirección e intensidad, lo que junto con las tolerancias genera impactos sobre los cojinetes del cigüeñal que inducen la vibración torsional del sistema y, como consecuencia, la emisión de ruido. Este efecto, conocido como ruido sordo (*rumble noise*) y caracterizado por ser un ruido de baja frecuencia, es más relevante en motores de gasolina con relativamente altas prestaciones y relación de compresión, y usualmente se manifiesta a alto régimen de giro o durante las aceleraciones.

Los mecanismos que se acaban de comentar se suelen considerar como ruido de combustión indirecto, aun si son provocados por el movimiento o impacto entre los componentes mecánicos. Sin embargo, el ruido mecánico también incluye el ruido originado por el movimiento de todos los demás elementos mecánicos internos del motor (válvulas, árboles, ejes, engranajes, etc.) así como el de los elementos auxiliares tales como el sistema de inyección, el grupo de sobrealimentación, el alternador, etc. El ruido generado por el sistema de distribución obedece a dos mecanismos: las fuerzas de interacción dinámica entre el árbol de levas y los taqués, y el impacto de las válvulas sobre los asientos. En general, la contribución de los elementos auxiliares al ruido total emitido por los MEC para automóviles es de escasa relevancia.

22.4 Ruido de admisión y escape

Una consecuencia no deseada de la existencia de un flujo no estacionario en el interior de los conductos de admisión y escape es la emisión de ruido por los extremos abiertos de los mismos (a los que se hará referencia, en lo sucesivo, como la boca de tales conductos) y por la vibración de las superficies inducida por dicho flujo. Así pues, no se trata de sacar provecho de estos fenómenos pulsantes para mejorar el proceso de llenado y vaciado, sino de intentar paliar sus repercusiones negativas.

El proceso de emisión de ruido por la boca de los colectores tiene el mismo origen que la propagación de ondas por el interior de los conductos discutida en el capítulo 8. En efecto, según la ecuación (8.17), las fluctuaciones de velocidad en el extremo abierto del colector pueden ser considerables, dado que las velocidades asociadas a las ondas incidente y reflejada tienen el mismo sentido y que la magnitud de la amplitud de presión de tales ondas es relevante (véase la ecuación 8.21). Estas fluctuaciones de velocidad se producen a un ritmo mucho más rápido que los tiempos característicos de relajación del aire circulante, impidiendo que se alcance un estado de equilibrio y dando lugar a la propagación de una onda que produce la sensación subjetiva de percibir un ruido.

Cabe recordar que, dado que existe en tal caso una cierta transferencia de energía entre el interior del colector y el aire circulante, el coeficiente de reflexión de un extremo abierto no puede ser igual a la unidad en amplitud. Sin embargo, los valores reales son próximos a la unidad, por lo que la energía radiada es comparativamente baja respecto a la que incide sobre el extremo. Esto hace que, salvo a muy bajas frecuencias en que los efectos no lineales pueden

ser muy pronunciados, las ondas en que consiste el ruido de admisión y escape son de pequeña amplitud y caen dentro de los límites de la aproximación lineal.

En la realidad, el flujo en los extremos de los colectores es extraordinariamente complejo, ya que la interacción entre la fluctuación de velocidad inducida por el flujo en el colector y el aire en reposo provoca el desarrollo de vórtices no estacionarios [7], que son fuentes adicionales de ruido, tanto más importantes cuanto mayor es el régimen del motor ya que entonces, como se comentó en el apartado 8.3.2, la velocidad media es comparable o superior a la velocidad fluctuante, convirtiéndose estos movimientos vorticiales en la fuente principal de ruido.

Centrando el estudio en el ruido de boca producido por el proceso de escape, que frecuentemente es más relevante que el ruido de admisión, los elementos que intervienen en el proceso de generación y emisión de ruido de un motor de aspiración natural se muestran en la Figura 22.8. Como en todo problema de generación de ruido, hay una fuente, que proporciona la energía necesaria, un sistema de transmisión, por el que se propaga dicha energía y un elemento emisor, en el que la energía finalmente se transfiere al campo acústico.

Evidentemente, el resultado final se ve afectado por estos tres elementos, de manera que, en principio, puede actuarse sobre cualquiera de ellos con el fin de reducir el ruido, bien reduciendo la energía disponible en la fuente, modificando el sistema de transmisión de forma que ésta se vea dificultada, o tratando de disminuir la eficiencia del elemento emisor. La aplicación de estos conceptos al problema del escape nos lleva directamente a identificar la fuente con el propio motor (más precisamente, con el proceso de descarga de los cilindros), el sistema de transmisión con el propio sistema de escape, y el elemento emisor con la boca.

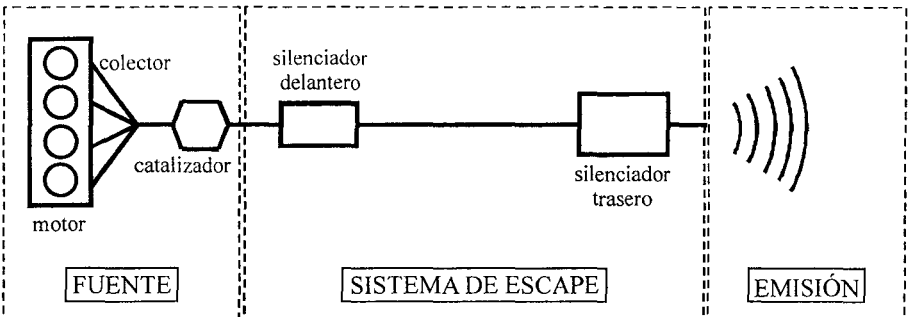


Figura 22.8 Esquema general de la emisión de ruido generado por las fluctuaciones de caudal en la boca del escape de un motor.

En el esquema de la Figura 22.8, la fuente no sólo incluye al motor, sino también al colector de escape y al catalizador. Ello es debido a que estos elementos están concebidos generalmente en función de las prestaciones del motor y de sus emisiones contaminantes, siendo considerados habitualmente como parte integrante del motor, mientras que el resto del sistema de escape (al que frecuentemente se le llama línea de escape) se justifica únicamente en función del ruido, y suele considerarse como parte del vehículo. También ha de tenerse en cuenta que el colector y el catalizador pueden tener una influencia importante sobre la descarga de los cilindros (a través de la dinámica de ondas) y, en este sentido, deben considerarse como parte integrante de la fuente. Por otro lado, el elemento emisor forma parte de la línea de escape.

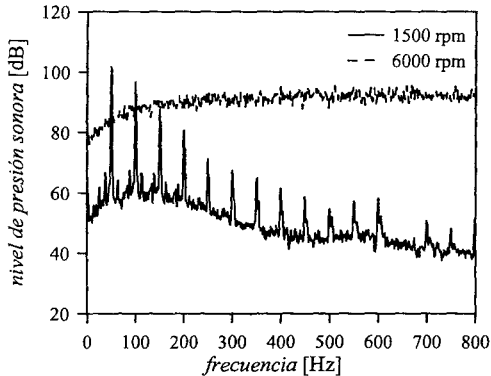


Figura 22.9 Espectros de ruido de escape de un motor de 4 tiempos y 4 cilindros.

Teniendo en cuenta la interacción del flujo del motor con el aire que circunda la boca de los conductos de admisión y escape, y con las paredes de los elementos de dichos sistemas, se pueden destacar tres mecanismos de emisión de ruido: el ruido pulsante, el ruido turbulento y el ruido mecánico.

22.4.1 Ruido pulsante

Está originado por el propio proceso de llenado y vaciado de los cilindros. El espectro de este ruido presenta una fuerte predominancia de las frecuencias múltiplo de la frecuencia de encendido, por lo que depende directamente del régimen de giro del motor. La Figura 22.9 muestra que el espectro del ruido de escape del motor a bajo régimen está dominado por la contribución del ruido pulsante. La ley de apertura de la válvula de admisión o la de escape determina considerablemente la forma de la onda de presión que induce el cilindro, que a su vez determina en gran medida el contenido espectral de dicha perturbación. Así, como las fluctuaciones de presión en la válvula de admisión de un motor de cuatro tiempos son relativamente suaves, en la admisión predomina la emisión en baja frecuencia. Por el contrario, como en el proceso de escape la fluctuación de presión se produce de manera abrupta y con una mayor amplitud relativa a la originada por el proceso de admisión, pueden producirse incluso ondas de choque en el sistema de escape, con el consecuente incremento del ruido de alta frecuencia.

22.4.2 Ruido turbulento

El ruido turbulento está producido por los movimientos vorticales del flujo, tanto internos como externos, y por la turbulencia generada por los mismos. Este ruido está dominado por la componente media del flujo y posee un contenido armónico difuso (ruido de banda ancha). El espectro de ruido de escape del motor a 6000 rpm mostrado en la Figura 22.9 pone en evidencia este aspecto. El ruido turbulento interno se genera por la interacción del flujo con las distintas singularidades presentes en el interior de los sistemas de admisión y escape, tales como válvulas, cambios de sección, silenciadores, etc. En este caso, parte de la energía disipada en el flujo a su paso por tales singularidades se puede transformar en la energía que alimenta un campo acústico que se propaga hasta el extremo abierto del sistema. Por su parte, la fuente

externa de generación de ruido por turbulencia obedece a la interacción del fluido a la salida de la boca con el aire de la atmósfera en reposo.

22.4.3 Ruido mecánico

Este ruido proviene de la emisión por vibración de superficies (*shell noise*) inducida por la fluctuación del flujo interno. El ruido radiado por las superficies (silenciador, catalizador, conductos, etc.) cobra mayor importancia a medida que el ruido de boca se reduce. La reducción del ruido mecánico requiere conocer la interacción entre el flujo y las paredes, la respuesta estructural de los elementos que componen el sistema y la eficiencia de radiación desde la superficie. La contribución de este ruido mecánico al ruido total depende fuertemente de la geometría de la línea completa.

22.5 Métodos de reducción

Para el control de ruido en motores se pueden plantear dos opciones no excluyentes:

- Actuaciones activas sobre la fuente, a través de la identificación de la influencia de los parámetros característicos del motor sobre la energía generada.
- Soluciones pasivas mediante el diseño de los sistemas de transmisión de tal forma que se reduzca la energía transmitida desde la fuente.

22.5.1 Soluciones en la fuente

La manera más directa de abordar cualquier problema de ruido es reducir el nivel energético de la fuente. En el caso del ruido de combustión, el nivel de la fuente principal de excitación (las fuerzas de presión en el cilindro) es muy sensible a las estrategias de inyección y a la geometría de la cámara de combustión. En general, en los MEC de automoción, cualquier acción que provoque una reducción de la velocidad de variación de la presión en el cilindro y/o de la energía de la resonancia de la cámara de combustión permitirá en principio reducir el nivel de la fuente. Tanto el uso de inyecciones piloto como la reducción de la presión de inyección son acciones eficaces para conseguir el primer efecto. La Figura 22.10 muestra que el ruido emitido por un MEC disminuye con la inyección piloto y al reducir la presión de inyección. Por su parte, la resonancia de la cámara de combustión, por su propia naturaleza, se puede controlar modificando la geometría de dicha cámara [8] para unas condiciones de funcionamiento dadas.

En lo que respecta al proceso de escape, dado que en los MCI la fuente de ruido de escape incluye tanto al motor como a cualquier otro elemento ligado a las prestaciones del motor (colector, turbina en los motores turbosobrealimentados, y sistemas de postratamiento de gases), el control del ruido de escape podría realizarse actuando sobre cualquiera de estos elementos. En lo que respecta al propio motor, cualquier acción posible implicaría alguna modificación de su geometría (cilindro, sección de la válvula de escape y perfil de la leva de escape) o de las estrategias de combustión, con el propósito de reducir la energía asociada a las fluctuaciones del fluido en la descarga del motor. Dado que estos parámetros se eligen principalmente atendiendo a factores como las prestaciones y las emisiones contaminantes del motor, el margen de actuación para poder reducir la energía de la fuente es muy limitado en este contexto.

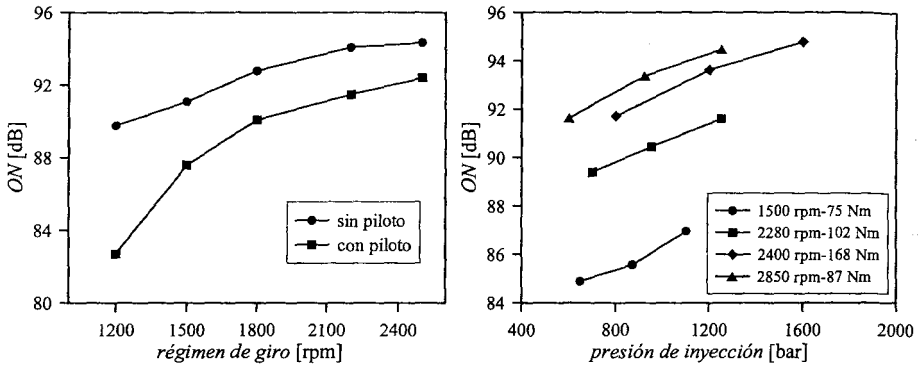


Figura 22.10 Efecto de la inyección piloto y de la presión de inyección sobre el ruido emitido por un MEC de automoción.

La geometría del colector y la posición del catalizador vienen impuestos principalmente por los requerimientos de operación de este último, quedando las prestaciones del motor como efecto de segundo orden. En general, se utilizan colectores con longitudes cortas para que el catalizador pueda alcanzar su temperatura óptima de funcionamiento lo antes posible. Por otro lado, el diseño del catalizador está orientado únicamente hacia la mejora de la conversión química, sin tener en consideración la repercusión acústica de este elemento. Los mismos comentarios son extrapolables a las turbinas de los motores turbosobrealimentados, en los que la ubicación óptima de la turbina obedece a criterios relativos a las prestaciones de dicha turbomáquina.

De acuerdo con los comentarios anteriores, queda claro que el colector es el único elemento de la fuente en el que, en principio, sería posible actuar, si no para reducir el ruido en la propia fuente, al menos para facilitar su acoplamiento con el sistema silenciador. Con este fin, es posible modificar la simetría de las ramas del colector para modificar la interacción de las ondas de presión en el interior del colector debido a los cambios en las vías de propagación [9].

No obstante, debido a que la reflexión de ondas hacia la válvula de escape cambia, esta modificación también tendrá repercusión sobre la descarga del propio cilindro. La Figura 22.11 muestra el efecto de la simetría del colector 4 en 1 de un MEP de 4T funcionando a 3000 rpm sobre dos variables características del proceso de emisión de ruido de escape: la fluctuación del caudal en la boca del colector y el nivel de presión sonora en condiciones de campo libre.

En estos resultados se puede observar que, mientras que en el caso con colector simétrico la evolución de la fluctuación de caudal en la boca está definida por cuatro pulsos prácticamente iguales, el colector asimétrico provoca fluctuaciones con irregularidades considerables, de tal forma que la frecuencia fundamental de la señal no depende de la frecuencia de encendido del motor sino del período del ciclo completo. El cambio de periodicidad de la señal resultante revierte en un cambio en la distribución de la energía entre los diferentes armónicos, pero como se puede ver en el espectro de la Figura 22.11 (b) no se aprecian diferencias concluyentes en el nivel de presión sonora de los armónicos fundamentales.

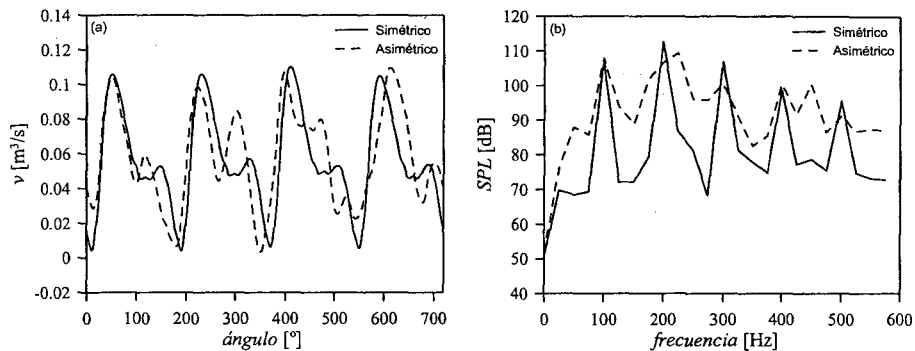


Figura 22.11 Influencia de la simetría de un colector 4 en 1 en un MEP a 3000 rpm. (a) Fluctuación del caudal en la boca, (b) Nivel de presión sonora en campo libre.

22.5.2 Soluciones en el sistema de transmisión: Silenciadores

Los métodos pasivos para la atenuación del ruido de combustión se basan fundamentalmente en dos acciones: el aislamiento mediante elementos elásticos para evitar la transmisión de la vibración a la estructura del vehículo, y el encapsulamiento del motor, para lo cual las paredes que delimitan el habitáculo del motor se rigidizan y se recubren con materiales fonoabsorbentes.

En cuanto al proceso de renovación de la carga, en vista de que el ruido emitido es debido a fluctuaciones de velocidad (o, más propiamente, de caudal) en la boca de los colectores, cualquier método de silenciamiento pasa por la reducción de dichas fluctuaciones, tanto en lo que se refiere a su amplitud como a su tasa de variación con el tiempo, que es una magnitud fundamental desde el punto de vista del ruido emitido.

Cualitativamente puede afirmarse, sobre la base de la teoría lineal, que de acuerdo con la ecuación (8.17), una reducción de las fluctuaciones de velocidad en la boca se corresponde con una atenuación de la onda de presión incidente sobre el extremo. En el caso concreto de la descarga de los cilindros, se trataría de introducir en los sistemas de escape elementos con baja transmisión. En realidad, el problema es más complejo, ya que la introducción de un elemento (el silenciador) modifica las características del sistema completo a través de complejas interacciones.

Para caracterizar el funcionamiento de los silenciadores, es habitual emplear dos magnitudes, la conocida como pérdida de inserción (IL por sus siglas inglesas) y la conocida como pérdida de transmisión (TL por sus siglas inglesas).

La pérdida de inserción (IL) es un parámetro que da cuenta del comportamiento acústico del silenciador cuando el sistema de escape del que éste forma parte se encuentra acoplado a una fuente acústica dada, por lo que depende tanto de las características del silenciador como del motor que actúa como emisor. Se define como la diferencia, en decibelios, entre los niveles de potencia sonora medidos en un mismo punto espacial antes y después de que el silenciador sea insertado entre el punto de medida y la fuente de ruido. Se supone, por tanto, que cualquier variación en la potencia acústica medida se debe al propio efecto del silenciador, y no a los eventuales efectos que su presencia pueda tener sobre la propia fuente, que implícita-

mente se supone invariante. En consecuencia, tales medidas tienen un significado físico claro y válido únicamente cuando se satisface esta condición de invariancia, lo cual no siempre se da en la práctica. Matemáticamente, esta relación se expresa por:

$$IL = 10 \log \frac{\dot{W}_1}{\dot{W}_2} \text{ (dB)} \quad (22.3)$$

donde \dot{W}_1 y \dot{W}_2 denotan la potencia sonora emitida sin y con filtro, respectivamente. La elección del sistema sin filtro no es única, existiendo la posibilidad de medir el ruido de la fuente sin sistema de escape o bien, de medir la potencia sonora emitida por la fuente y un conducto de escape sin silenciador.

La pérdida de transmisión (TL) permite evaluar el filtro aislado del resto del sistema. Se define como el cociente entre la potencia acústica incidente sobre el filtro y la potencia acústica asociada a la onda transmitida por el mismo hacia un extremo anecoico. Este parámetro también se expresa en decibelios a través de la siguiente relación:

$$TL = 10 \log \frac{A_1 p_1^+ u_1^+}{A_2 p_2^+ u_2^+} \text{ (dB)} \quad (22.4)$$

donde el superíndice + hace referencia, como en el capítulo 8, a la propagación de las ondas en el sentido positivo.

Silenciadores reactivos y disipativos

Para la atenuación de las fluctuaciones de presión, se pueden utilizar dos tipos de silenciadores, los disipativos y los reactivos. En los disipativos la energía incidente se disipa en forma de calor, generalmente mediante el uso de materiales absorbentes. Dicha disipación se debe a la fricción del aire, que es un fluido viscoso, con las paredes de los poros presentes en estos materiales. Para que la absorción de energía sea eficaz, deben existir rutas interconectadas de aire a través del material, por lo que la estructura del absorbente es de poro abierto [10]. En los silenciadores reactivos, se reduce la transmisión a costa de incrementar la reflexión mediante reflexiones sucesivas, de forma que la mayor parte de la energía incidente sea reflejada hacia el motor.

Claramente se puede notar que esta clasificación es muy simplista. En efecto, prácticamente cualquier sistema reactivo (principalmente los tubos perforados, que se hallan virtualmente en todos los diseños actuales) lleva asociados efectos disipativos, sobre todo en las condiciones de flujo que se encuentran en los sistemas de admisión y escape. Estos efectos disipativos son generalmente beneficiosos desde el punto de vista de la atenuación de las pulsaciones de presión, pero presentan el inconveniente de que pueden dar lugar a la generación de ruido (por turbulencia) en el interior del silenciador, sobre todo a altos regímenes de giro. Es éste un fenómeno al que se le está dando cada vez más importancia en el diseño.

Como ejemplo de silenciador reactivo simple, se analizará brevemente el caso de una cámara de expansión, que consiste en dos cambios de área conectados en serie mediante un conducto cilíndrico. El comportamiento transmisivo del silenciador en el dominio del tiempo se muestra en la Figura 22.12, donde se ha representado el pulso de presión incidente sobre la cámara junto con el pulso de presión transmitido por la misma, medidos en un banco de impulsos [11].

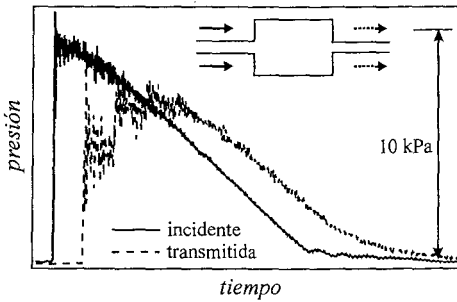


Figura 22.12 Transmisión por una cámara de expansión: dominio del tiempo.

Se observa en dicha figura una clara influencia, tanto en la amplitud del pulso como en su duración, con lo que efectivamente se ha conseguido reducir la rapidez en la variación de la amplitud. Además, es remarcable el comportamiento de la onda transmitida, con un incremento escalonado de la amplitud, de manera que persisten pequeñas variaciones bruscas de presión. Una representación más adecuada para observar este efecto viene dada por el espectro de amplitudes de onda, que se muestra en la Figura 22.13. Puede aquí observarse cómo la cámara produce una atenuación selectiva en función de la frecuencia, existiendo frecuencias para las que la atenuación es nula, y que se hallan relacionadas con la longitud de la cámara.

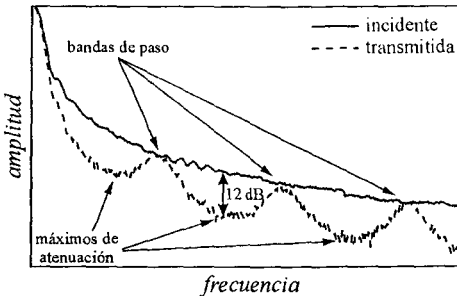


Figura 22.13 Transmisión de una cámara de expansión: dominio de la frecuencia.

En este caso sencillo es posible utilizar la teoría acústica lineal y los resultados obtenidos en el apartado 8.4 sobre la transmisión y reflexión por cambios bruscos de sección para justificar el comportamiento observado. Teniendo en cuenta dichos resultados se obtiene:

$$TL = 10 \log \left[1 + \frac{1}{4} \left(m - \frac{1}{m} \right)^2 \sin^2(kL) \right] \text{ (dB)} \quad (22.6)$$

donde m es la relación de secciones y $k = 2\pi f / a_0$ es el número de onda. Puede verse que, para los valores de k (es decir, de la frecuencia) que anulan la función seno, la pérdida de transmisión es nula, apareciendo las bandas de paso que se observan en la Figura 22.13. Asimismo, se aprecia claramente que los valores máximos de atenuación crecen al hacerse mayor la relación de secciones. Estos efectos se hacen patentes en la Figura 22.14, donde se ha representado la pérdida de transmisión de una cámara para tres relaciones de sección distintas.

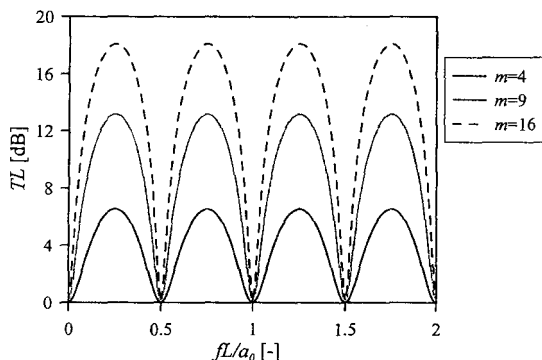


Figura 22.14 Pérdida de transmisión de una cámara de expansión.

Finalmente, considérese el efecto de una cámara de expansión desde el punto de vista del ruido emitido. Para simplificar el análisis, se analizarán los resultados obtenidos en un motor monocilíndrico con un colector de escape muy largo, de forma que prácticamente no exista acoplamiento entre la cámara, situada cerca del extremo abierto, y el resto del sistema. En la Figura 22.15 se observa el espectro en frecuencia del ruido emitido, a una cierta distancia de la boca y en campo libre, por el escape del motor con una línea de escape formada por un tubo recto y para el caso de colocar un silenciador formado por una cámara de expansión.

Este espectro es ilustrativo del comportamiento real de la cámara como silenciador. Por una parte se aprecia, por comparación con el espectro del ruido emitido sin silenciador, la falta de silenciamiento en las frecuencias características de la cámara, que la convierten en un silenciador poco eficaz, pese a que globalmente la atenuación producida puede ser apreciable. En efecto, la persistencia de dichas frecuencias puede provocar un efecto subjetivo altamente desagradable, aparte de afectar a los valores globales de atenuación. Por otra parte, se aprecia en el espectro la presencia de otra frecuencia característica no asociada a la cámara, sino al conducto que va desde la salida de la cámara al extremo, poniéndose así de manifiesto la importancia de las interacciones entre distintos elementos.

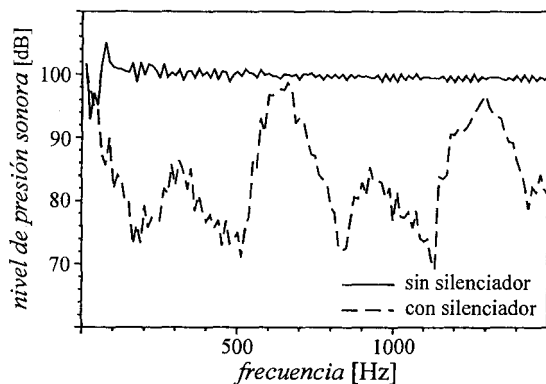


Figura 22.15 Espectro de ruido emitido sin y con cámara de expansión.

Como ejemplo de silenciador disipativo, cabe citar el resonador concéntrico de tubo perforado, ya que es uno de los silenciadores más utilizados en la práctica, sobre todo como silenciador delantero (véase el esquema de la Figura 22.8).

El uso de este silenciador se justifica por su escasa influencia sobre la contrapresión, al tiempo que la atenuación que produce, si bien no es demasiado elevada, sí que es suficiente para suavizar las exigencias en el diseño del silenciador trasero. En la Figura 22.16 se muestra el esquema de este silenciador. Como se ve, consiste en una cámara (que puede ser de sección circular u oval) atravesada por un conducto en que se han practicado orificios en una cierta porción del mismo. La clave de su funcionamiento radica, claramente, en el paso del fluido a través de estos orificios que, a su vez, determina la interacción entre el campo acústico en el conducto central y el campo acústico en la cámara. Con el fin de aumentar el efecto disipativo de este silenciador, la cámara se suele rellenar con un material absorbente, siendo los más empleados la lana de roca y la lana de vidrio.

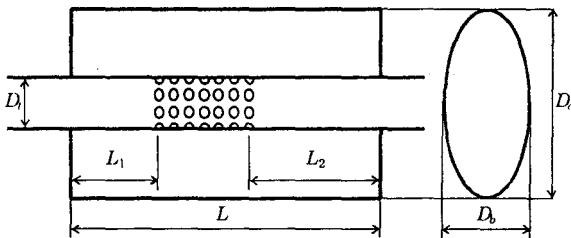


Figura 22.16 Esquema de un silenciador disipativo: resonador concéntrico.

Este silenciador es un buen ejemplo de las limitaciones de los modelos lineales unidimensionales. En efecto, la necesidad de dar cuenta de la interacción entre el conducto principal y la cámara lateral conduce a construcciones matemáticas altamente elaboradas. Para describir dicho acoplamiento entre conducto y cámara es necesario incorporar al modelo una descripción local de la relación entre la velocidad y el salto de presión a través de los orificios. Esta descripción ha de obtenerse necesariamente de forma experimental, y su elección resulta crítica para la obtención de predicciones aceptables. A este respecto, es de hacer notar el carácter extremadamente inestable del flujo en los orificios, que conduce a la aparición de comportamientos de tipo no lineal para excitaciones realistas y que por tanto, difícilmente pueden ser calculadas con la aproximación lineal.

En la Figura 22.17 se muestra la pérdida de transmisión, medida en un banco de impulsos, de un resonador concéntrico de tubo perforado asimétrico sin y con material absorbente en la cámara. En el resonador sin absorbente, las bandas de paso están relacionadas con la longitud total de la cámara, y los máximos de atenuación son consecuencia de los efectos de interferencia asociados a los tubos extendidos, mientras que la fracción de área perforada controla tanto los efectos disipativos como la frecuencia de acoplamiento entre el conducto y la cámara. Por su parte, se puede observar que la presencia del material absorbente suaviza la curva de atenuación, apreciándose una clara reducción en los picos de atenuación, pero con la contrapartida de la eliminación de las bandas de paso y un claro incremento de la atenuación producida por el silenciador en las frecuencias altas.

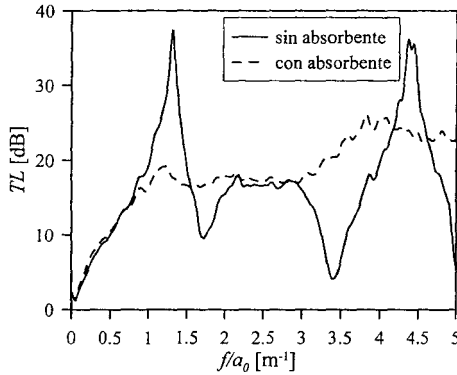


Figura 22.17 Pérdida de transmisión de un resonador concéntrico asimétrico sin y con material absorbente.

Requerimientos de diseño

El diseño de un silenciador capaz de disminuir el ruido de admisión y escape es una labor compleja, no sólo desde el punto de vista de la atenuación de las ondas de presión sino por las repercusiones que tiene sobre el funcionamiento del motor. Además, el diseño del silenciador está condicionado por el comportamiento frecuencial conjunto de todos los elementos que componen el sistema de transmisión necesario para reducir las fluctuaciones de gasto en la boca (elemento emisor).

Por otro lado, a estas dificultades ha de añadirse la necesidad de no penalizar las prestaciones del motor, ya que cuanto mayor es la atenuación requerida y más elementos contiene el sistema de escape, mayor es también la pérdida de carga que produce el sistema, con las repercusiones que esto tiene sobre el trabajo de bombeo y las prestaciones del motor. En general, puede afirmarse que un buen silenciador es aquél que cumple con las siguientes propiedades: alta pérdida de inserción, baja pérdida de carga, volumen adaptado a la geometría del vehículo, peso y precio reducidos y alta durabilidad.

El volumen del silenciador (V_{sit}) se debe elegir teniendo en cuenta el espacio disponible en la carrocería, la atenuación de ruido requerida, su repercusión sobre las prestaciones del motor y otras consideraciones. La Figura 22.18 pone en evidencia la estrecha relación entre la potencia del motor, el nivel de ruido y el volumen del silenciador [12]. En esta figura se ha representado la relación entre el volumen del silenciador y la cilindrada del motor en función de la pérdida de inserción para motores con distintas potencias específicas.

Partiendo de un punto arbitrario ($V_{sit}/V_T = 10$, $IL = 20$ dBA) se han representado tres posibles zonas de actuación durante el prediseño del silenciador. Un aumento del volumen del silenciador en la zona 1 conlleva un aumento de las prestaciones del motor y del ruido. Esta misma acción en la zona 3 permite reducir el ruido pero con un deterioro de las prestaciones del motor, mientras que en la zona 2 es posible reducir el ruido e incrementar las prestaciones, aumentando el volumen del silenciador. Idealmente, para atenuar el ruido y aumentar a la vez las prestaciones del motor, se debe aumentar sustancialmente el volumen del silenciador, reduciendo levemente la restricción al paso del flujo.

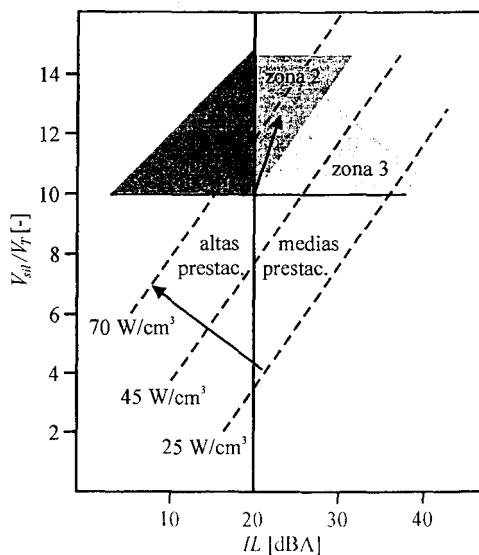


Figura 22.18 Prediseño de silenciadores. Elección del volumen.

22.6 Normativa

La Directiva 96/20/EC regula la normativa vigente de la emisión de ruido por vehículos de automoción. Los límites de sonoridad que fija dicha normativa están comprendidos entre los 74 y 80 dBA. Como muestra la Tabla 22.1, el nivel límite depende tanto del tipo del vehículo (aplicación y peso) como del motor (potencia) utilizado.

La medida de ruido para la homologación se realiza con el ensayo *pass-by* que se describe en el siguiente apartado, y en el que se caracteriza el vehículo vacío y en una zona despejada con un ruido de fondo (incluido el del viento) al menos 10 dBA inferior al nivel de ruido que se espera medir. La zona de medida debe ser un espacio abierto de 50 m de radio con una parte central horizontal de al menos 20 m de radio. La pista debe ser de un material (hormigón, asfalto o similar) y con un acabado tal que los neumáticos no produzcan un ruido excesivo.

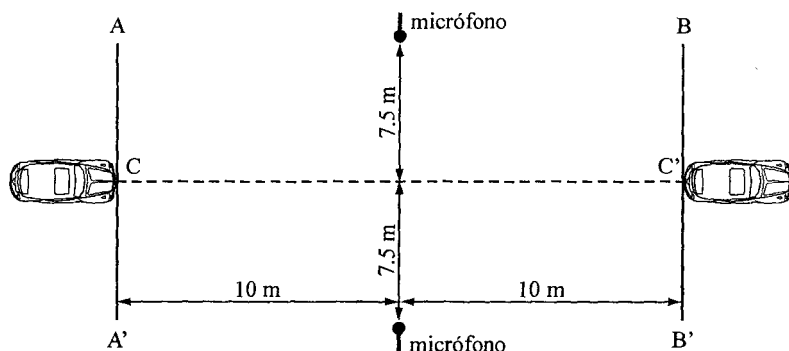
22.6.1 Ensayo *pass-by* para homologación

La Figura 22.19 muestra un esquema explicativo del ensayo *pass-by* para homologación de vehículos. El recorrido total del vehículo es de 20 m y está delimitado por las líneas AA' y BB'. En el centro del recorrido se sitúan dos micrófonos en ambos lados a una distancia de 7.5 m del eje de marcha del vehículo (CC') y a una altura de 1.2 m del suelo.

Durante el ensayo, el vehículo se lleva hasta la línea AA' a una velocidad constante, en unas condiciones de operación del motor que dependen de las características de la caja de marchas. En ese momento, se lleva al motor a plena carga (acelerador a fondo) con la mayor rapidez posible. Estas condiciones de operación del motor se mantienen hasta que la parte posterior del vehículo sobrepase la línea BB' instante en el cual, se libera el pedal del acelerador para llevar al motor a condiciones de ralentí lo más rápidamente posible.

Tabla 22.1 Límites de ruido emitido en función de la categoría del vehículo.

Categoría del vehículo	Ruido global [dBA]
Vehículos destinados al transporte de personas, cuyo número de asientos no exceda de nueve, incluido el correspondiente al conductor	74
Vehículos destinados al transporte de personas, cuyo número de asientos sea superior a nueve, incluido el correspondiente al conductor, y cuyo peso máximo autorizado no exceda de 3,5 toneladas	77
Vehículos destinados al transporte de mercancías, cuyo peso máximo autorizado no exceda de 3,5 toneladas	77
Vehículos destinados al transporte de personas, cuyo número de asientos sea superior a nueve, incluido el correspondiente al conductor, y cuyo peso máximo autorizado exceda de 3,5 toneladas	78
Vehículos destinados al transporte de mercancías, cuyo peso máximo autorizado exceda de 3,5 toneladas	78
Vehículos destinados al transporte de personas, cuyo número de asientos exceda de nueve, incluido el correspondiente al conductor, y cuyo motor tenga una potencia igual o superior 200 CV DIN	80
Vehículos destinados al transporte de mercancías, cuyo motor tenga una potencia igual o superior a 200 CV y cuyo peso máximo autorizado exceda de 12 toneladas	80

**Figura 22.19** Especificaciones técnicas del ensayo pass-by para la homologación de vehículos en cuanto al ruido emitido.

Se efectúan, por lo menos, dos mediciones en cada lado del vehículo. Las mediciones se considerarán válidas si la diferencia entre dos valores medidos consecutivamente de un mismo lado del vehículo no es superior a 2 dBA. Finalmente, el nivel de ruido que se tendrá en cuenta como resultado del ensayo es el valor más elevado que resulte de las mediciones.

22.7 Resumen

En este capítulo se han descrito los mecanismos de generación de ruido más relevantes de los MCIA, destacando la importancia de cada una de las fuentes de emisión acústica presentes. A partir de la consideración de la importancia del ruido en general, se ha destacado la contribución de los vehículos de automoción a la emisión de ruido, para finalmente resaltar la relevancia del motor como fuente principal de ruido en tráfico urbano.

Centrando el estudio en el propio motor, se ha realizado un análisis detallado de los mecanismos de emisión de ruido, esto es, la radiación por superficies y los flujos no estacionarios. Atendiendo a estos mecanismos, se han estudiado los elementos o sistemas del motor con mayor contribución al ruido total emitido, entre las que se ha destacado al bloque y al sistema de admisión y escape.

En cuanto a las fuentes de emisión relativas al bloque, se ha realizado un análisis profundo de los aspectos más relevantes del ruido de combustión, resaltando aquellos parámetros que afectan a las fuerzas de combustión, a la respuesta de la estructura y a la radiación del ruido. Asimismo, se han descrito los mecanismos de generación de ruido mecánico, destacándose la contribución del cabeceo del pistón y haciendo especial hincapié en las dificultades que supone cualquier intento de desacoplar el ruido mecánico del de combustión.

Con respecto al ruido de admisión y escape, se ha utilizando el sistema de escape como ejemplo para describir el funcionamiento de ambos sistemas, desde el flujo a través de las válvulas hasta la fluctuación de caudal en el extremo final, lo que ha permitido identificar tanto la fuente como el sistema de transmisión y el elemento emisor. Además, se han descrito en detalle las características más importantes de las contribuciones a la emisión de ruido por flujos no estacionarios, esto es, el ruido pulsante y el ruido turbulento, así como aspectos relevantes de la emisión por vibración de superficies (*shell noise*) inducida por la fluctuación del flujo interno.

Una vez sentadas las bases de los mecanismos de generación de ruido se han planteado, como soluciones no excluyentes para la reducción de ruido, acciones tanto sobre la fuente (es decir, sobre el propio motor) como sobre el sistema de transmisión. En el caso del ruido de combustión, se ha destacado la importancia de las acciones sobre la fuente, a través de la elección de estrategias de inyección adecuadas. En el caso del ruido de admisión y escape, se ha destacado el escaso margen de acción disponible para actuar sobre la fuente, dado que priman otras consideraciones, y en contrapartida se han descrito con cierto detalle las características de los silenciadores reactivos y disipativos empleados para la atenuación de las ondas de presión que se propagan a través de los sistemas de admisión y escape.

Por último, se han discutido los aspectos generales de la normativa actual para la homologación de vehículos en Europa en lo que se refiere a la emisión de ruido, y se ha descrito brevemente el procedimiento de ensayo *pass-by* para la medida del ruido emitido por vehículos en marcha que se emplea para dicha homologación.

Referencias y bibliografía

Referencias

1. Kamp, H.; Spermann, J., New methods of evaluating and improving piston related noise in internal combustion engines. *SAE Paper 951238*, 1995.

2. Anderton, D., Relation between combustion system and engine noise. *SAE Paper 790270*, 1979.
3. Kanda, H.; Okubo, M.; Yonezawa, T., Analysis of noise sources and their transfer paths in Diesel engines. *SAE Paper 900014*, 1990.
4. Broatch, A.; Margot, X.; Gil, A.; Donayre, Ch., Computational study of the sensitivity to ignition characteristics of the resonance in DI Diesel engine combustion chambers. *Engineering Computations* **24**(1), pp. 77-96, 2007.
5. Anderton, D., Relation between combustion system and engine noise. *SAE Paper 790270*, 1979.
6. Anderton, D., Basic origins of automotive engine noise, en *Course notes on Engine noise and vibration control*. University of Southampton, 2003.
7. Davies, P. O. A. L., Practical flow duct acoustics. *Journal of Sound and Vibration* **124**(1), pp. 91-115, 1988.
8. Torregrosa, A. J.; Broatch, A.; Margot, X.; Marant, V.; Beaugé, I., Combustion chamber resonances in direct injection automotive diesel engines: a numerical approach. *International Journal of Engine Research* **5**, pp. 83-91, 2004.
9. Torregrosa, A. J.; Broatch, A.; Payri, R., On the influence of manifold geometry on exhaust noise. *SAE Paper 1999-01-1650*, 1999.
10. Beranek, L. L., *Noise and vibration control*. McGraw-Hill, 1971.
11. Payri, F.; Desantes, J. M.; Broatch, A., Modified impulse method for the measurement of the frequency response of acoustic filters to weakly nonlinear transient excitations. *Journal of the Acoustical Society of America* **107**(2), pp. 731-738, 2000.
12. Eriksson L. E., Silencers, en Baxa, D. E., *Noise control in internal combustion engines*. Wiley, 1982.

Capítulo 23

Control de motores

J. M. Luján

C. Guardiola

23.1	Introducción.....	710
23.2	Evolución de los sistemas de control de MCIA	710
23.3	Estructura de los sistemas de control electrónicos.....	713
23.3.1	Estructura software	716
23.4	Adquisición de parámetros de funcionamiento de motores. Sensores.....	717
23.4.1	Escalas temporales en MCIA y características de las señales	717
23.4.2	Principales sensores para el control de MCIA.....	718
23.5	Algoritmos de control.....	726
23.5.1	Principales algoritmos en motores de encendido provocado.....	729
23.5.2	Principales algoritmos en motores de encendido por compresión.....	731
23.5.3	Control del ralentí y del arranque	735
23.5.4	Funciones de diagnóstico	737
23.6	Calibración y optimización del motor.....	738
23.7	Tendencias en el control de MCIA.....	741
23.8	Resumen	742
	Referencias y bibliografía.....	743

23.1 Introducción

Los motores modernos presentan un creciente número de sistemas que permiten variar su reglaje durante la operación del motor. Algunos ejemplos representativos de ello son los sistemas de inyección electrónica, las turbinas de geometría variable o los sistemas de distribución variable. De acuerdo con lo estudiado en los capítulos anteriores, el comportamiento del motor está condicionado de forma crítica por los reglajes que adopten estos sistemas, que afectan tanto a las prestaciones como a las emisiones de sustancias contaminantes. El sistema de control del motor es el encargado de realizar la adaptación de los diferentes sistemas del mismo a las condiciones de funcionamiento y los requerimientos del usuario.

El sistema de control debe, por lo tanto, asegurar el correcto funcionamiento del motor, de forma que se satisfaga la demanda de potencia y se mantengan dentro de unos determinados límites tanto el nivel de emisiones como el ruido producido, todo ello garantizando la seguridad del motor y del usuario. Además, de forma paralela, el sistema de control debe realizar el diagnóstico del sistema, para detectar fallos susceptibles de comprometer la seguridad, las prestaciones o el perfil de emisiones del motor.

Aunque en el pasado el sistema de control estaba basado en el empleo de diferentes sistemas mecánicos y neumáticos, en la actualidad estos dispositivos han sido desplazados en múltiples aplicaciones por los sistemas de control electrónico que, con una mayor flexibilidad y precisión, permiten integrar las labores de diagnóstico y coordinación con otros sistemas (como el frenado ABS, sistemas de tracción, etc.). Dichos sistemas se basan en el procesado digital de las medidas de parámetros de funcionamiento del motor proporcionadas por diferentes sensores instalados a tal efecto y, tras diferentes cálculos, el sistema de control decide las acciones de control a aplicar, mediante señales eléctricas, a los diferentes actuadores presentes en el motor. Todo este conjunto de complejos sistemas es centralizado y coordinado a través de un procesador central que recibe el nombre de unidad de control electrónico, comúnmente referida como ECU (*Electronic Control Unit*).

Como contrapartida a su gran flexibilidad, los sistemas de control electrónicos precisan ser calibrados, lo que supone decidir los parámetros del software de control. En la actualidad, el número de parámetros puede exceder las varias decenas de miles, lo que convierte la tarea de calibración en un procedimiento complejo, y que necesita de una gran cantidad de ensayos.

El presente capítulo se ha estructurado como sigue: en el apartado 23.2 se revisa la evolución histórica que han experimentado los sistemas de control hasta la configuración actual basada en el uso de microcontroladores. Los apartados 23.3 y 23.4 se dedican a la descripción de la estructura hardware y software de dichos sistemas incluyendo los sensores habitualmente empleados, mientras que el apartado 23.5 se centra en la descripción de los principales algoritmos de control presentes en los sistemas de control comerciales. En el apartado 23.6 se abordan las cuestiones relativas a la calibración y optimización del motor, dedicándose finalmente el apartado 23.7 a las tendencias actuales relativas al control de motores.

23.2 Evolución de los sistemas de control de MCIA

Desde los primeros tiempos del MCIA resultó evidente la necesidad de controlar algunos de los reglajes de los motores durante su funcionamiento. En el caso de los MEP, aunque la potencia era controlada por el usuario mediante una válvula de mariposa en la admisión y el carburador era capaz de solucionar, con mayor o menor precisión, la dosificación de combus-

tible en función del gasto de aire que entraba en el motor, fue necesario el desarrollo de sistemas capaces de adaptar el punto de encendido a las condiciones de funcionamiento.

Según se estudió en los Capítulos 18 y 20, con el fin de centrar la combustión (siempre respetando los límites impuestos por la tendencia a la detonación), resulta necesario aumentar el ángulo de avance a altos regímenes de giro para compensar la mayor velocidad angular del motor. De forma similar, según se vio en el apartado 18.2.3, a bajas cargas se hace necesario el empleo de avances de encendido mayores para compensar el aumento en el tiempo de combustión. Con el fin de satisfacer ambos requerimientos, se desarrollaron sistemas centrífugos que adaptaban el avance de encendido al régimen de giro, así como sistemas neumáticos que aprovechaban la depresión creada en el colector de admisión por el efecto del estrangulamiento producido por la mariposa de admisión a bajas cargas. Ambos sistemas, ilustrados en la Figura 23.1, permitían modificar la fase relativa de la leva que fijaba el ángulo de encendido, permitiendo de esta forma la adaptación del avance a las condiciones operativas.

Paralelamente, los sistemas de encendido evolucionaban en sentido de la eliminación parcial de elementos mecánicos (ruptor) y la inclusión de sistemas electrónicos para comandar la generación de las altas tensiones que producen el arco eléctrico en las bujías (generadores de impulsos inductivos y de efecto Hall). Se marcaba un hito en cuanto a la primera utilización de elementos semiconductores en los sistemas del motor.

Por su parte, las válvulas termostáticas de parafina (Figura 23.2) permitían un control adecuado de la temperatura del motor, cortocircuitando parte del caudal de refrigerante con el fin de evitar su paso por el radiador. Este sistema sigue vigente, con la única incorporación de un control electrónico del ventilador del radiador, que sustituyó al accionamiento directo mediante una correa con el fin de reducir las pérdidas mecánicas. En la actualidad se comienza a vislumbrar la posibilidad de utilizar válvulas de múltiples vías con control electrónico para gestionar de forma más conveniente el paso del fluido refrigerante hacia uno u otro sistema.

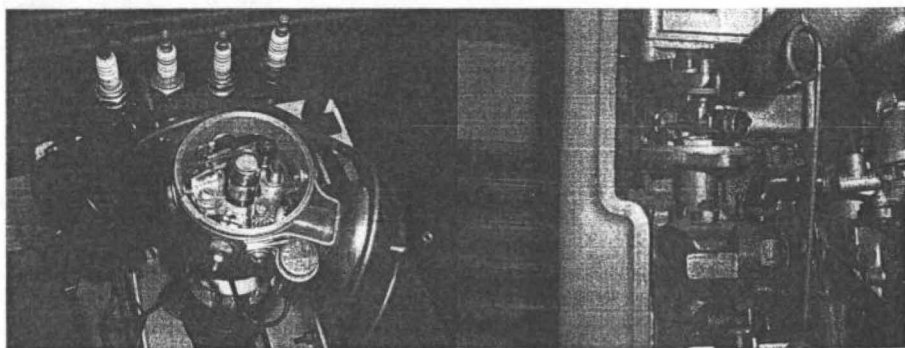


Figura 23.1 Sistemas de control del avance de encendido neumático (izquierda) y centrífugo (derecha).

Estas soluciones electromecánicas bastaron durante décadas, y aunque el carburador fue complicándose a lo largo de los años (debido a la inclusión de sistemas auxiliares para la compensación de altura, la mejora en la adaptación del ralentí, etc.), el concepto de motor se mantuvo inmutable hasta la implantación de las normativas anticontaminantes a principios de la década de 1980.

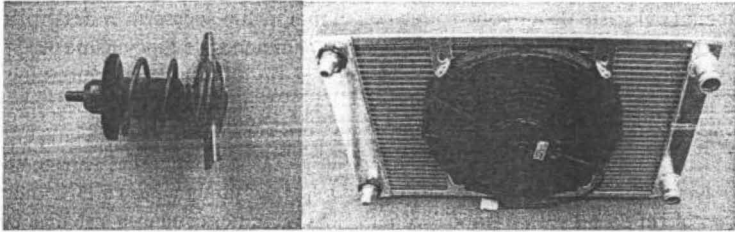


Figura 23.2 Válvula del termostato (izquierda) y electroventilador (derecha).

Es entonces cuando el control del dosado se convierte en un aspecto crítico, pues los catalizadores de tres vías (apartado 18.4.2), tecnología que permitiría a los MEP superar los requerimientos impuestos por la normativa, precisan condiciones estequiométricas para su correcta operación. Sin embargo, los carburadores tradicionales no permitían garantizar el dosado estequiométrico; estas premisas forzaron la necesidad de introducir sistemas de inyección controlados electrónicamente que sustituirían de forma generalizada al carburador en los motores de automóviles en pocos años. Dichos sistemas permiten un control muy preciso del dosado gracias a la utilización de una sonda de concentración de oxígeno en el escape (sonda lambda, apartado 23.4.2), pero requieren el uso de un sistema electrónico para la gestión de la inyección. Aunque los sistemas electrónicos analógicos inicialmente fueron considerados como una alternativa viable, éstos fueron rápidamente desplazados por los sistemas digitales basados en microcontroladores.

A partir de la aparición de los primeros sistemas de gestión electrónica de la inyección, los diferentes sistemas de control del motor fueron integrándose progresivamente en el sistema de control electrónico, que ha ido creciendo en tamaño y complejidad, hasta gestionar la práctica totalidad de los sistemas del motor. Tanto es así que en la actualidad, el usuario (conductor) ya no actúa directamente sobre la mariposa, sino que es el sistema de control quien, a partir de la posición del pedal del acelerador, decide las actuaciones sobre la mencionada mariposa (*drive by wire*).

En el caso de los MEC, la implantación de los sistemas de control electrónicos fue más lenta, pues las soluciones tradicionales fueron efectivas durante gran parte de la década de 1980. Aunque progresivamente diversos sistemas auxiliares (calentadores de arranque, sistema de recirculación de gases de escape, etc.) fueron incorporando en muchos casos sus sistemas de gestión electrónicos, éstos no se generalizaron hasta la aparición de los sistemas de inyección directa electrónica a mediados de la década de 1990, que permitieron el desarrollo de una nueva generación de motores. Rápidamente, y en pocos años, los sistemas de control electrónicos fueron implantados de forma general en los MEC de automoción, alcanzando la misma complejidad y sofisticación que los sistemas de los MEP.

Aunque la normativa no obliga explícitamente al uso de sistemas electrónicos para el control de los motores, la promulgación de las normativas de autodiagnóstico de obligado cumplimiento para estos motores, conocidas genéricamente como normativas OBD (*On Board Diagnosis*) [1], suponen la exigencia de monitorizar el funcionamiento de los sistemas anti-contaminantes del motor, lo que precisa del uso de sensores y sistemas informáticos. Si a este dato unimos la gran versatilidad, flexibilidad, y precisión que caracteriza a los sistemas electrónicos basados en microcontroladores, queda justificado el uso casi exclusivo de dichos sistemas en los motores modernos.

Paralelamente, en el caso de los vehículos automóviles, la gestión electrónica se extendió a otros sistemas del vehículo, tales como los sistemas de frenado, las cajas de cambio automáticas, los sistemas de climatización, etc. Esto permitió el uso de algoritmos de coordinación para la gestión global del vehículo, aspecto crítico en los modernos sistemas híbridos [2]. Parte de la enorme proliferación experimentada por los sistemas de control electrónicos hay que atribuirla al desarrollo industrial de sensores y actuadores, que han ofrecido soluciones económicamente viables a los problemas que presenta el control de los MCIA.

En el caso de los motores de aviación, los requerimientos de seguridad para la certificación de los componentes supusieron un retraso inicial para la implementación de los sistemas de control electrónico, pero ya es un elemento habitual en los MCIA de aviación.

En la actualidad, los sistemas de control electromecánicos tradicionales sólo subsisten en las aplicaciones y mercados con una regulación medioambiental poco estricta, aunque el control electrónico basado en microprocesadores los va desplazando progresivamente.

23.3 Estructura de los sistemas de control electrónicos

Como ya se ha indicado en el apartado anterior, los sistemas de control electrónico basados en microcontroladores se han extendido en automoción y, de forma progresiva, están reemplazando a los sistemas electromecánicos tradicionales en diversas áreas de aplicación. Por esta razón, en lo que resta del capítulo nos referiremos específicamente a ellos. En la Figura 23.3 se presenta un esquema de la estructura de un sistema de control electrónico para motores. El sistema de control incluye los sensores y actuadores, el cableado y la unidad de control electrónica (ECU).

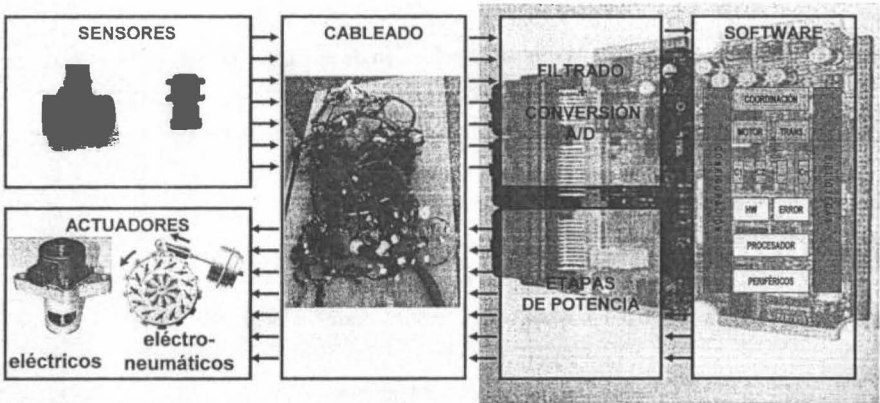


Figura 23.3 Estructura entrada-salida de una ECU.

Los sensores son los encargados de medir las variables de funcionamiento del motor y de otros sistemas (del vehículo, en los motores de automoción). Además permiten la interacción con el usuario (sobre todo a través del pedal del acelerador) o tener en cuenta otros condicionantes. En el apartado 23.4 se describirán los principales sensores empleados en los motores.

Por su parte, los actuadores son los encargados de modificar los diversos parámetros físicos y configuraciones particulares de los elementos de control, modificando las características

de la inyección, del sistema de sobrealimentación o de algún otro sistema del motor. La Tabla 23.1 muestra una lista con los principales actuadores de los motores comercializados en la actualidad, indicando sobre qué parámetro particular del motor se actúa. Dada la gran variedad en la tipología de los sistemas que componen el motor, resulta complejo realizar una lista completa. Sirvan como ejemplo los sistemas de sobrealimentación en doble etapa y secuenciales, descritos en el Capítulo 11, donde el número de válvulas y disposición de las mismas depende de la configuración del sistema considerado. Aunque en la actualidad los actuadores son en su mayoría eléctricos, aún están bastante extendidos los sistemas de actuación electro-neumáticos [3].

Tabla 23.1 Principales actuadores presentes en los motores actuales. G: generalizado; C: común; O: ocasional.

	Actuador	MEP	MEC
Sistemas de gestión del bucle de aire	Mariposa de carga en admisión	G	
	Turbina de geometría variable		C
	Waste gate	O	C
	Válvula de EGR	C	G
	Sistema de admisión de geometría variable	O	
	Sistema de escape de geometría variable	O	O
	Lumbreras de altura variable	O (2T)	
	Sistemas de distribución variable	C	
	Válvula de <i>swirl</i>		O
	Mariposa de selección de aire caliente		G
Gestión de la inyección	Presión de inyección	G	G
	nota: MEC hasta 5 pulsos de inyección por cilindro y ciclo		
	Inicio de la inyección	G	G
Gestión del encendido	Duración de la inyección	G	G
	Avance del encendido	G	
	Energía chispa eléctrica	G	
Gestión térmica	Bypass radiadores/intercambiadores	O	C
	Electroventilador	G	G
	Bujías de precalentamiento		G
	Selector de caudal de refrigeración con gestión electrónica	O	O
Sistemas de postratamiento	Inyección aditivo para la regeneración del filtro de partículas		O
	Inyección aditivo para la operación del catalizador SCR		O

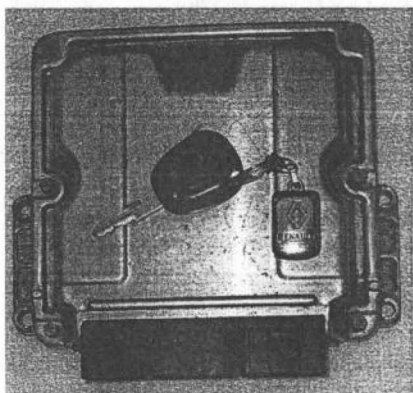


Figura 23.4 ECU comercial.

Finalmente, el cableado es el encargado de alimentar sensores y actuadores, distribuir las señales proporcionadas por los sensores a la ECU y dirigir las señales eléctricas de la ECU hacia los actuadores. En el último caso, la potencia eléctrica de actuación puede ser grande, por lo que pueden requerirse secciones de cable considerables. El gran número de sensores y actuadores hace que el coste del cableado (y de su instalación) sea elevado; además debe satisfacer requerimientos de aislamiento electromagnético con el fin de limitar el ruido eléctrico en las medidas proporcionadas por los sensores.

Debe destacarse la tendencia del mercado a la utilización de los conocidos como sensores inteligentes, que agrupan el sensor, la electrónica de acondicionamiento de la señal y la conversión analógico-digital. Dichos sensores comunican la señal a través de un bus de datos a la ECU mediante mensajes digitales. El bus de datos estándar CAN (*Controller Area Network*), es el más extendido en automoción. Por su parte, los actuadores pueden incluir la conversión digital-analógica y la etapa de potencia. Los objetivos de esta tendencia son:

- Minimizar el coste del cableado, debido a que un único bus de datos es capaz de intercomunicar todos los elementos del sistema, donde los mensajes se diferencian a través de los identificadores que los acompañan.
- Mejorar la compatibilidad electromagnética y reducir los problemas de ruido, pues la señal digital resulta más robusta en este aspecto.
- Permitir la intercambiabilidad de componentes, pues las etapa de potencia y los sistemas de filtrado y acondicionamiento dependen de los actuadores y sensores considerados.

No obstante, debe indicarse que esta tendencia es incipiente, y que en la actualidad siguen empleándose sistemas de comunicación analógicos en la mayoría de los casos entre los sensores, actuadores y la ECU.

Por otra parte, hay que resaltar que la unidad de control del motor interactúa con otros sistemas de control, como el de la caja de cambios en el caso de transmisiones automáticas, el sistema de control de tracción, el sistema de frenado, el climatizador, el controlador del salpicadero, etc.

En la Figura 23.4 se presenta una unidad de control electrónico. En ella se agrupan los sistemas de acondicionamiento de la señal, las etapas de conversión analógico-digitales, la unidad central de procesamiento (CPU) y las unidades de procesado de tiempo (TPU) que permiten el sincronismo con el cigüeñal. También se integran en la ECU las etapas de conversión digital-analógicas y las etapas de potencia para generar las señales de actuación. A lo largo de los últimos años la CPU ha pasado de la tecnología de 8 bits a 32 bits, aunque la frecuencia de reloj sigue siendo relativamente baja cuando se compara con los ordenadores personales (40 MHz frente a los más de 4 GHz de los ordenadores actuales). En el apartado 23.3.1 se describirá la estructura del software de control del motor.

23.3.1 Estructura software

A lo largo de los años, el software de control ha experimentado un crecimiento notable en lo relativo a funciones, datos manejados y tamaño de la lógica de control. La Figura 23.5 muestra la evolución del tamaño característico de los datos y aplicaciones contenidas en la ECU. Aunque los primeros códigos se escribían directamente en ensamblador, en la actualidad, y con el fin de reducir los tiempos de desarrollo mediante la reutilización de funciones, se emplean diferentes capas o niveles en la programación. Esto permite una alta estandarización en las funciones, permitiendo la reutilización y la migración entre diferentes versiones de motor e incluso modelos. Esta estructura responde al esfuerzo de la industria de la automoción por la estandarización del sistema [4], con el fin de reducir el tiempo de desarrollo y permitir una mayor flexibilidad en la selección de proveedores.

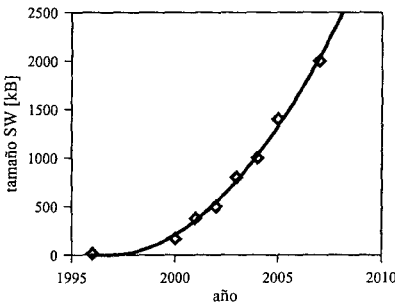


Figura 23.5 Evolución del tamaño del software de control en automoción (adaptado de [5]).

La Figura 23.6 muestra un esquema simplificado de la estructura software de los sistemas de control actuales. La estructura se basa en la existencia de varias capas que van desde lo general (capa superior) hasta los componentes de sistema operativo y gestión del sistema (inferior). En la capa superior se gestiona la coordinación global del vehículo, se interpretan los requerimientos de usuario, y las implicaciones de todos ellos sobre los diferentes componentes del vehículo. En una capa inferior se gestiona de forma global el motor, la transmisión (en el caso de cajas de cambio automáticas), los sistemas de frenado, etc. y finalmente en la tercera capa se traducen los requerimientos sobre los componentes individuales del motor (turbina, válvula de EGR, sistema de inyección). De esta forma, la sustitución de un componente entre dos versiones de un vehículo (por ejemplo debido a que se cambia de proveedor) puede suponer únicamente la sustitución del bloque destinado al control de ese componente sin tener que afectar al resto del sistema de control.

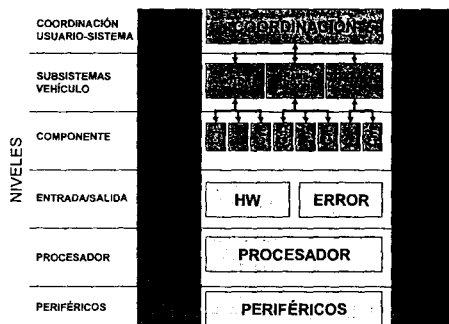


Figura 23.6 Esquema simplificado de niveles en el software del sistema de control.

Por otra parte, las capas inferiores corresponden al sistema operativo y la gestión entrada-salida del sistema hardware. Esta estructura también permite migrar los algoritmos de control entre ECUs de diferentes fabricantes. De este modo, las capas inferiores dependerán de la ECU seleccionada, mientras que las superiores corresponden al vehículo.

23.4 Adquisición de parámetros de funcionamiento de motores. Sensores

Como se ha presentado anteriormente, la estructura y prestaciones del sistema de control están fuertemente condicionadas por la posibilidad de disponer de información con la suficiente calidad como para indicar el estado de un sistema en particular, información que debe ser registrada por los sensores disponibles en el motor.

Aunque existe una amplia variedad de sensores disponibles, las limitaciones relativas al precio de los sensores, su precisión y su ciclo de vida (durabilidad, deriva temporal y dispersión de fabricación), limitan la lista enormemente. En la actualidad existen unos pocos tipos de sensores que se empleen de forma generalizada en automoción. En el caso de grandes motores estacionarios, su mayor precio podría permitir el empleo de sensores más sofisticados, pero esto no sucede en general.

23.4.1 Escalas temporales en MCIA y características de las señales

Debe considerarse que, debido a las características de operación de los MCIA, la mayoría de las variables de funcionamiento de los motores presentan una importante variación a lo largo de sus ciclos de trabajo. Estas variaciones afectan tanto a variables representativas de los procesos del ciclo termodinámico (como pueden ser las condiciones dentro de la cámara de combustión) como a otras variables como la presión, el gasto y la temperatura en los colectores, que varían como consecuencia de los procesos de admisión y escape, tal y como se estudió en el Capítulo 9. A modo de ejemplo, el gráfico de la izquierda de la Figura 23.7 muestra la pulsación a lo largo del ciclo en la presión en el colector de admisión en un motor sobrealimentado de cuatro cilindros.

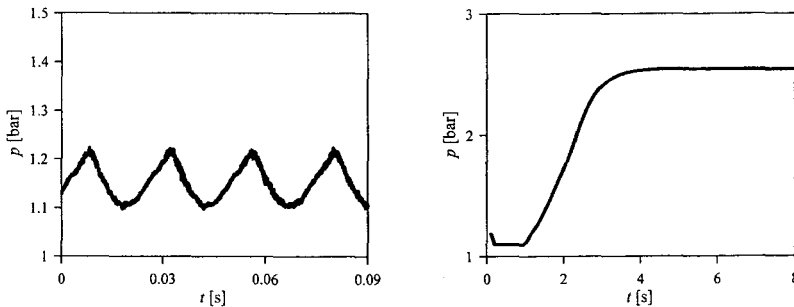


Figura 23.7 Variación instantánea de la presión de admisión a lo largo del ciclo termodinámico (izquierda) y evolución filtrada durante un transitorio de carga (derecha).

Sin embargo, a la hora de definir el sistema de control suele resultar más interesante disponer del valor medio de una determinada variable a lo largo de un periodo de tiempo (contenido en baja frecuencia de la señal) que de su valor instantáneo. Esto permite diferenciar entre

la adquisición de variables rápidas, que son muestreadas con frecuencias de adquisición netamente superiores a la frecuencia de encendido del motor, y variables medias, en las que la frecuencia de adquisición característica es de 1-100 Hz. El gráfico de la derecha de la Figura 23.7 muestra la evolución de la presión de admisión, una vez filtrada para eliminar la pulsación, durante un transitorio de carga de un motor Diesel sobrealimentado. Las escalas temporales de los dos gráficos de la figura ilustran las diferentes escalas existentes en los motores.

Desde un punto de vista general, el valor que presenta una variable x puede descomponerse en su valor medio \bar{x} , una componente pulsante \tilde{x} , más un ruido de medida r que incluye contenido en alta frecuencia:

$$x = \bar{x} + \tilde{x} + r \quad (23.1)$$

Según el tipo de variable, resulta interesante la adquisición del valor medio (\bar{x}) o del valor instantáneo ($\bar{x} + \tilde{x}$). En cualquiera de los casos, el filtrado del ruido de medida, así como la corrección de errores de carácter sistemático de los captadores resulta fundamental. Aun cuando el ruido de alta frecuencia sea reducido, el filtrado resulta especialmente necesario en los sistemas de adquisición de variables medias dado que, al emplear bajas frecuencias de adquisición, la componente pulsante \tilde{x} puede causar importantes efectos de *aliasing* [6] y perturbar por lo tanto el valor adquirido de la señal.

En efecto, la frecuencia de encendido de un motor de cuatro tiempos es:

$$f = \frac{zn}{2} \quad (23.2)$$

que, para un rango típico de 750-5000 rpm (motores Diesel de automoción) y 4 cilindros corresponde a 25-166 Hz. Para evitar los efectos de *aliasing*, la frecuencia de adquisición debería ser al menos el doble de la frecuencia de la señal, lo cual con los sistemas actuales no sucede. Además, dado que en el caso de los motores de automoción el régimen de giro varía durante la operación del motor, también lo hace el efecto de la pulsación de la señal sobre el valor adquirido. Esto fuerza el empleo de técnicas de filtrado analógicas (y en algunos casos a sistemas de adquisición sincronizados con el ángulo del cigüeñal) cuyo objetivo es, justamente, eliminar el efecto de la pulsación de la señal.

En los sistemas de control actuales se adquiere únicamente el valor medio de las señales, empleándose alta frecuencia de adquisición exclusivamente para la posición del cigüeñal. Esto es así dado que el encendido y la inyección resultan críticos para el funcionamiento del motor (y además, como se explicará más adelante, el régimen instantáneo del motor permite realizar tareas de diagnóstico del proceso de combustión). En el ámbito de la investigación sí que existen muchas propuestas de sistemas de control basados en la adquisición rápida de variables. Dentro de estas, merecen especial atención las técnicas de diagnóstico y control de la combustión basadas en la medida de la presión en cámara [7,8].

23.4.2 Principales sensores para el control de MCIA

En este apartado se describen los sensores habitualmente empleados para el control de los MCIA, es decir, aquéllos que suministran a la ECU información para control y diagnóstico. Además de una breve explicación sobre el principio de medida empleado, se describe sucintamente la aplicación que tienen cada uno de estos sensores desde el punto de vista del control de los MCIA. Los sensores que se describirán son:

- Sensores de posición, tanto para la detección de la posición y velocidad de giro del cigüeñal, así como para la posición de válvulas, pedal del acelerador, etc.
- Sensores de presión, ya sea del aire en la atmósfera o en el colector de admisión, o del aceite de lubricación y del combustible.
- Sensores de temperatura, con aplicación al aire, al aceite de lubricación y al refrigerante.
- Sensores de caudal de aire.
- Sensores de composición de gases, tanto para la concentración de oxígeno, como para la de óxidos de nitrógeno.
- Sensores de vibraciones para la detección de la detonación en MEP.

Esta lista se podría extender con algunos sensores que tienen potencial para ser incluidos en las tareas de control del motor, o con sensores que se emplean regularmente en las instalaciones de investigación y desarrollo. Se ha preferido, no obstante, reducir el número de sensores a aquellos que estrictamente se pueden encontrar en modelos comerciales de motores, de forma que no se detallarán aquí sensores como los de la medida de la presión en cámara o los analizadores de gases de escape y opacímetros.

En la actualidad es común el uso de sensores de presión en cámara en instalaciones de investigación y la señal registrada permite efectuar un diagnóstico preciso del fenómeno de combustión, por lo que podría integrarse dentro del conjunto de sensores de serie de los motores. Sin embargo, el precio actual del sensor, así como del equipamiento necesario para el acondicionamiento de la señal, han impedido a día de hoy la utilización en grandes series. La Figura 23.8 muestra las características físicas de dichos sensores, tanto para MEP (integrado en la bujía de encendido) como para MEC (integrado en la bujía de calentamiento).

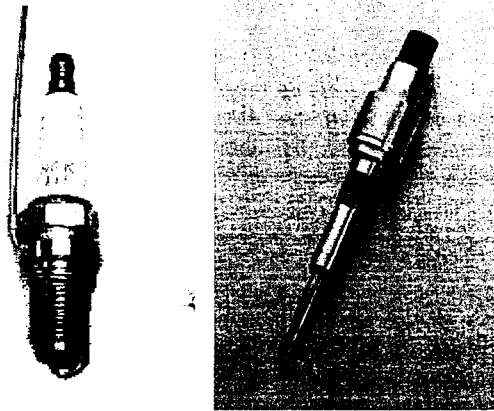


Figura 23.8 Sensores de presión en cámara para MEP (izquierda) y MEC (derecha).

Sensores de posición

Los sensores de posición son empleados ampliamente para el control del motor y suministran una información primordial para la gestión de los parámetros de control del motor. Entre sus aplicaciones principales está la determinación del régimen de giro del motor y la posición angular del cigüeñal, absolutamente necesarias para efectuar el control del ángulo de inyección (en MEP y MEC) y de encendido (en MEP).

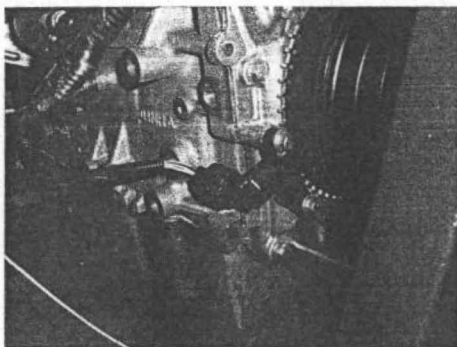


Figura 23.9 Sensor de posición del cigüeñal y rueda dentada.

Suelen emplearse para tal fin sensores inductivos (en el caso del cigüeñal) o de efecto Hall (para el árbol de levas) como los mostrados en la Figura 23.9, capaces de determinar el paso de un extremo metálico frente a ellos (diente de una rueda en general).

En los motores de automoción está bastante extendido el uso de ruedas dentadas en el cigüeñal con un diente cada 6° , como la ilustrada en la Figura 23.10. Con el fin de referenciar la posición del cigüeñal, se eliminan dos dientes consecutivos (lo que resulta en una rueda de 60-2 dientes, nombre por el que se la suele conocer). Para discernir entre el punto muerto superior de compresión y el de cruce de válvulas en los motores de 4 tiempos, existe una segunda rueda denominada rueda de fase que se suele situar en el árbol de levas o en cualquier eje que gire a mitad de régimen de giro que el motor. La Figura 23.10 (derecha) muestra un ejemplo de esta rueda. Esta segunda rueda presenta una sucesión de huecos y dientes que abarcan un ángulo más amplio que en el caso de la rueda situada en el cigüeñal; es necesario que cada diente tenga mecanizado un hueco en la posición simétricamente opuesta a dicho diente (la rueda mostrada en la Figura 23.10 presenta cuatro huecos, aunque en principio sería suficiente con un único hueco de 180°). La distinción entre una u otra fase del ciclo del motor se efectúa comprobando el estado de la rueda de fase en el momento en que se detecta el hueco en la rueda del cigüeñal (el que producen los dos dientes no mecanizados): según el sensor de la rueda de fase detecte diente o hueco, la situación corresponderá a posiciones idénticas del cigüeñal pero en dos fases opuestas del ciclo, como pueden ser la compresión y el escape. De esta forma, la combinación de la información del árbol de levas y el cigüeñal permite detectar de forma precisa la posición angular del motor y la fase en que se encuentra.

presión y el de cruce de válvulas en los motores de 4 tiempos, existe una segunda rueda denominada rueda de fase que se suele situar en el árbol de levas o en cualquier eje que gire a mitad de régimen de giro que el motor. La Figura 23.10 (derecha) muestra un ejemplo de esta rueda. Esta segunda rueda presenta una sucesión de huecos y dientes que abarcan un ángulo más amplio que en el caso de la rueda situada en el cigüeñal; es necesario que cada diente tenga mecanizado un hueco en la posición simétricamente opuesta a dicho diente (la rueda mostrada en la Figura 23.10 presenta cuatro huecos, aunque en principio sería suficiente con un único hueco de 180°). La distinción entre una u otra fase del ciclo del motor se efectúa comprobando el estado de la rueda de fase en el momento en que se detecta el hueco en la rueda del cigüeñal (el que producen los dos dientes no mecanizados): según el sensor de la rueda de fase detecte diente o hueco, la situación corresponderá a posiciones idénticas del cigüeñal pero en dos fases opuestas del ciclo, como pueden ser la compresión y el escape. De esta forma, la combinación de la información del árbol de levas y el cigüeñal permite detectar de forma precisa la posición angular del motor y la fase en que se encuentra.

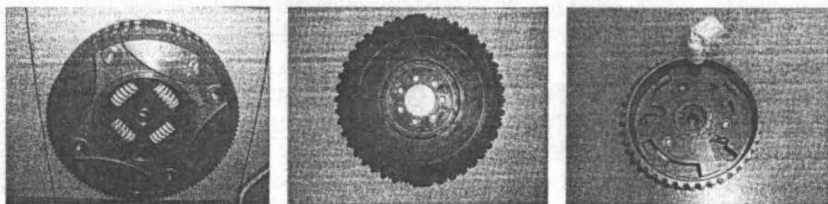


Figura 23.10 Ejemplos de ruedas dentadas: del cigüeñal con 60-2 dientes (izquierda) y con $(20-1+1) \times 2$ (centro). Rueda de fase del árbol de levas con su sensor (derecha).

La mecanización de múltiples dientes en la rueda de fase permite obtener el régimen de giro instantáneo del motor de forma redundante, aunque de forma menos precisa que el obtenido de la rueda del cigüeñal, por disponer esta última de más dientes. Por otra parte, la determinación de la fase del motor suele efectuarse sólo durante su arranque. Una vez localizadas cada una de las fases en un ciclo, la rueda del cigüeñal está perfectamente capacitada para identi-

car cada una de las fases (únicamente efectuando el cómputo de los dientes de la misma). Los motores actuales suelen usar esta estrategia, de forma que, una vez el motor se encuentra en funcionamiento, es posible desconectar el sensor de fase sin que el motor pierda prestaciones (se tolera así el hipotético fallo en funcionamiento del sensor de fase). En estas condiciones, el motor dejará de funcionar si se produce un fallo en el cómputo de los dientes de la rueda del cigüeñal, y no podrá ser arrancado hasta disponer de la señal de ambos sensores.

Dado que el régimen instantáneo de giro es variable según el ciclo que se esté realizando (frenado en momentos de compresión y aceleración en la carrera de expansión) no puede utilizarse el régimen medio del motor como indicativo de la posición angular del mismo con suficiente precisión. Así, el número de dientes que se dispone en la rueda del cigüeñal responde a criterios de precisión en la detección de los instantes de inyección (MEC) o encendido (MEP). Cuanto más elevado sea éste, mejor se identificarán cada uno de esos instantes.

En el mercado pueden encontrarse ruedas con diferente número y configuración de dientes. En general, el número de dientes en MEP es menor que en el caso de MEC. Se tiende, no obstante a la utilización de ruedas con 60-2 (típica ya en motores Diesel) para todos los motores. Utilizando este tipo de ruedas se dispone de una señal angular cada 3° (flancos de subida o bajada de dientes), salvo en el hueco producido por la eliminación de los 2 dientes. Efectuando una interpolación conveniente del régimen de giro instantáneo, obtenido a partir del tiempo en que se detectan estos flancos, y con utilización de los actuales microprocesadores pueden obtenerse un error máximo en la determinación del instante de encendido (MEP) o de inyección (MEC) de $\pm 0,1^\circ$ de cigüeñal a bajo régimen. Esta imprecisión se reduce a medida que aumenta el régimen de giro del motor.

Por otra parte se encuentran los sensores de posición de elementos particulares tales como el sensor de posición del acelerador o los sensores de posicionamiento de los diversos elementos del motor (mariposa admisión, válvulas de control de EGR, turbogruppo, etc.), como los ilustrados en la Figura 23.11.

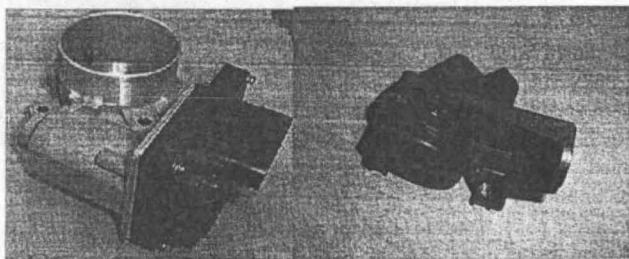


Figura 23.11 Válvula de mariposa con sensor de posición incorporado (izquierda) y potenciómetro de pedal de acelerador accionado por cable (derecha).

En alguno de estos sensores la señal eléctrica de salida se duplica por seguridad, de forma que se generan dos señales a diferente nivel de tensión (caso de la posición del pedal). Si una de las salidas de estos sensores no es coherente con la otra, el sistema de control utiliza parámetros especiales (parámetros de anomalía), para la gestión del mismo.

Sensores de presión

La medida de la presión suele realizarse con sensores basados en el efecto piezorresistivo con los que se obtiene una medida de la presión absoluta. Su economía, así como la capacidad

de transducción para rangos de presión muy extensos (desde presión atmosférica hasta miles de bar) hace que se empleen tanto para la medida de presiones en el colector de admisión (tanto en MEP atmosféricos como en los motores sobrealimentados) y atmosférica, como para la determinación de las presiones de aceite y combustible. Algunas aplicaciones especiales, como la determinación de la colmatación en filtros de partículas, pueden emplear sensores de presión diferencial.

Los sensores piezorresistivos se basan en la variación de la resistencia de un elemento conductor al ser deformado. Aunque el rango dinámico de estos sensores es limitado, es suficiente para la determinación del valor medio de la presión.

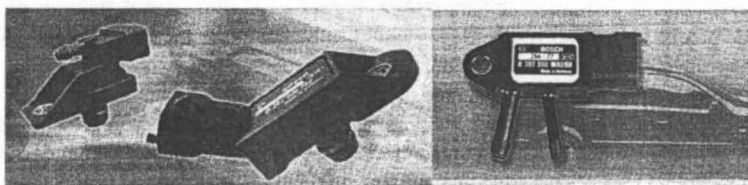


Figura 23.12 Sensores de presión.

En el caso particular de sensores de medida de presión en cámara, suelen utilizarse sensores de presión piezoeléctricos por las características del entorno en que se realiza la medida (alta presión y temperatura y elevados gradientes de presión). Estos sensores generan una medida de presión relativa, por lo que no son capaces de suministrar niveles de presión absoluta por sí solos.

Sensores de temperatura

Para la medida de temperatura suelen emplearse en la actualidad sensores NTC (*Negative Temperature Coefficient*) que aprovechan la variación en la conductividad que experimenta un semiconductor al variar la temperatura. Esto permite obtener medidas fiables y precisas hasta 150 °C, lo que es adecuado para la medida de la temperatura atmosférica y la temperatura del aire en el colector de admisión, así como la temperatura del refrigerante y del lubricante. Las termorresistencias y termopares permiten un mayor rango de temperaturas de funcionamiento, pero no son empleadas de forma habitual salvo en laboratorios de investigación y desarrollo. Los sensores de temperatura suelen presentar una carcasa metálica con alta conductividad térmica, tal y como muestra la Figura 23.13.

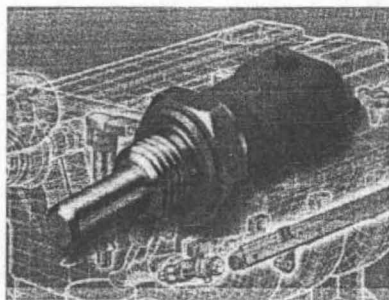


Figura 23.13 Sensor de temperatura.

La temperatura del lubricante es un parámetro clave para la detección de problemas en el sistema de lubricación y está integrada en el sistema de diagnóstico. En general, un valor excesivo de la misma debe forzar la parada del motor. Además, las temperaturas del lubricante y del refrigerante permiten detectar si el motor está funcionando en condiciones de operación nominal (es decir, si el sistema de refrigeración ha alcanzado la temperatura de funcionamien-

to regulada por el termostato) o si el motor se encuentra anormalmente caliente o frío (lo cual es una circunstancia habitual durante los primeros minutos tras un arranque). La mayoría de algoritmos de control del motor tienen en consideración estas medidas de temperatura y adaptan los reglajes de los diferentes subsistemas al estado en que se encuentra el motor.

Respecto a las temperaturas del aire atmosférico y del aire en el colector de admisión, éstas son empleadas de forma regular en la gestión del aire. En concreto, en el caso de los motores sobrealimentados, la temperatura atmosférica, junto con la presión atmosférica, permite corregir el gasto del compresor, tal y como se vio en el apartado 11.4.1, con el fin de monitorizar y prevenir problemas por bombeo o sobrerégimen.

La temperatura en el colector de admisión, conjuntamente con la presión de sobrealimentación y el gasto de aire fresco, medido por el caudalímetro, puede ser empleada para la estimación indirecta del gasto de EGR. Esta estrategia permite comprobar el buen funcionamiento de este sistema. La ecuación (23.3) indica la forma de proceder en este caso:

$$\dot{m}_{EGR} = \eta_v n i \frac{P_{ad}}{R_g T_{ad}} V_T - \dot{m}_a \quad (23.3)$$

donde el gasto de gas recirculado \dot{m}_{EGR} se calcula a partir de la diferencia del aire admitido (estimado a través del rendimiento volumétrico η_v , la densidad de la mezcla de gases en el colector de admisión $p_{ad}/R_g T_{ad}$, el régimen de giro n y las características del motor V_T , i y el gasto de aire fresco en la admisión \dot{m}_a .

Sensores de caudal de aire

La disposición de una medida fiable del caudal de aire que atraviesa el motor se hace fundamental en los motores de encendido provocado con gestión electrónica, puesto que permite determinar la cantidad de combustible que debe introducirse en los cilindros. Los primeros dispositivos utilizados en dichos motores disponían de una compuerta instalada en el conducto de admisión, cuya posición variaba en función del caudal entrante al motor, que vencía la acción de un muelle. Un sensor de posición de dicha compuerta indicaba, con una precisión relativamente alta, el caudal de aire del motor. Estos primeros dispositivos mecánico-electrónicos han sido desplazados por los actuales caudalímetros de hilo caliente, más robustos y de mayor precisión que los de compuerta y que, además, miden directamente el gasto másico en lugar del caudal de aire.

En el caso de los motores de encendido por compresión, este dispositivo no aparece hasta la entrada en el mercado de los motores con recirculación de gas de escape (EGR), y es precisamente este fenómeno el que obliga a su utilización, precisamente para efectuar la regulación del caudal recirculado. Durante la operación con EGR, la relación entre el gasto de aire y la presión de admisión del motor (sea el motor sobrealimentado o no) deja de cumplir la relación dictada por el rendimiento volumétrico deducida en el Capítulo 3, y debe considerarse también el gasto de EGR de acuerdo con la ecuación (23.3). Es en este punto donde es crucial el uso del sensor de gasto de aire, pues para la misma presión de admisión el motor puede operar con diferentes gastos de aire dependiendo del porcentaje de EGR realizado. En los motores sin sistema de EGR es posible determinar indirectamente el gasto de aire a través de la medida de la presión de sobrealimentación, y de una estimación del rendimiento volumétrico y de la temperatura de admisión.

En la Figura 23.14 se muestra un sensor actual de gasto de aire (caudalímetro), basado en el empleo de un hilo o placa caliente. La aplicación de este tipo de sensores es una solución para la medida del gasto de aire con un tiempo de respuesta reducido, muy pequeña caída de presión, bajo coste y poca sensibilidad a las variaciones en las condiciones atmosféricas.

Sensores de composición de gases

Los sensores de composición de gases [9] vienen empleándose de forma regular en los MCI desde los años 70. Desde entonces, los sensores de concentración de oxígeno, también conocidos como sondas lambda (nombre que reciben debido a la forma de su curva de respuesta), son una pieza clave para el control de los MEP al permitir un control preciso del dosado, lo que es necesario para el funcionamiento de los catalizadores de tres vías. En la actualidad hay disponibles varios tipos de sensores de concentración de oxígeno, así como sensores de concentración de óxidos de nitrógeno. Estos últimos se han desarrollado recientemente y parecen fundamentales para la implantación de los catalizadores selectivos de reducción (SCR) en los MEC. En la Figura 23.15 pueden verse este tipo de sensores.

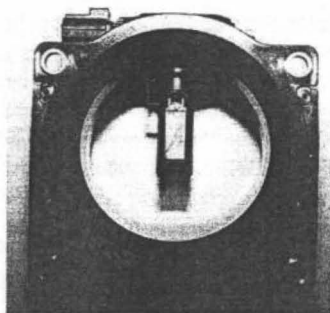


Figura 23.14 Caudalímetro de hilo caliente.



Figura 23.15 Sondas lambda y sonda de concentración de NOx.

Las sondas de oxígeno más comunes están basadas en un electrolito cerámico (generalmente dióxido de circonio) que es permeable al oxígeno a alta temperatura, y unos electrodos de platino. Este conjunto constituye una pila electroquímica de estado sólido (célula de Nernst) donde la diferencia en la presión parcial entre las dos caras del electrodo, una de ellas expuesta al aire atmosférico y otra al gas cuyo contenido en oxígeno quiere medirse, produce una diferencia de potencial. La respuesta del sistema no es lineal con el dosado del motor, sino que se produce un salto brusco al pasar de dosados pobres (exceso de oxígeno), en los que la tensión de salida se encuentra entre 50-200 mV, a ricos, obteniéndose tensiones de salida entre 800-1000 mV.

La Figura 23.16 presenta gráficamente este comportamiento. Tal respuesta permite detectar el paso de condiciones de mezcla rica a pobre, lo que la hace conveniente para el control de la mezcla en MEP con mezcla estequiométrica.

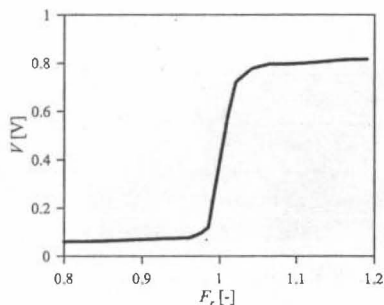


Figura 23.16 Respuesta característica de una sonda lambda.

gaseno de banda ancha tienen aplicación tanto en MEP como en MEC, pues responden convenientemente a mezclas pobres y ricas.

Más recientemente, se han desarrollado los sensores de oxígeno de banda ancha, también conocidos como UEGO (*Universal Exhaust Gas Oxygen*), que añaden una bomba de oxígeno para igualar las presiones parciales del aire atmosférico y del gas cuya composición se quiere medir, tal y como muestra la Figura 23.17. El consumo eléctrico de dicha bomba de oxígeno depende de la diferencia en la presión parcial entre el gas y la atmósfera, lo que permite determinar el contenido en oxígeno del gas. Debe notarse que la sonda es sensible a la presión parcial, y no a la concentración. De esta forma, cuando la presión del gas no es la atmosférica, dicho valor debe corregirse. Las sondas de oxígeno de banda ancha tienen aplicación tanto en MEP como en MEC, pues responden convenientemente a mezclas pobres y ricas.

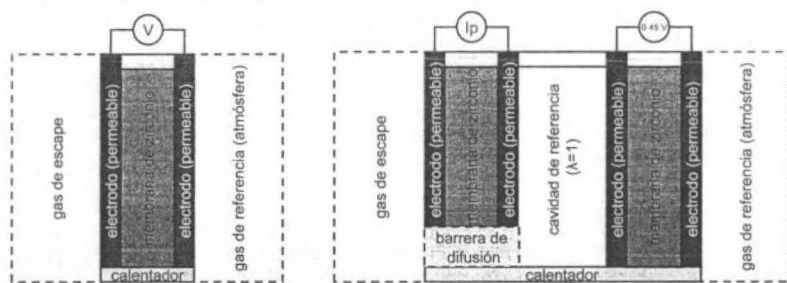


Figura 23.17 Estructura de una sonda lambda (izquierda) y de una sonda lambda de banda ancha (derecha).

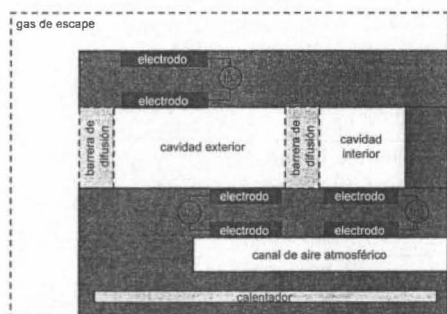


Figura 23.18 Estructura de una sonda de NO_x .

Finalmente, las sondas de NO_x presentan una doble cavidad. En la primera de ellas se elimina el oxígeno del gas (la medida de la bomba de oxígeno permite también la determinación del contenido en oxígeno) hasta un valor controlado de 1000 ppm con el fin de evitar la reducción de los óxidos de nitrógeno. En un segundo paso, tras la reducción del NO a N_2 y O_2 , se obtiene una segunda medida que es proporcional al contenido en NO del gas más la cantidad residual de oxígeno. Este funcionamiento se esquematiza en la Figura 23.18.

Sensores de vibraciones

Algunos MEP cuentan con sensores destinados a la detección de la combustión detonante y que permiten un control activo del avance de encendido. Esto permite una mejora de las prestaciones del motor pues es posible ajustar el avance de encendido hasta el límite que supone la aparición de la detonación. Se trata de acelerómetros ubicados en el bloque que detectan la vibración del mismo. La Figura 23.19 muestra un ejemplo de tales sensores.

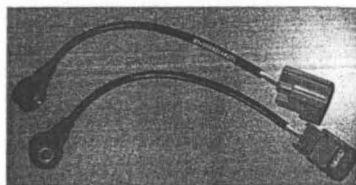


Figura 23.19 Sensores de vibraciones.

23.5 Algoritmos de control

De acuerdo con lo expuesto en el apartado 23.3.1, la estructura del software de control tiene un carácter funcional, de forma que hay algoritmos dedicados específicamente al control de los diferentes subsistemas. El intercambio de información entre los diferentes componentes se hace a través de las capas lógicas superiores, que permiten la coordinación de los mismos.

El software de control atiende a un diseño de controlador discreto, con un paso de computación generalmente en el entorno de 10 ms. Esto significa que todas las variables internas son recalculadas con esa frecuencia, y es precisamente esa la frecuencia con la que las funciones intercambian la información. Es evidente que la selección de este paso de computación fuerza el uso de valores medios en las medidas, pues la pulsación del motor se produce a una frecuencia netamente superior.

Por su parte, la TPU, o unidad de procesado del tiempo, permite el sincronismo con la posición del cigüeñal de los sistemas que lo requieren, como es el caso del control de la inyección y del encendido. Sin embargo, esta sincronización se realiza a bajo nivel y, por lo general, el cálculo de los valores de referencia se realiza en las capas superiores en el dominio temporal con el paso referido anteriormente.

Desde el punto de vista de las estructuras de control empleadas, la ECU combina los sistemas en bucle abierto y los sistemas en bucle cerrado [10]. Por su parte, las máquinas de estados permiten variar el esquema de control según el modo de funcionamiento del motor.

Control en bucle abierto

En los sistemas de control en bucle abierto, la acción de control (acción aplicada sobre el motor) se calcula directamente en base a una serie de medidas del motor y de variables internas del calculador sin que exista ningún tipo de realimentación de la variable que se quiere controlar. La Figura 23.20 muestra un ejemplo sencillo de tal tipo de sistema de control.

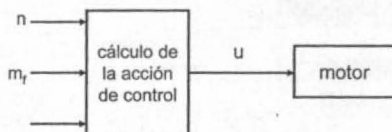


Figura 23.20 Ejemplo de acción de control en bucle abierto.

Estos sistemas presentan una gran estabilidad y no precisan de sensores específicos que midan la variable a controlar. Evidentemente, el sistema no puede garantizar que dicha variable alcance el valor deseado y las perturbaciones, la dispersión de fabricación y la deriva del sistema pueden afectar sensiblemente la respuesta del sistema. Aun así, los motores presentan un gran número de sistemas accionados con estructuras de control en bucle abierto, como el control de la cantidad de combustible inyectada en el caso de los MEC.

Control en bucle cerrado

En el control en bucle cerrado, existe una medida directa de la variable que se desea controlar, medida que se emplea para realimentar la acción de control. Por ejemplo, en un control en bucle cerrado de la presión de sobrealimentación, se compara el valor alcanzado en ésta con el valor de referencia y la acción de control se calcula en función de la diferencia entre ambas (valor conocido como error). La Figura 23.21 muestra un sistema de control en bucle cerrado.

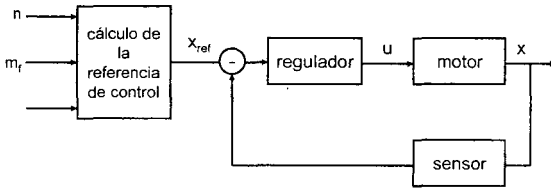


Figura 23.21 Ejemplo de bucle cerrado para el control.

En comparación con el control en bucle abierto, un controlador en bucle cerrado permite cancelar el error de posición, es decir, asegurar que el valor final de la variable sea el de referencia (si es factible), pero a costa de una mayor complejidad y riesgo de inestabilidades.

El controlador en bucle cerrado más popular es el conocido como PID (Proporcional-Integral-Derivativo), que calcula la acción de control en un determinado instante u_k como una suma de tres acciones: una proporcional al error, otra integral al error (que permite cancelar el error en estacionario) y otra que considera la derivada del error. La expresión de un controlador de este tipo presenta la forma:

$$u_k = k_p e_k + k_i \sum_{j=1}^k e_j + k_d (e_k - e_{k-1}) \quad (23.4)$$

Dado un sistema determinado, el valor de las constantes proporcional k_p , integral k_i y derivativa k_d condiciona las prestaciones del controlador (estabilidad, tiempo de establecimiento, existencia de sobreoscilaciones, capacidad de cancelación del ruido y de perturbaciones, etc.). Desafortunadamente, el valor óptimo de estas constantes depende del sistema a controlar. Dado que los MCIA presentan un comportamiento no lineal y están sujetos a saturaciones, a menudo resulta preciso variar los valores de las constantes del controlador en función de las condiciones de operación y de la magnitud y signo del error en el bucle de control, lo que supone un esfuerzo considerable de calibración.

Por lo general, los controles en bucle cerrado se combinan con acciones de control en bucle abierto con el fin de mejorar la respuesta del sistema y mitigar el efecto de las perturbaciones conocidas (estrategia conocida como *feed-forward*); la Figura 23.22 muestra un ejemplo de combinación de ambas. Debe destacarse además que, aunque dos sistemas realimenta-

dos sean estables de forma independiente, el funcionamiento del motor puede inestabilizarse si los actuadores particulares de dichos sistemas actúan conjuntamente. Esto sucede por ejemplo en algunos motores sobrealimentados si se pretende controlar el EGR y la presión de sobrealimentación (mediante una turbina de geometría variable, TGV, por ejemplo). Esta situación puede forzar a controlar alguno de los sistemas mediante una estrategia de control en bucle abierto.

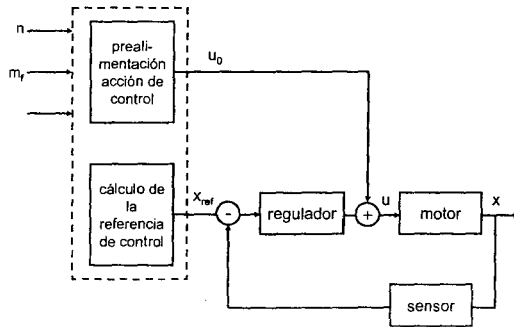


Figura 23.22 Combinación de bucle abierto y bucle cerrado.

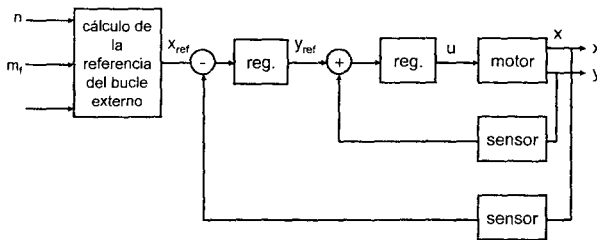


Figura 23.23 Ejemplo de control en cascada.

También son comunes los controles en cascada, que consisten en dos (o más) controles en bucle cerrado anidados. La Figura 23.23 presenta un ejemplo de este tipo de control. Estas estructuras suelen emplearse en sistemas que

tienen efectos de histéresis significativos en el actuador (es decir, la posición del actuador no depende únicamente de la acción de control, como en el ejemplo de la Figura 23.24, sino que existe una no linealidad asociada a la historia de la posición). En los controles en cascada se emplea un bucle interno rápido para el control de la posición del actuador, mientras que el bucle externo se emplea para el cálculo de la referencia de posición y es realimentado por la variable que se quiere controlar (por ejemplo presión de sobrealimentación en el caso de la TGV).

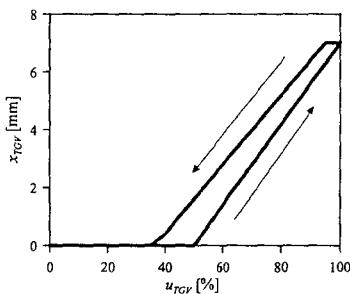


Figura 23.24 Ejemplo de ciclo de histéresis en la posición de una TGV.

Máquina de estados

Las máquinas de estados permiten realizar transiciones entre diferentes modos de operación del sistema motor. En los sistemas de control de motores tienen una importancia creciente, pues la estructura de control debe adaptarse a muy diversas situaciones: operación normal, operación en baja temperatura, arranque, regeneración de sistemas de postratamiento, funcionamiento con fallos, etc. Implementar un único sistema de control como los mostrados anteriormente capaz de gestionar adecuadamente todas las situaciones resulta complejo y supone un coste de calibración importante. La solución a esto pasa por implementar varios controladores más sencillos que son activados o desactivados según ciertas reglas. Precisamente este es el concepto de las máquinas de estados en las que se definen varios modos de operación y una serie de leyes de transición entre ellos. En cada uno de estos estados se pueden implementar controladores independientes (aunque varios estados pueden compartir un mismo controlador). La Figura 23.25 esquematiza un ejemplo de máquina de estados.

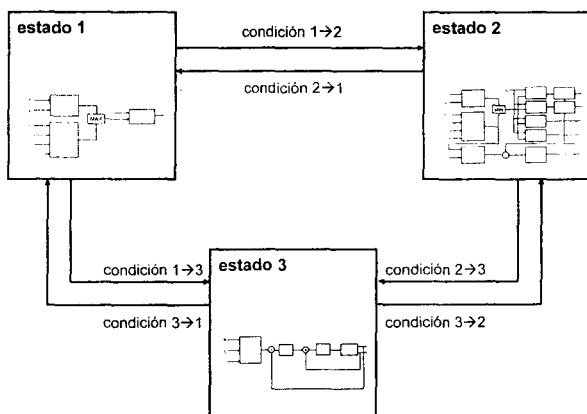


Figura 23.25 Ejemplo de máquina de estados.

23.5.1 Principales algoritmos en motores de encendido provocado

Control de la mezcla

El control de la mezcla aire-combustible es crítico en los MEP: por un lado, la potencia entregada por el motor es aproximadamente proporcional a la cantidad de mezcla admitida, y por otra parte, ésta debe mantenerse en unas condiciones muy precisas de dosado con el fin de permitir un correcto funcionamiento del catalizador de tres vías. En efecto, tal y como se estudió en el apartado 21.3.3, la oxidación de HC y CO precisa de atmósferas con exceso de oxígeno, mientras que son necesarias atmósferas reductoras para la disminución efectiva de NOx. Asegurar condiciones estequiométricas es por lo tanto un aspecto prioritario para el correcto funcionamiento del sistema.

Generalmente, el control de la mezcla consta de dos partes, tal como se muestra en la Figura 23.26:

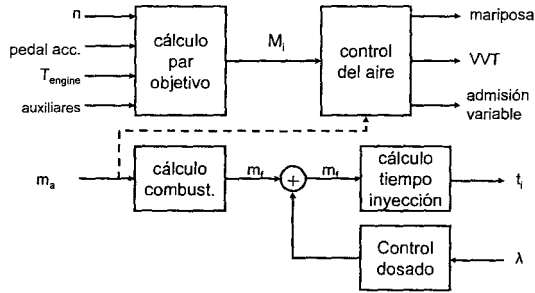


Figura 23.26 Control de la mezcla en MEP.

- Un controlador en bucle abierto, a partir del requerimiento de par (obtenido en el nivel de coordinación a partir de la posición del acelerador, régimen de giro, auxiliares activos, etc.) y las condiciones de operación, fija la posición de la mariposa de admisión y de otros sistemas de actuación en el bucle de aire, como puede ser el sistema de distribución variable o los colectores de geometría variable. En algún caso el control puede ser en bucle cerrado, si incluye una realimentación del gasto de aire o de la presión en el colector (lo cual suele suceder en los motores sobrealimentados), pero esto no es necesario en general.
- Un controlador de la duración de la inyección, que tiene en cuenta el valor del aire admitido (en forma de un control *feed-forward*) y una realimentación en base a la medida de la sonda lambda. Este control debe ser preciso, pues una variación en el valor medio del dosado de 0.1% puede duplicar las emisiones de algunos contaminantes. Durante los transitorios de carga y régimen de giro, pueden producirse desviaciones momentáneas del dosado respecto al estequiométrico, admisibles mientras su valor no exceda el rango del 2-3%, pues el catalizador tiene cierta inercia en la conversión y es capaz de absorber las variaciones en el dosado mientras su valor medio se mantenga en el estequiométrico. De hecho, incluso en el funcionamiento estacionario, debido a la respuesta de la sonda lambda mostrada en la Figura 23.16, el motor pasa de dosado pobre a rico de forma cíclica, lo que no impacta en las emisiones mientras la amplitud en la variación sea pequeña.

Adicionalmente al esquema de control general, es posible tener una corrección de la cantidad de combustible inyectada en cada cilindro (en el caso de que se empleen inyectores independientes para cada uno de ellos). El análisis del régimen instantáneo del motor es capaz de detectar diferencias en el par entregado entre cilindros, además de revelar fallos de encendido (lo que, como se presentará en el apartado 23.5.4, es necesario por normativa). Tal y como ilustra la Figura 23.27, las diferencias en el par entregado por cada cilindro afectan a la regularidad de rotación del motor, lo que es apreciable a bajo régimen incluso en el

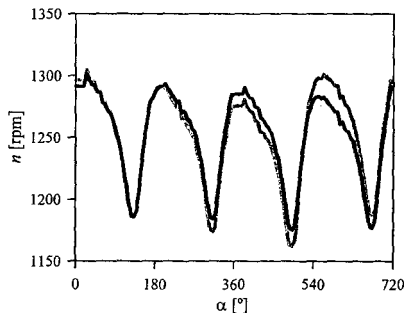


Figura 23.27 Régimen instantáneo de un motor sin fallo de inyección (negro) y con un fallo del 20% en un cilindro (gris).

caso de fallos parciales. Las diferencias en el par entregado pueden ser consecuencia de problemas de equilibrado, dispersión de fabricación de los cilindros e inyectores, ensuciamiento de los inyectores, pérdida de compresión, etc. Tanto en los MEP como en los MEC, estas diferencias pueden mitigarse mediante un control individualizado de la cantidad de combustible inyectado [11].

El control expuesto anteriormente es válido para MEP en modos de combustión con mezcla homogénea y regulación con mariposa de admisión. Además, en el caso de los motores operando con mezcla pobre (apartado 18.2.4) sólo es posible realizar el control en bucle cerrado del dosado si se emplea una sonda lambda de banda ancha.

Control del avance de encendido

Para el control del encendido se emplea en general un control en bucle abierto que, en base a las condiciones de la mezcla, grado de carga, régimen de giro y temperatura de operación, entre otras variables, aplica un determinado valor de avance de encendido. El control de este parámetro en bucle cerrado fuerza a la implementación de una medida determinada como puede ser la instalación de un captador de presión en cámara. Los motores actuales no utilizan un captador de esas características, por lo que no es posible efectuar un control completo en bucle cerrado. La TPU se encarga de sincronizar el momento de encendido o inyección (según se trate de MEP o MEC) con la posición del cigüeñal para producir el inicio de la combustión en el momento adecuado del ciclo termodinámico.

Actualmente, se ha extendido el uso de un sensor de detonación en MEP, que registra las aceleraciones del bloque y proporciona información sobre el proceso de combustión. En estos motores es posible realizar una corrección sobre el valor obtenido por el controlador en bucle abierto, de forma que el encendido se adelanta hasta que se alcanza un cierto valor de vibración (o se retrasa para evitar un nivel de detonación excesivo). Esto permite adaptar el encendido a las características de octanaje del combustible y optimizar el avance absorbiendo la dispersión de fabricación entre motores, pudiendo así mejorarse el consumo del motor.

23.5.2 Principales algoritmos en motores de encendido por compresión

La principal diferencia en el control entre los MEC y los MEP reside en que en los primeros el control del sistema de aire está desacoplado del control del sistema de combustible (salvo en algunas condiciones operativas de los motores Diesel turboalimentados), mientras que en los segundos el control del dosado resulta imprescindible por los requerimientos que impone el sistema de postratamiento. No obstante, debe indicarse que existe una convergencia creciente entre los sistemas de control aplicados a ambos tipos de motores. De hecho, los MEP de inyección directa presentan características de funcionamiento muy parecidas a los MEC en lo relativo al control del régimen de giro y de la inyección, y por tanto en el control realizado sobre sus sistemas.

Control del aire

En el caso de los MEC de aspiración natural sin recirculación de gases de escape no es preciso realizar ningún tipo de control, pues el aire admitido por el motor no se regula. Una gran parte de los MEC empleados actualmente en automoción son generalmente sobrealimentados y poseen un sistema de recirculación de gases de escape, por lo que este apartado se dedica exclusivamente a ellos.

Los actuadores principales de este tipo de sistemas son la válvula de EGR y un actuador en el sistema de sobrealimentación, ya sea una TGV o un *Waste Gate* (WG). Junto con éstos, pueden encontrarse asimismo sistemas de gestión térmica del aire como, por ejemplo, las mariposas para el *bypass* del refrigerador del aire de sobrealimentación en determinadas condiciones de funcionamiento del motor.

El principal problema al que se enfrenta el control de los sistemas de sobrealimentación y de recirculación de gases de escape, es la existencia de un importante acoplamiento entre ambos.

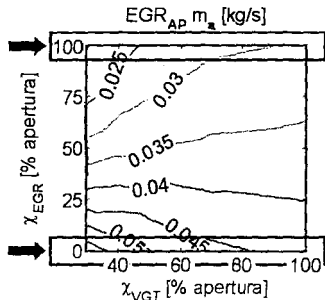


Figura 23.28 Gasto de aire en función de la posición de la TGV y la válvula de EGR para un punto de operación de un motor.

Es decir, las acciones realizadas sobre cualquiera de los actuadores tienen un efecto directo sobre la presión de sobrealimentación y sobre la cantidad de gas recirculado. Además, en algunos casos existen inversiones de comportamiento en la respuesta del sistema. Como ejemplo ilustrativo, la Figura 23.28 muestra cómo la respuesta en el gasto de aire fresco admitido al variar la posición de la TGV es diferente según la válvula de EGR esté abierta o cerrada. Con la válvula de EGR completamente cerrada, al cerrar la TGV se aumenta la presión de sobrealimentación y con ello el gasto admitido, tal y como se muestra en el recuadro inferior de la figura; sin embargo, si el cierre de la TGV se produce con la válvula de EGR completamente abierta, lo que corresponde al recuadro superior, el aumento de la presión en la entrada de la turbina genera una mayor cantidad de EGR que causa finalmente una disminución del gasto de aire fresco (aun cuando la presión de sobrealimentación aumenta).

El fuerte acoplamiento entre ambos sistemas puede provocar inestabilidades si se les intenta controlar en bucle cerrado, con el objetivo de obtener a la vez un determinado gasto de aire, junto con una determinada presión de admisión. Con objeto de evitar la aparición de dichas inestabilidades, la solución más común consiste en el control independiente de cada sistema (turboalimentación y EGR), de forma que se controla en bucle cerrado una determinada variable con un sistema (por ejemplo el gasto de aire actuando sobre la válvula de EGR), mientras que se actúa en bucle abierto con el otro (posición fija de la TGV). En los motores de automoción destinados a turismos, dado que el ciclo de homologación se centra en la zona de bajo régimen de giro y carga, es común la utilización de un esquema de control como el que se representa en la Figura 23.29, donde se adoptan dos modos de operación: en la zona controlada por la norma de emisiones se

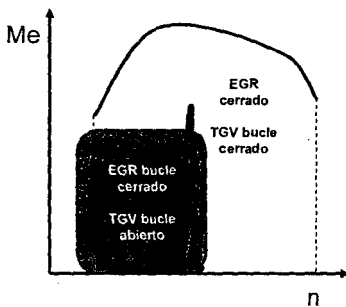


Figura 23.29 Operación de un motor durante el ciclo MVEG (negro) y zonas de control habituales en un motor Diesel.

En los motores de automoción destinados a turismos, dado que el ciclo de homologación se centra en la zona de bajo régimen de giro y carga, es común la utilización de un esquema de control como el que se representa en la Figura 23.29, donde se adoptan dos modos de operación: en la zona controlada por la norma de emisiones se

realiza EGR, mientras que en el resto del mapa de operación del motor no.

En la zona de bajo régimen de giro y carga se controla la cantidad de EGR en bucle cerrado y la turbina se actúa en bucle abierto (en general con un bucle cerrado de posición, pero sin regular directamente la presión). Dado que no es posible la medida directa del gasto de EGR y la medida de la concentración de oxígeno en el colector de admisión no está extendida (y presenta algunos problemas técnicos), la determinación de la cantidad de EGR que va a producirse en el motor se hace indirectamente a través del gasto de aire medido. La Figura 23.30 muestra el esquema de este sistema de control.

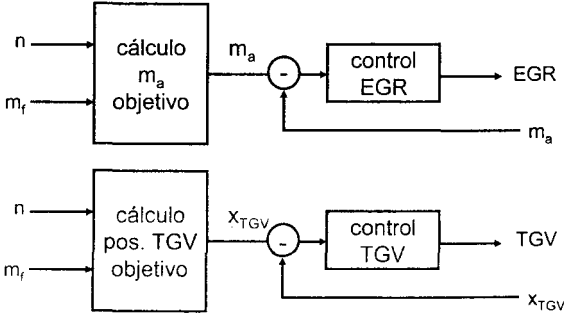


Figura 23.30 Esquema de control con EGR en bucle cerrado y TGV en bucle abierto.

En el resto del mapa del motor, la válvula de EGR se mantiene cerrada, y la TGV (o WG) controla la presión de sobrealimentación en bucle cerrado, tal y como muestra la Figura 23.31.

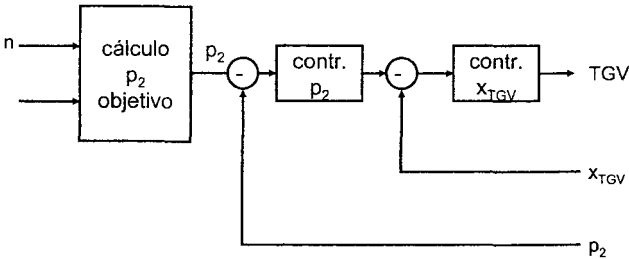


Figura 23.31 Esquema de control con la válvula de EGR cerrada y TGV en bucle cerrado.

Control de la inyección y sistema de limitación de humos

En los MEC actuales el sistema de gestión del combustible es prácticamente independiente del sistema de renovación de la carga cuando el motor trabaja en condiciones estacionarias. Esto significa que, con la excepción de la función de limitación de humos que se explicará más adelante, el motor gestiona la inyección con independencia del gasto de aire admitido y del EGR. Tal y como esquematiza la Figura 23.32 el sistema cuenta con un sistema en bucle abierto que, en función del punto de operación y de diversas variables auxiliares, selecciona la presión a la que va a introducirse el combustible, el número de inyecciones a efectuar, el instante (ángulo de cigüeñal) en que van a producirse cada una de las inyecciones y la duración de las mismas. La TPU es la encargada de gestionar la sincronización de la inyección.

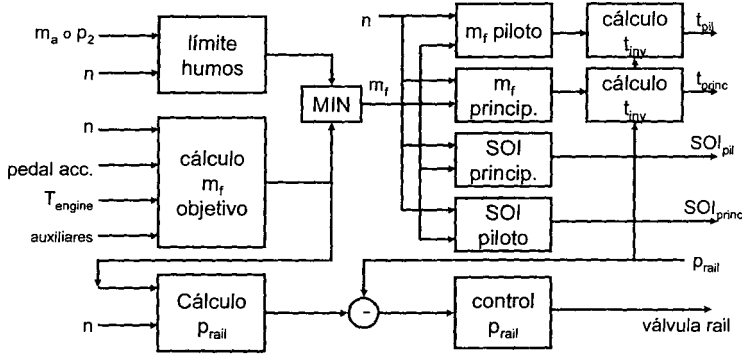


Figura 23.32 Gestión de la inyección de combustible.

Tal y como se muestra en el ejemplo de la Figura 23.33, a lo largo de su campo de operación el motor puede variar el número de inyecciones activas (siendo actualmente su número de hasta 5 por cilindro y ciclo). Como se expuso en el Capítulo 22, el uso de inyecciones piloto permite disminuir el ruido, mientras que con las postinyecciones se controlan las emisiones de partículas. Por su parte, la presión de inyección se controla en bucle cerrado, con el fin de mantener su valor de referencia (valor tabulado que varía de forma significativa a lo largo del rango de operación del motor).

Debe notarse que el sistema de inyección funciona esencialmente en bucle abierto. Esto es, el tiempo de inyección se calcula en función de la presión de inyección y la cantidad de combustible que se desea inyectar. Como las características del inyector pueden variar por dispersiones de fabricación o por el envejecimiento y ensuciamiento, puede haber importantes diferencias entre el valor de referencia y la cantidad que realmente se inyecta. Algunos motores utilizan una UEGO en el colector de escape con el fin de corregir esto, pero esta estrategia no se encuentra generalizada en la actualidad. Por otra parte, de forma similar a como se hace en MEP, es posible corregir la dispersión entre cilindros mediante un análisis de la variación instantánea del régimen de giro del motor.

El sistema expuesto permite una operación satisfactoria del motor en condiciones estacionarias, pero presenta problemas durante los transitorios en el caso de los motores sobrealimentados. Así, el retardo que experimenta el turbocompresor ante aumentos bruscos de carga, tal como se indicó en el Capítulo 11, produce que el aire disponible en la cámara de combustión sea inferior al necesario para quemar todo el combustible. Si se inyectase el combustible que realmente demanda el usuario, el dosado relativo sería excesivo (incluso superior a 1), con el consiguiente deterioro de la combustión, reducción de la eficiencia del motor y emisión de sustancias contaminantes.

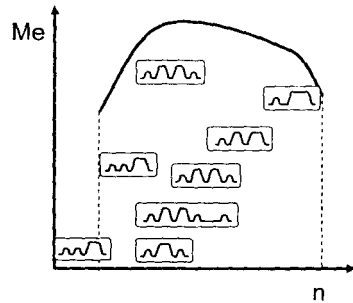


Figura 23.33 Variación del perfil de inyección en función del punto de operación.

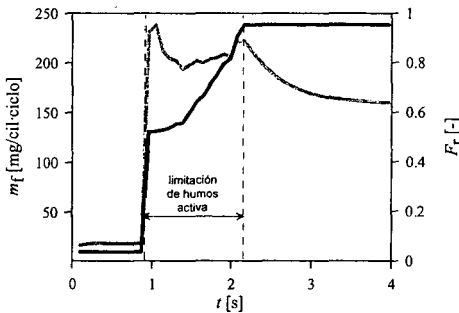


Figura 23.34 Ejemplo de operación del sistema de limitación de humos durante una aceleración.

Con el fin de mitigar este efecto, la función de limitación de humos incluida en la Figura 23.32 impide que se suministre una cantidad excesiva de combustible, teniendo en cuenta la cantidad de aire que realmente existe en la cámara (en algunos motores se emplea la medida de la presión en el colector de admisión en vez de la del gasto de aire). La Figura 23.34 muestra el funcionamiento del limitador de humos durante un aumento brusco de la carga; aunque se pretende realizar un cambio brusco en forma de escalón en la cantidad de combustible inyectada, esta se limita con el fin de mantener el dosado relativo controlado. Una vez el turbogrupo se ha

acelerado lo suficiente y el nivel de aire y presión de sobrealimentación es adecuado si se inyecta la totalidad del combustible.

23.5.3 Control del ralentí y del arranque

Se comentan en este apartado las estrategias utilizadas para el control de algunas situaciones particulares que aparecen frecuentemente en la utilización de los motores alternativos. Dichas situaciones corresponden a dos estados de operación específicos que por sus características particulares son abordados de forma específica. Se dedica este apartado a los procesos de ralentí y arranque de los motores, referidos tanto a MEP como a MEC.

Control del ralentí

La función del control del ralentí es evitar la parada del motor cuando la demanda de carga es nula. Para ello se actúa sobre la cantidad de combustible introducida en el motor, estableciendo un control en bucle cerrado de forma que el motor gire al régimen de ralentí consignado. En motores actuales (con control electrónico de sistemas), este valor consignado del régimen de ralentí puede variar ligeramente en función de diversos parámetros como son la temperatura de operación del motor, la conexión de auxiliares (equipo de climatización en vehículos), o la velocidad del vehículo. En general, los cambios de consignado de régimen de ralentí son inferiores al 5% de su valor habitual (vehículo parado sin activación de elementos auxiliares y en condiciones de temperatura normales). Una vez determinado el error entre el régimen real de funcionamiento del motor y el de consignado, la actuación en los motores actuales, está gobernada en general por un regulador de tipo PID.

El control del ralentí es una función totalmente independiente y diferente de las utilizadas cuando el motor se encuentra en carga y se activa únicamente cuando la demanda de potencia es nula (pedal del acelerador en posición mínima). Las actuaciones son ligeramente diferentes si se comparan MEC y MEP. En los primeros existe una única actuación sobre la entrega del combustible, mientras que en MEP es necesario modificar tanto el combustible como el aire que van a introducirse en la cámara. Para ello, en este último, los motores suelen disponer de conductos de suministro de aire adicional controlado mediante el uso de válvulas de control de ralentí produciendo un *bypass* de la mariposa de admisión. Así, una pequeña regulación efec-

tuada sobre dichas válvulas modifica ligeramente la cantidad adicional de aire que entra en el motor; esto es detectado inmediatamente por el caudalímetro de aire, lo que produce una modificación en el combustible introducido en sentido de situar al motor en las condiciones de régimen establecidas. En los motores más modernos que incorporan la mariposa de carga con actuación eléctrica y sensor de posición incorporado, el conducto de aire adicional no está presente, y es la actuación sobre la propia mariposa la que efectúa la regulación del régimen de ralentí. El control del ralentí resulta parecido a la función *cruise control* que presentan muchos vehículos actuales.

Por otro lado, el control del ralentí de los motores actuales ha producido una disminución del combustible consumido, sobre todo en MEP, debido a que la estrategia indicada anteriormente produce el corte total del combustible introducido en el motor en situaciones de arrastre del mismo (actuación nula sobre el pedal y régimen del motor superior al de consigna). La situación más típica en automoción es la que se produce en descensos y deceleraciones, durante los cuales, el consumo de combustible es idénticamente nulo, mientras no se actúe sobre el pedal del acelerador.

Arranque de los motores

La operación de arranque de los motores se tiene en cuenta de forma particular dentro de las estrategias de control de los mismos. Esta operación puede realizarse sin dificultad en condiciones favorables (motor caliente o condiciones ambiente en torno a las estándar), pero puede resultar dificultosa en otras situaciones. En cualquier caso, es necesario disponer de una estrategia específica lo suficientemente robusta para que el arranque del motor se produzca incluso cuando las condiciones no son favorables (bajas temperaturas o presiones ambiente), en un tiempo relativamente corto. Esta acción se ve además condicionada por la reducida potencia de los sistemas típicos de arranque de los motores, cuya capacidad de arrastre no consigue hacer girar el motor a un régimen elevado (en general no se suele sobrepasar la mitad del régimen de ralentí).

Una vez el usuario actúa sobre el dispositivo de arranque del motor, el sistema de control, previa alimentación y comprobación de los sensores y actuadores del motor (diagnóstico inicial), establece unas determinadas estrategias según la secuencia siguiente:

1. Arrastre inicial. En esta etapa, que corresponde a las primeras revoluciones del motor al accionar el motor de arranque, el régimen de giro del motor es inferior a un valor mínimo aproximadamente 1/15 del régimen de ralentí. En esta fase se produce la sincronización del motor (determinación de la fase del motor y posición angular del mismo), lo que resulta necesario para gestionar la inyección (en MEP y MEC) y el encendido (en MEP). Durante esta fase no se inyecta nada de combustible.
2. Aceleración rápida. Una vez superado el arrastre inicial, se comienza a introducir combustible en el motor en condiciones preestablecidas con objeto de obtener un alto nivel de potencia en cada ciclo de trabajo, con ayuda del motor de arranque en los primeros instantes. Esta fase continúa hasta que el motor supera un determinado régimen (régimen de ralentí mínimo), que suele establecerse en torno al 65% del régimen nominal de ralentí. Para conseguir una aceleración rápida, la cantidad de combustible suministrada en esta fase puede alcanzar en algunos casos la cantidad máxima por cilindro y ciclo introducida en condiciones de plena carga del motor (para condiciones de aspiración natural). Durante esta fase, los parámetros de control de la combustión, como los avances de encendido o inyección y la presión de inyección, suelen permanecer fijos.

3. Final de arranque. Una vez se supera el régimen mínimo de ralentí, se cambia automáticamente de situación, saliendo del estado de arrastre al de ralentí si la posición de pedal es nula, o bien al de carga si el usuario requiere potencia.

Para evitar entradas y salidas bruscas de un estado a otro de forma repetida, dichos cambios de estado se producen atendiendo a determinados ciclos de histéresis programados en las condiciones de transición de la máquina de estados que gestiona el arranque. La Figura 23.34 muestra una secuencia de arranque en el caso de un motor Diesel de automoción.

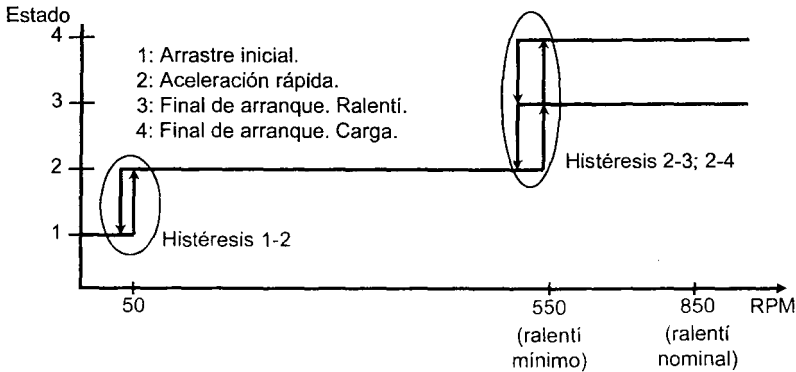


Figura 23.35 Secuencia de estados motor Diesel.

23.5.4 Funciones de diagnóstico

Como consecuencia de la creciente preocupación sobre las emisiones de los vehículos equipados con motores de combustión, el sistema de control del motor está obligado a realizar tareas de diagnóstico, capaces de detectar el malfuncionamiento del motor. La primera normativa OBD data de 1988, emitida por el Consejo de Recursos Ambientales de California. Desde 1994, los estándares fijados por la normativa OBD fueron de obligado cumplimiento para todos los automóviles vendidos en el estado de California. Posteriormente, en 1990 se propuso la ampliación del estándar al OBD II, que entró en vigor en 1996. Es en este año cuando se adopta la normativa OBD II como estándar en todo el territorio estadounidense, convirtiéndose en obligatoria para todos los vehículos, tanto de fabricación nacional como de importación. Posteriormente, la Unión Europea también adopta el estándar OBD II, pero con ligeras modificaciones para adaptarlo a los niveles de exigencia existentes en la Unión con respecto a las directivas sobre medio ambiente. De esta forma se establece el EOBD, y todos los turismos nuevos desde el año 2000 deben incluir este sistema.

Frente al estándar OBD, los sistemas OBD II/EOBD no sólo diagnostican el sistema de control sino las prestaciones de los diferentes componentes del motor susceptibles de aumentar las emisiones contaminantes del mismo. De esta forma, el sistema debe diagnosticar el sistema de inyección, el sistema de recirculación de gases de escape, el control de combustible (y especialmente la sonda lambda en MEP), el sistema de sobrealimentación, la eficiencia de los sistemas de postratamiento, etc. Tanto el número de funciones de diagnóstico como su complejidad es creciente en los motores actuales, y muchas veces es el diagnóstico el que impone

la necesidad de incluir un determinado sensor en el sistema. Por ejemplo, los MEP actuales utilizan dos sondas lambdas con el fin de diagnosticar el correcto funcionamiento del catalizador, aunque con un único sensor sería posible realizar la regulación de la mezcla.

En los vehículos, el sistema de diagnóstico avisa al usuario de la existencia de un fallo mediante un testigo en el panel de control (a veces mediante una señal acústica) y almacena información sobre los errores recuperables a través de un conector normalizado para facilitar las operaciones de mantenimiento. Según la gravedad del fallo, la ECU puede adoptar diversas acciones para mitigar el impacto del mismo o proteger el sistema. Así, fallos muy graves pueden suponer la imposibilidad de arrancar, o la limitación de la potencia entregada por el motor (para forzar al usuario a realizar una operación de mantenimiento o reparación).

En cualquier caso, debe notarse que el camino por explorar en el terreno del diagnóstico en tiempo real del motor es aún muy grande, y se esperan grandes avances en los próximos años, si bien ya se están produciendo mejoras en este aspecto.

23.6 Calibración y optimización del motor

En los apartados previos se ha resaltado la flexibilidad de los sistemas de control electrónicos basados en microcontroladores. En ellos es posible ejecutar programas de gran complejidad que deciden las acciones de control a aplicar para cada punto de operación, reaccionando de forma adecuada a las condiciones ambiente y los requerimientos del usuario.

Como contrapartida, estos sistemas necesitan una gran cantidad de información que define cómo debe actuar el sistema de control en función de las entradas que recibe en cada momento, así como de la historia del motor (o conjunto de entradas y estados pasados). El proceso seguido para obtener las actuaciones que va a efectuar un determinado motor en cada condición operativa se le conoce como proceso de calibración del motor. A los parámetros obtenidos durante este proceso se les conoce como parámetros de calibración del motor.

Dentro de estos parámetros pueden encontrarse los valores de referencia de presión de inyección, avance de la inyección (y del encendido en los MEP), gasto de aire, etc. Dado que el valor óptimo de estos valores varía de forma importante en función del punto de operación del motor, en general se emplean mapas bidimensionales (generalmente en función del régimen del motor y del grado de carga o la cantidad de combustible inyectada) que recogen estos valores. La Figura 23.36 muestra dos ejemplos de estos mapas.

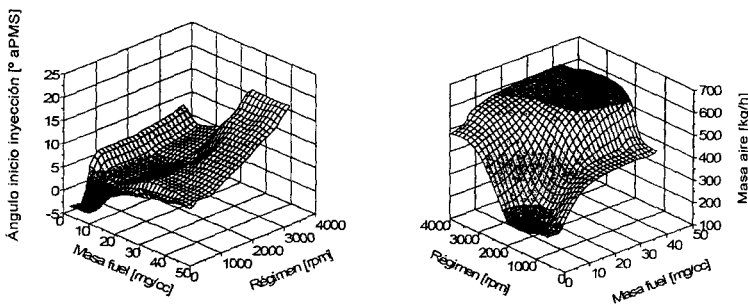


Figura 23.36 Ejemplo de dos mapas de un motor Diesel sobrealimentado. Izquierda: avance de la inyección; derecha: gasto de aire.

Además de estos mapas básicos, hay otros que incluyen correcciones para adaptar el funcionamiento del motor según la temperatura de operación del mismo, la presión atmosférica, la necesidad de ejecutar operaciones de regeneración en los sistemas de postratamiento, etc. Finalmente, también se encuentran mapas que recogen los valores de los parámetros de los reguladores PID, pues su valor óptimo puede variar sensiblemente según el punto de operación del motor.

Dado que cada mapa consta de varias decenas de valores escalares y la existencia de un número elevado de mapas, la cuenta total de valores que deben definirse en la calibración puede ascender a varias decenas de miles, por lo que la definición de estos valores se convierte en un problema de primera magnitud en los motores actuales. Destacaremos los siguientes aspectos para resaltar la importancia y complejidad de este proceso:

- El comportamiento, prestaciones y emisiones de un motor dependen en gran medida de la calibración empleada. Debe destacarse que los fabricantes pueden comercializar diferentes versiones del mismo motor (o con diferencias físicas muy ligeras) simplemente variando la calibración del software; esto se emplea para adaptar el motor a los requerimientos legislativos de un determinado mercado o para comercializar una gama de motores con prestaciones diferentes.
- El sistema de control es un sistema no lineal, que presenta varios modos de operación. De esta forma, se pueden aplicar algoritmos diferentes según el estado del motor (arranque, funcionamiento en frío, funcionamiento normal, regeneración de sistemas de postratamiento, funcionamiento con fallos, etc.). Generalmente, esto implica que el sistema puede tener (y tiene) calibraciones diferentes según el modo de operación, lo que multiplica el número de parámetros a calibrar. Esto también implica que deben realizarse ensayos específicos en los diferentes modos de operación.
- La calibración responde a un problema optimización multicriterio, es decir, existen diferentes criterios y límites que deben satisfacerse. Los límites vienen determinados por la necesaria protección de la mecánica (presiones y temperaturas excesivas) y por las normativas de emisiones contaminantes. En general, es necesario establecer compromisos en el proceso pues no es posible optimizar simultáneamente todos los criterios (por ejemplo prestaciones y consumo); además los criterios prioritarios pueden variar según la zona de operación del motor (y el tipo de aplicación). Cuando un determinado criterio se convierte en no prioritario, se suele transformar en una restricción al proceso (es decir, se pasa de minimizar emisiones de partículas a las emisiones de partículas deben ser inferiores a un determinado valor).

En el caso de los motores de automoción destinados a turismo, un esquema simplificado de los criterios de optimización prioritarios según las zonas de operación del motor es el que se muestra en la Figura 23.37. Básicamente, la zona de régimen de giro inferior a ralentí corresponde al arranque del motor; en plena carga se priorizan las prestaciones y se vigila especialmente las cargas mecánicas que pueden limitar la vida del motor. En el resto del rango de operación, suele definirse una zona a bajo y medio régimen donde se minimizan las emisiones contaminantes, pues, tal y como muestra la Figura 23.29, es la zona que en la actualidad se ensaya para la homologación del vehículo, mientras que en el resto del mapa de funcionamiento, el consumo se convierte en el valor prioritario.

- La calibración debe ser compatible con la operación dinámica del motor, es decir, no debe olvidarse que los motores (en el caso de motores de automoción) están sometidos a variaciones rápidas tanto en régimen de giro como en requerimientos de par. Esto significa que no es suficiente una calibración que permita una correcta operación en puntos estabilizados, sino que las evoluciones transitorias deben realizarse también de forma adecuada. Aspectos como brío y tiempo de respuesta, así como las emisiones y la protección del sistema durante las transiciones deben considerarse también.

Generalmente, esto fuerza a cubrir diferentes etapas durante el proceso de calibración. Se realiza primero una calibración estática del motor, donde se optimiza su comportamiento en puntos de operación estacionarios para todo el rango de funcionamiento. Posteriormente, en bancos dinámicos capaces de simular ciclos de conducción y variaciones de carga se ajustan los diferentes controladores PID (de la presión de sobrealimentación, del EGR, presión de inyección, etc.) y se comprueba la dinámica del motor, lo que puede resultar en modificaciones significativas de la calibración estática. Finalmente, la calibración se valida en vehículo en diferentes condiciones de funcionamiento. Para todo este proceso se usan sofisticados equipos de medición, y se necesita un equipamiento importante, lo que lo hace un proceso caro, complejo pero básico para el correcto funcionamiento del motor.

Dado el elevado número de grados de libertad del sistema no es posible resolver la calibración del motor mediante la verificación experimental de todas las combinaciones posibles de los diferentes actuadores: se precisarían millones de ensayos lo que no es factible ni técnica ni económicamente. La Figura 23.38 muestra la aproximación metodológica actual al proceso de calibración.

Dado el elevado número de grados de libertad del sistema no es posible resolver la calibración del motor mediante la verificación experimental de todas las combinaciones posibles de los diferentes actuadores: se precisarían millones de ensayos lo que no es factible ni técnica ni económicamente. La Figura 23.38 muestra la aproximación metodológica actual al proceso de calibración.



Figura 23.37 Criterios prioritarios para las calibraciones de los motores de turismos en función de las zonas de operación.

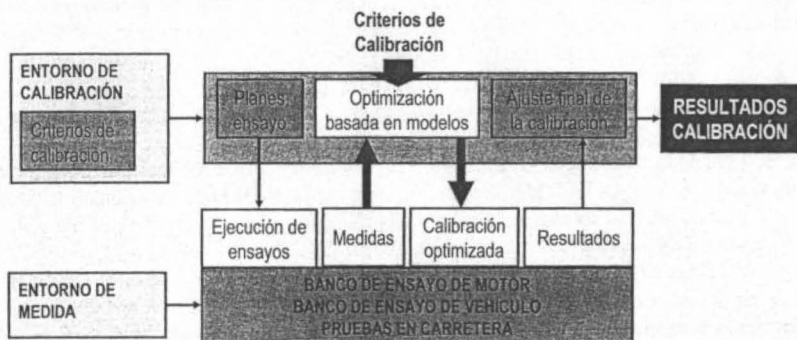


Figura 23.38 Proceso de calibración.

En cualquier caso, la aproximación realizada al proceso de calibración es eminentemente heurística, esto es, basada en alto grado en la experiencia y saber hacer de los ingenieros especialistas. De hecho, dada la complejidad del proceso y el alto grado de subjetividad a la hora de definir los criterios prioritarios, resulta difícil establecer un procedimiento exacto para la resolución del problema (e incluso formular el problema en términos matemáticos) y se establecen iteraciones muchas veces en base a procedimientos de prueba-error. En general, con el fin de disminuir los grados de libertad del sistema, gran parte de la calibración es fijada a partir de extrapolaciones desde motores anteriores con el fin de reducir el número de ensayos al mínimo. Aunque existen infinitud de calibraciones que, en base a las limitaciones impuestas, son capaces de proporcionar soluciones satisfactorias, la solución que se alcanza puede considerarse en todos los casos como subóptima.

Con el fin de limitar al máximo el tiempo requerido para el desarrollo de la calibración, suelen combinarse las técnicas de diseño de experimentos [12], donde se prueba experimentalmente un conjunto limitado de combinaciones, con la generación de modelos y la optimización de los mismos. Estos modelos pueden ser tanto de carácter físico como los presentados en el Capítulo 24, que permiten la generación de precalibraciones aún antes de que el motor esté disponible, como modelos matemáticos (por ejemplo los conocidos como superficies de respuesta) que permiten la interpolación entre ensayos.

23.7 Tendencias en el control de MCIA

A lo largo de las últimas dos décadas, la importancia del sistema de control en el motor ha sido creciente, y es de esperar que esta tendencia se mantenga. La importancia del control electrónico en el motor vendrá reforzada por:

- El aumento del número de sistemas controlados electrónicamente: cada vez son más los sistemas gestionados por la unidad de control y es previsible que en el futuro el número de actuadores controlados electrónicamente se vea incrementado. La electrificación puede alcanzar a elementos que en la actualidad son actuados mecánicamente y no tienen regulación como la bomba de lubricante o la bomba de refrigerante. Además, el número de sensores y actuadores puede crecer de forma significativa.
- El aumento de los requerimientos de flexibilidad del motor, que debe ser capaz de adaptarse a diferentes modos de operación y posiblemente a diferentes combustibles, todo ello con una mayor robustez y capacidad de autodiagnóstico que la actual.
- El aumento de la coordinación entre los diferentes sistemas del vehículo: si en la actualidad la ECU ya interactúa con la caja de cambios, el sistema de dirección, el de frenado y el de climatización, es esperable un aumento de las funciones de coordinación a alto nivel entre los diferentes elementos. Por su parte, opciones como los motores híbridos, que combinan un motor térmico con uno eléctrico, requieren una gestión global de la planta motora incidiendo en esta tendencia. Dentro de este marco, y en relación con la estructura por capas del software de control, es posible que el control de diferentes componentes se realice en un único controlador o, más probablemente, en sistemas distribuidos que compartan información a alto nivel a través de un bus de datos.
- El aumento de la coordinación entre vehículos, mediante comunicación infraestructura a vehículo (I2V) y vehículo a vehículo (V2V) lo que puede permitir acciones de gestión del tráfico, mejora de la seguridad, o incluso sistemas de caravanas de vehículos autoguiados (referidos en la literatura como *platooning*).

En este escenario, es posible que tanto el sistema de control actual como el proceso de calibración asociado al mismo resulten obsoletos, como consecuencia del aumento en el número de grados de libertad y en la complejidad del sistema de la variedad de las funciones y modos de operación, así como de los mayores requerimientos de robustez y precisión. Con el fin de simplificar el proceso de calibración y de permitir un control óptimo del sistema, existen dos líneas de evolución (no excluyentes entre sí):

- Desarrollo de sistemas de control basados en modelos, fundamentados en la existencia de un modelo (físico o matemático) que describe el funcionamiento del motor. El modelo puede ser empleado para derivar las leyes de control o puede ser empleado como un modelo de predicción dentro de un sistema de control predictivo [13]. Las mejoras de esta aproximación residen, por una parte, en la reducción del número de ensayos necesarios durante la calibración y por otra, en la posibilidad de derivar leyes de control óptimas en base a la predicción proporcionada por el modelo. La primera ventaja es especialmente evidente cuando se emplean modelos físicos (como los modelos presentados en el Capítulo 24), pues el modelo contiene una descripción de los fenómenos físicos del motor, y por lo tanto necesitan un menor número de parámetros obtenidos experimentalmente. Por su parte, las técnicas de control predictivo son directamente aplicables a modelos matemáticamente sencillos pero no son aplicables en tiempo real si el modelo es complejo (como lo son los modelos físicos de mayor orden).

En la actualidad, el software de la ECU presenta modelos simplistas que permiten inferir algunas de las variables que no son medidas directamente (como la obtención del EGR a través de la medida del gasto de aire y la presión a partir de la ecuación 23.3). La integración efectiva de los modelos en el control del motor requiere un aumento significativo de las prestaciones de los microcontroladores destinados al control del motor, así como de los métodos para identificar modelos fiables del comportamiento del motor.

- Empleo de sistemas adaptativos, con los que el sistema de control es capaz de mejorar sus prestaciones en base a las medidas proporcionadas por los captadores y mediante unas determinadas leyes de aprendizaje. La base de esta línea de actuación reside en la existencia de sensores que proporcionen información sobre el funcionamiento del motor a lo largo de la vida del mismo.

Un sistema adaptativo permitiría absorber las dispersiones de fabricación y los efectos de deriva y envejecimiento. Además, podría emplearse para adaptar modelos en tiempo real, lo que puede servir para su uso en el sistema de control, o para el diagnóstico del motor.

Aunque teóricamente es imaginable un motor que no requiera más que una precalibración básica y que sea capaz de adaptar la calibración a través de un proceso aprendizaje existen dos grandes limitaciones: por una parte, la falta de sensores (o el precio excesivo de los mismos) capaces de proporcionar información sobre las emisiones contaminantes y las prestaciones; por otra parte, el riesgo que el uso de métodos de aprendizaje no supervisados tiene sobre la robustez del sistema.

23.8 Resumen

En este capítulo se han indicado los aspectos más relevantes del control de los motores de combustión interna alternativos. Para ello, se han revisado brevemente los sistemas y acciones de control de los motores tradicionales, tanto MEC como MEP, y la evolución sufrida desde los antiguos reguladores mecánicos hasta los actuales sistemas de control basados en micro-

procesador. Dichos sistemas gestionan de forma flexible los diferentes actuadores del motor en función de las condiciones de operación y los requerimientos instantáneos de potencia.

Para la adquisición de diferentes variables de operación (gasto, régimen, posición, presión, concentración, etc.) el sistema de control emplea sensores; a lo largo del capítulo se han indicado las características y funcionalidad de los sensores y actuadores más utilizados en los motores actuales. También se han comentado las características y tipología de las estructuras software en general, con atención especial a las más representativas dentro de los motores actuales (gestión del combustible, turboalimentación y recirculación de gases de escape). Adicionalmente, se han presentado algunas estrategias de control que permiten resolver de forma particular algunas situaciones específicas de funcionamiento de los motores como son el arranque del motor, el control del régimen de ralentí y las funciones de diagnóstico.

El sistema de control debe ser calibrado y puesto a punto. La calibración es el proceso para definir los diferentes parámetros del sistema de control (en ocasiones varios miles) teniendo en cuenta las limitaciones impuestas por las diferentes normativas anticontaminantes, así como los criterios de eficiencia, robustez y durabilidad de los motores.

Finalmente, se han comentado las tendencias futuras en el campo del control de los motores en atención a las propuestas actuales de mejora de los elementos y sistemas de los motores. Así, se ha tenido en cuenta el estado del arte actual, las características y las posibilidades, tanto de los nuevos sensores y actuadores que puedan aparecer en el mercado, como la utilización de novedosas estrategias de control que puedan implementarse en las futuras unidades electrónicas de control de los motores.

Referencias y bibliografía

Referencias

1. *Directiva 98/69/CE del Parlamento Europeo y del Consejo de 13 de octubre de 1998 relativa a las medidas que deben adoptarse contra la contaminación atmosférica causada por las emisiones de los vehículos de motor y por la que se modifica la Directiva 70/220/CEE del Consejo*, Diario Oficial de la CE n° L 350, 1-57, 1998.
2. Sciarretta, A.; Guzzella, L., Control of hybrid electric vehicles. *IEEE Control Systems Magazine*, pp. 60-70. April 2007.
3. Galindo, J.; Climent, H.; Guardiola, C.; Doménech, J., Modeling the vacuum circuit of a pneumatic valve system. *Journal of Dynamical Systems Measurement and Control – Transactions of the ASME* **131**, 031011, 2009.
4. OSEK-VDX: <http://www.osek-vdx.org/>
5. Dauron, A., Model-based powertrain control: many uses, no abuse. *Oil & Gas Science and Technology* **62**(4), pp. 427-435, 2007.
6. Proakis, J.G.; Manolakis, D.G., *Tratamiento digital de señales*. Prentice Hall, 2007.
7. Lapuerta, M.; Armas, O. and Hernández J.J., Diagnosis of DI Diesel combustion from in-cylinder pressure signal by estimation of mean thermodynamic properties of the gas. *Applied Thermal Engineering* **19**, pp. 513-529, 1999.
8. Hillion, M.; Chauvin, J.; Grondin, O.; Petit, N., Active combustion control of Diesel HCCI engine: combustion timing. *SAE Paper 2008-01-0984*, 2008.
9. Moos, R., A brief overview on automotive exhaust gas sensors based on electroceramics. *International Journal of Applied Ceramic Technology* **2**(5), pp. 401-413, 2005.
10. Ogata, K., *Ingeniería de Control moderna*. Prentice Hall, 2003.

11. Guardiola, C., *Detección y compensación de irregularidades de inyección a través de la medida del régimen instantáneo del turbogrupo*. Reverté, 2005.
12. Montgomery, D.C., *Diseño y análisis de experimentos*. Limusa-Wiley, 2002.
13. del Re, L.; Allgöwer, F.; Glielmo, L.; Guardiola, C.; Kolmanovsky, I. (Eds.), *Automotive Model Predictive Control: Models, Methods and Applications*. Springer, 2010.

Bibliografía

- Van Basshuysen, R.; Schafer, F. (Eds.), *Internal combustion engine handbook: basics, components, systems, and perspectives*. SAE International, 2004
- Guzzella, L.; Onder, C.H., *Introduction to modeling and control of internal combustion engine systems*. Springer, 2010.
- Kiencke, U.; Nielsen, L., *Automotive control systems for engine, driveline, and vehicle*. Springer, 2005.

Capítulo 24

Modelado de motores

J. Galindo

J. J. Hernández

24.1	Introducción.....	746
24.2	Clasificación de modelos.....	747
24.3	Modelado del flujo de gases en el motor.....	748
24.3.1	Modelos de valor medio.....	749
24.3.2	Modelos de llenado y vaciado.....	750
24.3.3	Modelos unidimensionales de acción de ondas	754
24.3.4	Modelos multidimensionales	759
24.4	Modelado de la combustión	761
24.4.1	Modelos termodinámicos o cerodimensionales	762
24.4.2	Modelos cuasidimensionales o fenomenológicos.....	768
24.4.3	Modelos fluidodinámicos (CFD).....	779
24.4.4	Modelado químico del proceso de combustión	787
24.5	Modelado de otros sistemas de motor	793
24.6	Resumen	796
	Referencias y bibliografía.....	796

24.1 Introducción

Se entiende por modelado de motores al cálculo de sistemas del motor mediante modelos matemáticos implementados en forma de programas de ordenador. Estos modelos matemáticos resuelven las ecuaciones de un modelo físico que representa con mayor o menor fidelidad los fenómenos más relevantes en el sistema de motor a calcular. La fidelidad del modelo a los fenómenos físicos vendrá determinada por las hipótesis simplificadoras en las que se base.

Los modelos permiten no solamente evaluar distintas opciones de diseño y predecir las prestaciones que el motor alcanzaría, sino que también permiten analizar los fenómenos físicos identificando las variables que controlan los procesos. También sirven para identificar tendencias y sensibilidad de las variables de salida al variar las variables de entrada. En este sentido se utilizan mucho los llamados estudios paramétricos.

El modelado se ha convertido en una herramienta clave para el diseño de motores de combustión interna alternativos. La razón es que el modelado permite evaluar distintas opciones de diseño de los sistemas de motor con un coste reducido y en plazo razonable. En algunos sistemas de motor, el modelado es la principal estrategia de desarrollo. En la mayoría de sistemas, sin embargo, la combinación entre modelado y experimentación resulta la mejor estrategia para el análisis y síntesis de los sistemas de motor.

La relación entre modelado y ensayos experimentales es muy intensa. Así, han de entenderse estas dos actividades como complementarias dentro del proceso de diseño de un motor. Por una parte, los ensayos experimentales son en general más cercanos a la realidad, aunque siempre estarán afectados por la incertidumbre en la medida. Sin embargo, son más costosos en general que los estudios mediante modelado. Los modelos permiten analizar de una manera más rápida el comportamiento de un sistema y sintetizar la configuración óptima, aunque han de ser validados con algún ensayo experimental. Como se verá en este capítulo, algunos modelos necesitan información experimental de los sistemas o elementos que se modelan de forma simplificada mediante una caracterización en una instalación específica. En el ámbito del modelado aparecen nuevas instalaciones experimentales que permiten realizar esta caracterización. Por ejemplo, en un banco de flujo estacionario se caracterizan los coeficientes de flujo de las válvulas de una culata que más tarde se pueden emplear en un modelo que calcula el flujo en las válvulas. Otros ejemplos de bancos de caracterización son los bancos de impulsos o acústicos, bancos de turbos, bancos de inyección o bancos térmicos.

Además, en los últimos tiempos los modelos han pasado a ser un integrante más del motor en forma de estrategias implementadas en el control (modelado orientado a control). De esta manera, durante el funcionamiento del motor, modelos implementados en la unidad de control electrónica (calculador) del motor permiten hacer diagnóstico, estimar magnitudes características u optimizar el punto de funcionamiento del motor en tiempo real. La tendencia es que, con el abaratamiento de la capacidad computacional, el uso de modelos en el control del motor será más importante.

La elaboración del modelo se puede esquematizar en las siguientes fases:

1. Análisis del fenómeno o fenómenos físicos a representar. En esta fase se determina el alcance del modelo ya que, como se verá más adelante, ni se puede ni suele ser necesario realizar un modelado de todos los sistemas del motor. Por el contrario, los estudios de modelado se suelen centrar en algún sistema del motor, aunque es posible realizar cálculos acoplados para analizar las interacciones. Es importante en esta fase determinar qué fenómenos físicos son relevantes y cuáles se pueden despreciar.

2. Elaboración del modelo físico. En esta fase se analizan los fenómenos a calcular, estableciendo las hipótesis simplificadoras. También se decide en función del objetivo del modelo cuáles son las magnitudes de entrada y de salida del mismo.
3. Elaboración del modelo matemático. En función de las hipótesis establecidas se han de obtener las ecuaciones que representan el fenómeno físico y establecer el método de resolución de las mismas.
4. Elaboración del modelo informático. En la última fase se realiza la programación de la resolución de las ecuaciones del modelo matemático. También es importante la integración del programa informático en un entorno que permita la introducción de datos (preproceso) y la explotación de los resultados (postproceso).

El capítulo está organizado como sigue. En el siguiente apartado se hace una clasificación de los modelos de motor atendiendo a distintos criterios. A continuación se presentan los modelos más empleados en la resolución del flujo de gases que permiten calcular los fenómenos de renovación de la carga de un motor. El siguiente apartado se centra en el modelado del fenómeno de combustión, tan importante en la estimación de la potencia y las emisiones contaminantes. En el último apartado se trata el modelado de otros sistemas de motor.

24.2 Clasificación de modelos

Los modelos de motor se pueden clasificar según diferentes criterios. Estos criterios tienen que ver con el objetivo que se persigue al utilizar el modelo, el tipo de variables de entrada y de salida y las características del modelo en cuanto a las hipótesis adoptadas y la resolución de las ecuaciones resultantes.

Un primer criterio de clasificación es el sistema de motor que se pretende calcular. Este criterio es el que se ha seguido en las distintas secciones de este capítulo. Se puede hablar así de modelos que resuelven el flujo de gases en el motor o modelos que calcula el proceso de renovación de la carga del motor. Otro grupo importante de modelos calculan el proceso de combustión en el interior de los cilindros. Existen también otros modelos que se utilizan para calcular el sistema de alimentación e inyección de combustible, la refrigeración, etc. Normalmente, estos sistemas se pueden calcular de forma separada, aunque las variables de salida de unos pueden servir como variables de entrada en otros. En otros casos, se pueden hacer cálculos acoplados en donde varios sistemas de motor se pueden modelar simultáneamente.

Los modelos se pueden clasificar también según los objetivos que se persiguen con el modelado. Esto está relacionado con el tipo de variables de entrada y de salida que tiene el modelo. Habitualmente, los modelos se utilizan para predecir las prestaciones de un sistema de motor a partir de sus características geométricas y las condiciones de funcionamiento, hablándose en este caso de modelos predictivos. En otros casos, se pretende obtener información relevante del sistema modelado a partir de datos experimentales, hablándose en este caso de modelos de diagnóstico, ya que permiten evaluar y analizar un resultado experimental. El ejemplo más típico de modelos de diagnóstico son los modelos de combustión que permiten, a partir de la presión medida en el cilindro y mediante las hipótesis pertinentes, obtener la ley de liberación de calor de la combustión. En algunos casos, se pueden elaborar modelos que produzcan como variable de salida una característica geométrica o de funcionamiento que debe cumplir para alcanzar unas determinadas prestaciones. Se habla en este caso de modelos de diseño o de prediseño. Está claro que un mismo modelo con las mismas hipótesis y ecuaciones se puede modificar para que pueda ser predictivo o de diagnóstico cambiando su resolución de tal manera que una de las variables de entrada sea ahora una variable de salida.

En relación a cómo se tiene en cuenta la variación temporal de las magnitudes se pueden distinguir los siguientes tipos de modelos:

- Estacionarios: no tienen en cuenta variaciones de las propiedades físicas o de las variables de entrada del modelo en función del tiempo.
- Cuasiestacionarios: no tienen en cuenta las variaciones de las propiedades físicas en función del tiempo, pero sí en las variables de entrada del modelo. De esta manera se pueden obtener resultados variables en el tiempo como una sucesión de estados estacionarios.
- Transitorios. Estos modelos tienen en cuenta las variaciones en función del tiempo de las propiedades a calcular. Así en las ecuaciones del modelo aparecerán términos con derivadas totales o parciales en función del tiempo.

En relación a la representación espacial de los fenómenos físicos se pueden distinguir los siguientes modelos:

- No dimensionales o cerodimensionales (0D). Son los modelos en los que no existe ninguna resolución espacial ni las dimensiones del sistema a calcular son tenidas en cuenta.
- Cuasidimensionales. Son modelos en los que se considera alguna dimensión característica del sistema físico, aunque no existe una resolución espacial estrictamente hablando.
- Unidimensionales (1D). Son modelos en los que existe resolución espacial en una de las variables espaciales. En estos modelos aparecen términos en las ecuaciones con derivadas en función de la variable espacial predominante.
- Multidimensionales, que a su vez pueden ser bidimensionales (2D) o tridimensionales (3D). En los modelos multidimensionales se consideran las variaciones de las propiedades del sistema en dos o tres variables espaciales.

Como se muestra en los apartados que siguen, los modelos de motor suelen combinar distintos submodelos que pueden tener características diferentes. Es importante tener en cuenta en cada caso que la precisión del modelo global resultante estará limitada por la de los submodelos utilizados. Por otra parte, el tiempo de cálculo del modelo global vendrá dado por el submodelo con mayor tiempo de cálculo. Resulta, pues, útil combinar submodelos con precisión y tiempos de cálculo homogéneos.

24.3 Modelado del flujo de gases en el motor

En este apartado se introducen los modelos que permiten el cálculo de flujos no reactivos en el motor, desde los más sencillos, que permiten el cálculo del flujo en los elementos del motor en tiempo real, hasta los más complicados, que permiten calcular el flujo detallado en algunos elementos del motor. La Figura 9.1 presenta el esquema del flujo de gases de un motor alternativo típico de automoción. El motor está formado por elementos en la línea de admisión, los cilindros y los elementos de la línea de escape, unidos por conductos de conexión.

Los fenómenos más relevantes que un modelo de flujo de gases debe tener en cuenta son los ya apuntados en el capítulo 9. En primer lugar, las pérdidas de carga en todos los elementos del sistema, en especial en aquéllos en que ésta es más importante, como el filtro de aire, el *intercooler* o los elementos del sistema de postratamiento y de silenciamiento. Otro fenómeno a calcular es la trasmisión de calor, que será más relevante en los elementos de la línea de escape y en los intercambiadores de calor. La compresibilidad del gas puede manifestarse en elementos en los que la velocidad de circulación sea elevada, como en las válvulas de los cilindros, la de EGR o la mariposa de admisión. Los fenómenos de inercia pueden ser de especial importancia en las proximidades de las válvulas de los cilindros del motor. Por último, tal

como se ha presentado en el capítulo 8, el flujo producido por la apertura secuencial de las válvulas de admisión y de escape es fuertemente pulsante y puede transmitirse a los distintos elementos del sistema a través de los conductos. Los fenómenos de transmisión de ondas de presión en los sistemas de admisión y de escape pueden tener mucha influencia sobre el rendimiento volumétrico y trabajo de bombeo, como se ha puesto de manifiesto en el capítulo 9.

Se describen a continuación cuatro tipos de modelos de flujo de gases de motores de diferente grado de precisión y tiempo de cálculo. Estos modelos de motor combinan distintos tipos de submodelos para los distintos elementos del sistema.

24.3.1 Modelos de valor medio

Se entiende por modelos de valor medio (MVEM: *Mean Value Engine Models*) a los modelos en los que se hace la hipótesis de que el flujo de gases en el motor es constante durante el ciclo de motor. En estos modelos se trabaja con valores promediados en el ciclo de las propiedades del flujo en cada punto del motor. Otra característica importante de este tipo de modelos es que la mayor parte de los elementos del motor se calculan a partir de correlaciones empíricas o semiempíricas y no a partir de las ecuaciones de conservación del flujo. Esto hace que el tiempo de cálculo sea muy reducido y el cálculo de un motor completo sea posible en tiempo real: para calcular un segundo de funcionamiento de motor, el tiempo de cálculo necesario es inferior a un segundo. Así, este tipo de modelos es muy adecuado para obtener y evaluar estrategias de control del motor o incluso para ser implementados en la electrónica de control y realizar modelado orientado a control como se muestra en el apartado 23.7.

En los modelos de valor medio los elementos del motor se calculan a partir de información experimental obtenida en ensayos estacionarios. Así, la pérdida de carga en elementos como filtro, *intercooler*, conductos de admisión y de escape, silenciadores y sistema de postratamiento de gases se introduce en forma de un mapa de pérdida de carga en función del gasto corregido obtenido en un banco de flujo estacionario. El compresor y la turbina se caracterizan a partir de sus mapas característicos (ver apartado 11.4.1). El calentamiento o enfriamiento del flujo en los conductos y elementos de las líneas de admisión y de escape se puede introducir en estos modelos, bien en forma de una eficiencia, como si fuera un intercambiador de calor, o bien utilizando una correlación del coeficiente de película en función de un número de Reynolds equivalente. Para el cálculo en los cilindros del motor se pueden utilizar mapas de prestaciones (potencia indicada, calor transmitido, temperatura de escape) en función de las variables operativas (régimen, masa de combustible, masa de aire, tasa de residuales, etc.).

Debido a su sencillez, los modelos de valor medio son muy rápidos pero, sin embargo, son incapaces de reproducir de forma adecuada muchos fenómenos físicos relevantes. En primer lugar, al estar basados en mapas de comportamiento obtenidos de forma estacionaria, no pueden contemplar fenómenos transitorios. A pesar de todo, como se ha dicho antes, se utilizan especialmente para desarrollo de estrategias de control en transitorio. Para que la dinámica del sistema modelado sea similar a la medida, es habitual imponer funciones de transferencia con retardos de primer o segundo orden que permitan calcular, por ejemplo, la aceleración del turbogrupo o el retraso de la subida de presión en el colector de admisión durante un proceso de aceleración de motor. En la Figura 24.1 se muestran resultados de un modelo de valor medio durante un ciclo transitorio de motor. Se puede destacar que el modelo predice de forma adecuada algunos de los fenómenos transitorios, aunque en algunos momentos el error en la predicción puede ser importante.

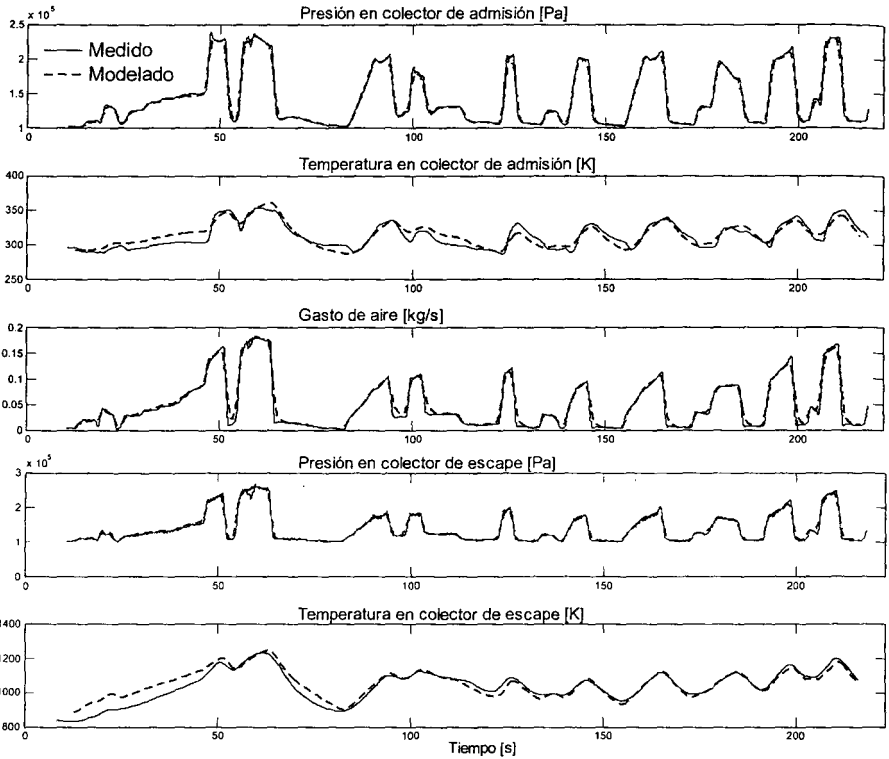


Figura 24.1 Comparación de los resultados de un modelo de valor medio y de experimentos durante un ciclo transitorio en un MEP sobrealimentado de automoción.

24.3.2 Modelos de llenado y vaciado

Los modelos de motor del tipo llenado y vaciado (*filling and emptying*) como su nombre indica permiten calcular los fenómenos de acumulación de masa en elementos del motor. Así, un modelo de motor de este tipo estaría formado por una combinación de depósitos interconectados por elementos en los que se modela con mapas de comportamiento (modelos de valor medio). La diferencia principal con los modelos de valor medio es que permiten obtener la evolución de las propiedades del flujo a lo largo del ciclo del motor. Así, se puede calcular por ejemplo la evolución de la presión en los cilindros o en los colectores.

El elemento principal de este tipo de modelos es el depósito, considerado como un sistema abierto que intercambia flujo con otros elementos del motor. Este depósito puede tener un volumen variable y transmitir calor al entorno.

La aplicación de las ecuaciones de conservación de masa y energía a un sistema abierto conduce a las siguientes expresiones:

$$\frac{dm}{dt} = \sum_j \frac{dm_j}{dt} \quad (24.1)$$

$$\frac{d(mu)}{dt} = \frac{dQ}{dt} - p \frac{dV}{dt} + \sum_j h_j \frac{dm_j}{dt} \quad (24.2)$$

donde el primer término de las ecuaciones representa la variación de masa y de energía interna del fluido encerrado en el depósito en función del tiempo, Q es el calor intercambiado con el entorno, y el subíndice j hace referencia a los gastos másicos y las correspondientes entalpías específicas de los diferentes flujos entrando y saliendo del depósito.

En el balance de energía planteado en la ecuación (24.2), el proceso de combustión en el cilindro puede considerarse de dos maneras distintas. En primer lugar, se puede considerar el calor liberado por la combustión como un flujo de calor desde el entorno. El término Q tendría dos componentes, una debida a la transmisión de calor con las paredes del depósito y una segunda debida al calor liberado en la combustión.

En segundo lugar, puesto que el proceso de combustión lleva implícito el cambio de composición de las especies presentes en el mismo (conservándose, por supuesto, su masa), si la energía interna de los reactivos y de los productos se expresa de forma absoluta, la conversión de energía química en térmica inherente al proceso de combustión no necesita ser considerada como un término adicional en las ecuaciones anteriores. El término $d(mu)$ incluye tanto la variación en la energía sensible debida a cambios en la temperatura del sistema como el calor liberado en el proceso de combustión.

En el modelo predictivo de depósito planteado a continuación se opta por la primera de las opciones, y se obtiene como resultado la evolución de las propiedades termodinámicas del gas en su interior. La integración de las ecuaciones (24.1) y (24.2) permite obtener la evolución de la temperatura a partir de su valor en el instante anterior:

$$T^{n+1} = T^n \left\{ \frac{V^n}{V^{n+1}} \frac{m^n}{m^{n+1}} \exp \left[\int_n^{n+1} \frac{dQ_w + dQ_R}{pV} + \int_n^{n+1} \frac{1}{pV} \sum_j \left(h_j + \frac{c_j^2}{2} - h \right) dm_j \right] \right\}^{r-1} \quad (24.3)$$

mientras que la presión se puede obtener de la ecuación de estado.

En la ecuación (24.3) aparecen los siguientes términos:

- La variación instantánea del volumen. En el caso de un modelo de cilindro sería el volumen desplazado por el pistón, según la cinemática del correspondiente mecanismo biela-manivela. Para más precisión, se puede incluir un modelo de deformaciones que tenga en cuenta las variaciones de volumen debidas a las fuerzas de inercia.
- El término de variación de masa, que se puede obtener al integrar la ecuación de continuidad (24.1).
- El calor transmitido a las paredes del sistema (Q_w), para lo cual se pueden emplear las correlaciones propuestas en el capítulo 5 para estimar tanto el coeficiente de película como la temperatura de las diferentes superficies de contorno (pistón, camisa y culata). Si el modelo empleado es de varias zonas, dicho término también suele incluir la transferencia de calor a través de las fronteras que separan dichas zonas.
- El término de calor liberado en la combustión (Q_R), que es un dato de entrada en un modelo predictivo y ha de ser obtenido experimentalmente o calculado con un modelo de combustión como los que se presentan en el apartado 24.3.

- El último término tiene en cuenta la entalpía de los flujos entrantes y salientes al sistema. Estrictamente, se considera la entalpía total de los flujos que entran y la entalpía termodinámica de los flujos salientes (h), que se encuentran, por supuesto en las condiciones del depósito. Este término se puede utilizar también para calcular el efecto del escape de gases de la cámara por *blow-by* hacia el cárter o la inyección directa de combustible. El cálculo del *blow-by* se suele realizar empleando la ecuación de flujo isentrópico a través de un orificio.

$$\frac{dm_{bb}}{dt} = A_e \frac{p}{RT} \left[\frac{2\gamma RT}{\gamma - 1} \left[\left(\frac{p_{carter}}{p} \right)^{2/\gamma} - \left(\frac{p_{carter}}{p} \right)^{(\gamma+1)/\gamma} \right] \right]^{1/2} \quad (24.4)$$

En dicha ecuación, A_e es la sección efectiva de paso, p y p_{carter} la presión en el cilindro y el cárter respectivamente, y γ el exponente adiabático.

En el caso de calcular un depósito de volumen fijo, adiabático y sin combustión, en la ecuación (24.3) quedarían sólo los términos de variación de masa y de entalpía de los flujos entrantes y salientes. Este es el caso de elementos como colectores de admisión y de escape, cajas de aire del intercooler, filtro, silenciadores, catalizadores, etc. Todos los elementos con suficiente capacidad para que se pongan de manifiesto los fenómenos de acumulación de masa son susceptibles de ser calculados con precisión mediante el modelo de depósito.

El cálculo del compresor y la turbina de sobrealimentación en este tipo de modelos suele ser cuasiestacionario, como en los modelos de valor medio, usando la información de los mapas estacionarios. Esto suele ser suficiente para predecir el punto de operación del compresor y de la turbina, pero no para estimar el rendimiento instantáneo de la turbina en condiciones en las que el flujo sea muy pulsante, ni para predecir el comportamiento acústico es decir la transmisión de ruido a través del compresor y de la turbina. Se han desarrollado modelos de llenado y vaciado que mejoran la predicción de su respuesta acústica [1].

El modelo global de motor se compone de distintos depósitos que representan los elementos en los que hay acumulación de masa: cilindros, colectores, intercambiadores, elementos del sistema de postratamiento y silenciamiento, filtro, etc. y eventualmente compresor y turbina. Estos depósitos se pueden conectar entre sí mediante un modelo de tobera adiabática cuya sección efectiva representa el área de paso entre ambos elementos. A partir de las condiciones de presión y temperatura en los depósitos, se puede calcular el gasto másico que circula entre ellos con la expresión del gasto en una tobera adiabática (ecuación 9.5). Este submodelo permite de una manera cuasiestacionaria tener en cuenta los efectos de compresibilidad que se ponen de manifiesto en las válvulas de los cilindros, la mariposa o la válvula de EGR.

Los modelos de motor de llenado y vaciado suelen proporcionar resultados aceptables en motores en los que los fenómenos de inercia y de acción de ondas no sean relevantes. Esto es así porque el modelo de depósito no resuelve la conservación de la cantidad de movimiento. De esta manera, estos modelos son particularmente adecuados para el cálculo del flujo de gases en motores sobrealimentados estacionarios, en los que las velocidades de circulación son relativamente bajas y los colectores de admisión y de escape suelen tener gran volumen. Cabe destacar que también se obtienen resultados aceptables cuando se aplican a motores sobrealimentados de automoción girando a velocidades moderadas.

En la Figura 24.2 se muestra un esquema del modelado de un motor sobrealimentado de automoción. El modelo está formado por depósitos que representan los cilindros (C_i), los colectores de admisión (CA) y de escape (CE) y la turbina (T). El resto de elementos, filtro, compresor, válvulas de admisión y escape, y los elementos de la línea de escape se representan con mapas de pérdida de carga estacionaria en función del gasto trasegado.

En la Figura 24.3 se muestran algunos resultados de un modelo de llenado y vaciado de un motor sobrealimentado correspondiente al esquema de la Figura 24.2. En ella se muestran resultados de presión en el cilindro y en los colectores de admisión y de escape en dos condiciones operativas de motor a 3000 y 4500 rpm y a plena carga.

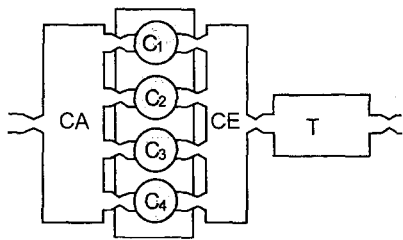


Figura 24.2 Esquema de motor calculado con depósitos.

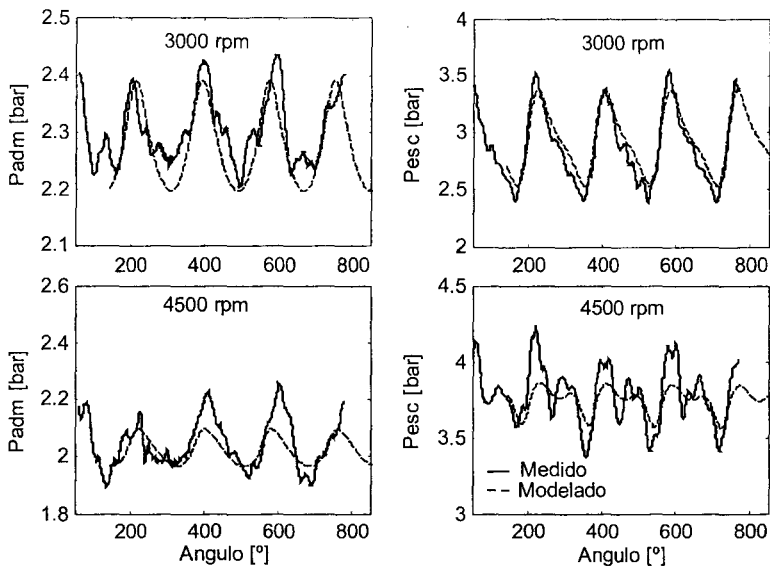


Figura 24.3 Resultados de un modelo de llenado y vaciado.

El modelo de llenado y vaciado permite calcular la presión en los colectores de admisión y de escape ofreciendo resultados con bastante precisión a bajo y medio régimen de giro, en donde los efectos de inercia y de transmisión de ondas no son relevantes. Sin embargo, a alto régimen de giro los resultados son menos precisos.

Los modelos de llenado y vaciado no permiten tener en cuenta fenómenos de inercia y de acción de ondas en conductos, por lo que no son adecuados para el uso en motores en los que estos efectos sean importantes. Así, todos los motores de dos o de cuatro tiempos en los que los colectores de admisión o de escape están sintonizados para favorecer el proceso de renovación de la carga no pueden ser calculados de manera apropiada con este tipo de modelos.

Tampoco se puede predecir el comportamiento de motores a alto régimen de giro, como se ha puesto de manifiesto en la Figura 24.3 (abajo).

24.3.3 Modelos unidimensionales de acción de ondas

Los modelos unidimensionales de acción de ondas son los más utilizados para el diseño del sistema de renovación de la carga de los motores. Estos modelos aportan el cálculo del flujo en conductos incluyendo los efectos de inercia y de transmisión de ondas presentados en el capítulo 8. Un modelo de motor de este tipo estaría constituido por la combinación de conductos unidimensionales, depósitos cerodimensionales y elementos no dimensionales. Como ejemplo de este tipo de modelos se puede nombrar el modelo de código abierto OpenWAM¹ desarrollado en la Universidad Politécnica de Valencia.

La hipótesis de que el flujo es unidimensional en los conductos de los motores es bastante consistente en los casos en que la variación de sección y la curvatura no son excesivas. Por supuesto, no lo es en muchos elementos del motor, que han de ser calculados con modelos no dimensionales o bien multidimensionales. La base de los modelos de acción de ondas es el modelo de conducto en el que las variables de entrada son su geometría y las condiciones del flujo en sus extremos. Las variables de salida del modelo de conducto serían los valores de densidad, presión, temperatura y velocidad del fluido en función del tiempo y de la posición dentro del tubo. Las ecuaciones que se resuelven son las de estado y las de conservación de masa, energía y cantidad de movimiento. El sistema de ecuaciones de Euler que se plantea es un caso particular de las ecuaciones de Navier-Stokes para un dominio cuasiunidimensional con fluido ideal no viscoso.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \frac{\partial u}{\partial x} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} + \frac{\rho u}{S} \frac{dS}{dx} = 0$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + G = 0 \quad \text{con } G = f \frac{u^2}{2} \frac{u}{|u|} \frac{4}{D}$$

$$\left[\frac{\partial p}{\partial t} + u \frac{\partial p}{\partial x} \right] - a^2 \left[\frac{\partial \rho}{\partial t} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} \right] - (\gamma - 1) \rho (q + uG) = 0$$

donde G es el término que tiene en cuenta la fricción con las paredes del tubo y q es el calor transmitido a través de las paredes. Este sistema de ecuaciones es de tipo hiperbólico debido a que se está despreciando el término viscoso. Además, es no homogéneo por las contribuciones no lineales de la fricción, transmisión de calor y cambio de sección. En algunas situaciones, estos términos pueden ser despreciados con lo que la resolución es más sencilla. Se habla en ese caso de un modelo homentrópico.

Existen distintos métodos de resolución para el problema hiperbólico del flujo en un conducto. En el pasado, el método más utilizado fue el Método de las Características, principalmente porque podía ser resuelto de forma gráfica. En este método se supone que unas propiedades del flujo llamadas características se conservan a lo largo de las llamadas líneas características, definidas por la velocidad de propagación de las ondas de presión y del fluido.

Con la generalización del cálculo por ordenador, el Método de las Características ha sido desplazado por métodos numéricos más sencillos de implementar basados en técnicas de diferencias y de volúmenes finitos. Para la resolución numérica se suele escribir el sistema de

¹ Disponible en www.openwam.net

ecuaciones en forma matricial, agrupando los términos de acumulación de masa, cantidad de movimiento y energía \mathbf{W} , el flujo de estas magnitudes \mathbf{F} y el término fuente \mathbf{C} . Así, se resuelven directamente las ecuaciones en su forma integral en una malla discretizada en las variables espacial y temporal.

$$\frac{\partial \mathbf{W}}{\partial t} + \frac{\partial \mathbf{F}(\mathbf{W})}{\partial x} + \mathbf{C}(\mathbf{W}) = 0$$

Por ejemplo, en la resolución por el método de las diferencias finitas explícito en tiempo, las derivadas temporal y espacial se aproximan por incrementos finitos calculados a partir de las propiedades del flujo en nodos adyacentes:

$$\frac{W_j^{n+1} - W_j^n}{\Delta t} + \frac{\hat{F}_{j+\frac{1}{2}}^n - \hat{F}_{j-\frac{1}{2}}^n}{\Delta x} + C_j^n = 0$$

donde el subíndice indica el nodo y el superíndice el paso temporal. Como se aprecia en la ecuación, las propiedades del flujo en el paso de cálculo siguiente ($n+1$) se calculan a partir del valor en el instante anterior y de los flujos con las celdas adyacentes y el término fuente C se evalúa en el instante anterior. Aplicando este método a todas las celdas de la malla se pueden obtener las propiedades del flujo en todo el dominio salvo en los extremos, en los que se necesita información del tipo de condición de contorno. Esto se ha representado en el dominio espacio-tiempo en la Figura 24.4.

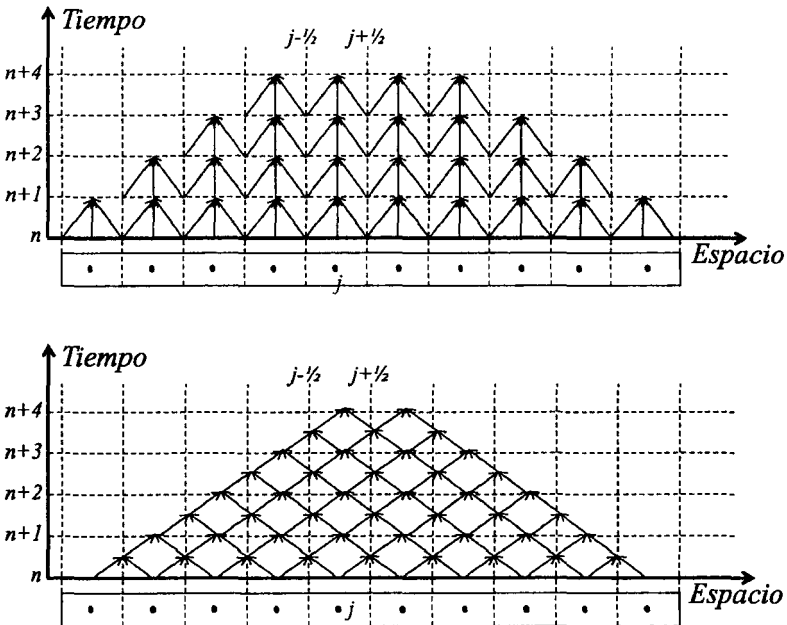


Figura 24.4 Esquema de cálculo de un método de resolución de primer orden (arriba) y de segundo orden (abajo) en el dominio espacio-tiempo.

En otros métodos, llamados de segundo orden, la derivada temporal se hace en dos pasos. Por ejemplo, en el método de Lax-Wendroff de dos pasos se calculan en el primer paso las propiedades del flujo en las fronteras de las celdas en un tiempo intermedio ($n+1/2$) entre el instante actual y el futuro.

$$W_{j+\frac{1}{2}}^{n+\frac{1}{2}} = \frac{1}{2} [W_j^n + W_{j+1}^n] - \frac{\Delta t}{2} \frac{F_{j+1}^n - F_j^n}{\Delta x} - \frac{\Delta t}{2} \frac{C_j^n + C_{j+1}^n}{2}$$

Estos valores intermedios se utilizan para estimar los valores de los flujos entre celdas y del término fuente en ese instante intermedio. Las propiedades en el instante siguiente se pueden obtener a partir de las del instante anterior en la propia celda y de los flujos y término fuente calculados en el instante intermedio.

$$W_j^{n+1} = W_j^n - \frac{\Delta t}{\Delta x} [F_{j+\frac{1}{2}}^{n+\frac{1}{2}} - F_{j-\frac{1}{2}}^{n+\frac{1}{2}}] - \Delta t \frac{C_{j+\frac{1}{2}}^{n+\frac{1}{2}} + C_{j-\frac{1}{2}}^{n+\frac{1}{2}}}{2}$$

Este método también es explícito, porque conocidas las magnitudes que definen al flujo en el instante n se pueden calcular las del instante $n+1$ sin necesidad de utilizar ningún método iterativo. Al igual que en el método de primer orden es necesario disponer de información adicional en las condiciones de contorno del dominio.

Los métodos de resolución se suelen clasificar en función de la precisión en la solución [2]. La Figura 24.5 muestra un ejemplo de cálculo de transmisión de ondas de presión en un conducto con distintos métodos de resolución comparados con la solución teórica.

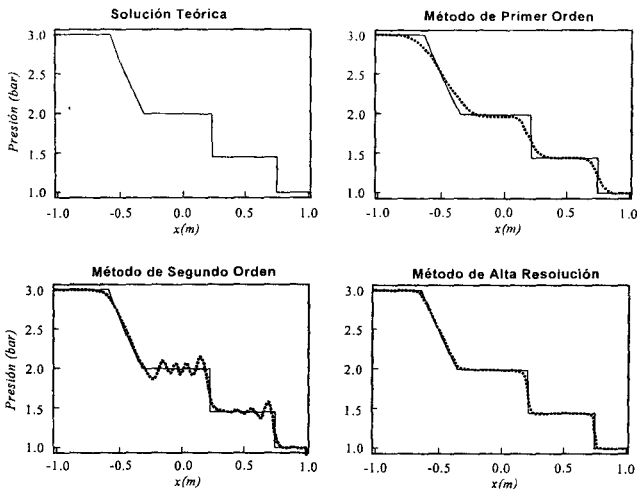


Figura 24.5 Ejemplo de la solución del flujo en un tubo con ondas de choque mediante métodos de distinta precisión.

Los métodos de primer orden, como el propio método de las características u otros como Lax-Friedrichs, Lax-Wendroff de un paso o volúmenes finitos, introducen una difusión numé-

rica que suaviza las discontinuidades de presión. Esto es especialmente perjudicial en cálculos acústicos porque elimina la información de alta frecuencia. Los métodos de segundo orden, como el mencionado Lax-Wendroff de dos pasos, McCormack predictor-corrector o Godunov, capturan mejor las discontinuidades de presión. Sin embargo, producen sobreoscilaciones en la proximidad de la discontinuidad. Los métodos llamados de alta resolución permiten alcanzar una solución no difusiva y sin sobreoscilaciones, pero con un coste computacional elevado. Dentro de los métodos de alta resolución se pueden mencionar los métodos FCT (*Flux Corrected Transport*) o TVD (*Total Variation Diminution*) que introducen modificaciones en los métodos de segundo orden para reducir las sobreoscilaciones, o métodos completamente diferentes como el CE-SE (*Conservation Element-Solution Element*) o el MUSCL (*Monotone Upstream-centered Schemes for Conservation Laws*).

El cálculo del flujo en un conducto se puede abordar de otra manera haciendo uso de la aproximación lineal descrita en el apartado 8.4.1, es decir, descomponiendo las variables del flujo en una componente media estacionaria y una componente fluctuante, y suponiendo que la amplitud de las oscilaciones en las propiedades termodinámicas es pequeña frente a su valor medio, y que las fluctuaciones en la velocidad son pequeñas comparadas con la velocidad local del sonido. Se habla entonces de un modelo acústico unidimensional o de onda plana, que se adapta bien a situaciones de flujo tales como las de los colectores de admisión de los motores o las de los sistemas de silenciamiento en la línea de escape, en las que las oscilaciones de presión son de amplitud reducida.

La hipótesis de amplitud pequeña permite, con suficiente aproximación, suponer que las oscilaciones son isentrópicas, por lo que basta el conocimiento de una variable para describir el estado termodinámico del fluido, y se puede por tanto eliminar del sistema la ecuación de la energía. Además, esta hipótesis de flujo isentrópico implica que los términos fuente relacionados con la transmisión de calor y la fricción sean nulos y si, además, se supone que el conducto es de sección constante, también serán nulos los términos fuente relacionados con los cambios de sección, por lo que el sistema de ecuaciones resultante es homogéneo. La introducción de estas hipótesis en las ecuaciones de Euler conduce a una ecuación de ondas convectiva para la fluctuación de presión Δp :

$$\frac{D^2 \Delta p}{Dt^2} = a_0^2 \frac{\partial^2 \Delta p}{\partial x^2}; \quad \frac{D}{Dt} = \frac{\partial}{\partial t} + a_0 M \frac{\partial}{\partial x} \quad (24.5)$$

donde a_0 es la velocidad del sonido y M el número de Mach del flujo medio estacionario. La fluctuación de velocidad Δu cumple la misma ecuación, por lo que tendrá la misma forma funcional, estando ambas relacionadas a través de la ecuación de la cantidad de movimiento linealizada:

$$\frac{D \Delta u}{Dt} + \frac{1}{\rho_0} \frac{\partial \Delta p}{\partial x} = 0 \quad (24.6)$$

Dado el carácter periódico de las fluctuaciones de presión y velocidad, es siempre posible expresar Δp y Δu en términos de sus desarrollos de Fourier y, en virtud de la linealidad de las ecuaciones (24.5) y (24.6), obtener su solución como superposición lineal de ondas armónicas de presión y velocidad con distintas frecuencias ω . Esta solución en el dominio de la frecuencia suele obtenerse en términos de las amplitudes complejas de las componentes de Fourier, siendo habitual emplear el formalismo de las matrices de transferencia para expresar la relación entre las variables del campo acústico en distintas posiciones. Por ejemplo, para el caso

de un conducto de longitud L en ausencia de flujo medio, este procedimiento conduce a la relación

$$\begin{bmatrix} \Delta p(\omega) \\ \Delta u(\omega) \end{bmatrix}_{x=0} = \begin{bmatrix} \cos k_0 L & j\rho_0 c_0 \sin k_0 L \\ j \frac{1}{\rho_0 c_0} \sin k_0 L & \cos k_0 L \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta p(\omega) \\ \Delta u(\omega) \end{bmatrix}_{x=L}$$

donde $k_0 = \omega/a_0$ es el número de onda. El método de las matrices de transferencia permite calcular sistemas complejos por combinación de las matrices de transferencia de cada elemento, por ejemplo en colectores, líneas de admisión o silenciadores. El tiempo de cálculo es reducido, ya que los métodos acústicos, al proporcionar una solución analítica, no precisan de ningún tipo de resolución espacial pese a ser modelos 1D. Aunque sí que es preciso realizar el cálculo para todas las frecuencias de interés, el coste computacional se reduce en general.

Una problemática importante en el modelado unidimensional del flujo en los conductos es cómo imponer las condiciones de contorno en los extremos del conducto. Los extremos del conducto pueden estar conectados a los de otros conductos, a depósitos o a elementos no dimensionales. Una forma común de imponer las condiciones de contorno es utilizando el método de las características.

Los modelos de motor unidimensionales son por lo tanto una colección de elementos incluyendo:

- Conductos que se calculan como dominios 1D.
- Depósitos que se calculan como modelos de llenado y vaciado.
- Elementos no dimensionales para aquellos elementos en que el flujo no puede considerarse ni cero ni unidimensional.
- Condiciones de contorno entre los tres tipos de elementos anteriores.

En la Figura 24.6 se presenta un esquema gráfico de un motor de cuatro cilindros de automoción en el modelo 1D OpenWAM, en donde las líneas de trazo grueso representan los conductos, los cuadrados grandes los depósitos y los pequeños las condiciones de contorno. Se pueden observar tanto las líneas de admisión y de escape, como la línea de EGR que los une.

Tal como se ha dicho hasta aquí, los modelos 1D de acción de ondas conducen en la actualidad a la mejor relación precisión-tiempo de cálculo y permiten hacer muchas de las tareas típicas del desarrollo del sistema de renovación de la carga, sobrealimentación, sistema de EGR, sistema de silenciamiento, etc.

Sin embargo, los modelos 1D necesitan información experimental para caracterizar fenómenos que no se resuelven en las ecuaciones de Euler como son la fricción y la transmisión de calor en los conductos, que son introducidas con términos *ad hoc*. En efecto, debido a que no se considera una resolución espacial en la dirección normal a la pared es imposible estimar los coeficientes de fricción y de transmisión de calor. En su lugar se utilizan correlaciones experimentales de convección en las que el número de Nusselt es función de los números de Reynolds, Prandtl, etc. El coeficiente de fricción es obtenido usualmente mediante la analogía de Reynolds-Colburn a partir del coeficiente de transmisión de calor.

Otro problema es que los modelos 1D de acción de ondas no calculan el flujo de forma apropiada cuando se trata de elementos en los que el flujo es claramente no unidimensional, como en uniones de conductos, difusores, compresores, turbinas, etc. Todos estos elementos se suelen calcular con un balance algebraico de la conservación de la masa y de la energía y con una ecuación de balance de cantidad de movimiento en la que se imponen unas diferencias de presión caracterizadas experimentalmente.

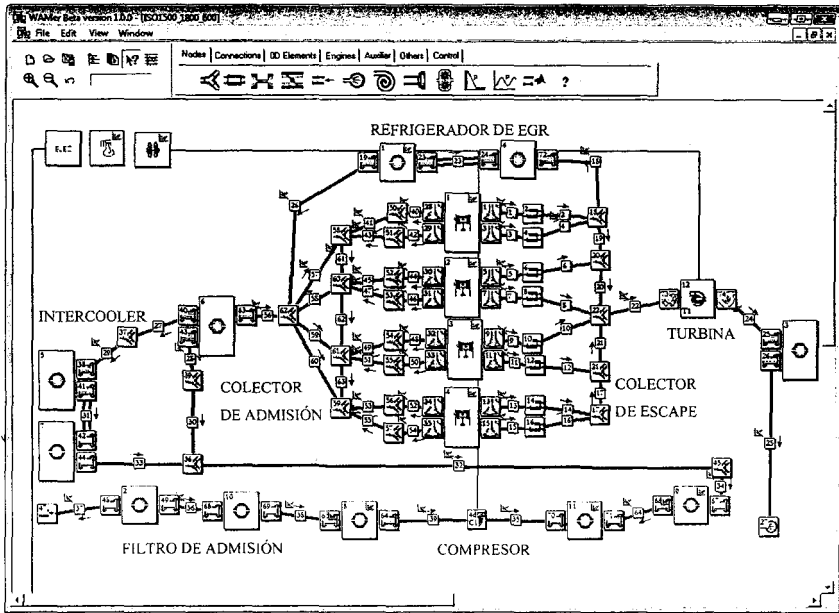


Figura 24.6 Esquema del modelado 1D en OpenWAM de un motor de automoción de cuatro cilindros sobrealimentado y con sistema de EGR.

Un modelado más detallado de los fenómenos no resueltos de manera satisfactoria exige la utilización de los modelos multidimensionales que se describen en el siguiente apartado.

24.3.4 Modelos multidimensionales

Los modelos multidimensionales permiten hacer un cálculo detallado del flujo en los elementos del motor. La utilización de este tipo de modelos ha aumentado mucho con el aumento de la potencia de cálculo a un coste razonable y se basan en la resolución de las ecuaciones de Navier-Stokes mediante técnicas numéricas como los volúmenes finitos o los elementos finitos. En general, a estos modelos multidimensionales se les denomina con el nombre genérico de cálculo CFD (*Computational Fluid Dynamics*), nombre que estrictamente también incluiría a los modelos 0D y 1D.

El modelado multidimensional CFD de un proceso reactivo es una materia muy amplia, donde el problema se resuelve combinando un conjunto básico de ecuaciones de transporte aplicadas al dominio de cálculo y a la fase gaseosa que incluye las ecuaciones de conservación de la masa, cantidad de movimiento y energía. La formulación básica, local e instantánea de estas ecuaciones, donde se ha utilizado el convenio de adición de índices repetidos, se incluye a continuación:

- Conservación de la masa:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_j}{\partial x_j} = 0$$

- Conservación de la cantidad de movimiento:

$$\frac{\partial(\rho\vec{u})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\vec{u}) - \nabla \cdot \vec{\tau} = -\nabla p + \vec{F}$$

donde $\vec{\tau}$ es el tensor de esfuerzos viscosos para un fluido que habitualmente se considera newtoniano y \vec{F} el vector de fuerzas externas por unidad de volumen, salvo las fuerzas de presión que se consideran en el primer término del segundo miembro.

- Especies ($k = 1, \dots, n$ siendo n el número de especies):

$$\frac{\partial(\rho Y_i)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\vec{u}Y_i) - \nabla \cdot (D\nabla Y_i) = \dot{\omega}_{Ri} \quad (24.7)$$

siendo el último término del primer miembro el flujo difusivo de la especie i (usualmente se considera válida la ley de Fick) y $\dot{\omega}_{Ri}$ la tasa de reacción de la especie i por unidad de volumen.

- Ecuación de la energía:

$$\frac{\partial \rho h}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\vec{u}h) - \nabla \cdot (\rho\alpha\nabla h) = \frac{Dp}{Dt} + \dot{q}_R$$

siendo el último término del primer miembro el flujo difusivo de calor (generalmente se considera válida la ley de Fourier) y \dot{q}_R el calor por unidad de tiempo y unidad de volumen generado como consecuencia del proceso reactivo.

El flujo en motores se da siempre en un entorno fluidodinámico turbulento, lo cual complica fuertemente la resolución del sistema de ecuaciones. En la actualidad, la potencia de cálculo disponible limita la solución numérica directa de las ecuaciones de conservación, conocida como DNS (*Direct Numerical Simulation*), a configuraciones muy simples donde el número de escalas temporales y espaciales características del flujo turbulento presentes en el flujo no es muy elevado [3]. Por lo tanto, puesto que las DNS se encuentran fuera del alcance actual del cálculo, se asume que las escalas más pequeñas de la turbulencia no se van a resolver, y que por el contrario se deben abordar utilizando modelos particulares de flujo turbulento, de especies y de entalpía total.

En el enfoque clásico del modelado de la turbulencia se consideran todas sus escalas y se obtienen como resultado valores promedio de las magnitudes fluidas. Está técnica, denominada RANS (*Reynolds-Averaged Navier-Stokes*), proporciona una buena aproximación a los valores reales, pero a costa de modelar el efecto de todas las escalas turbulentas en el flujo medio. El modelo de turbulencia más usado, $k-\epsilon$, está basado en el transporte de la energía cinética turbulenta y de su disipación, tal como se han definido en el capítulo 12.

Recientemente, el aumento significativo de la potencia de cálculo ha promovido la aplicación cada vez más habitual de un planteamiento más complejo basado en resolver las escalas más grandes de la turbulencia hasta llegar a un tamaño crítico, escalas *subgrid*, a partir del cual las escalas son modeladas. Esta aproximación recibe el nombre LES (*Large Eddy Simulation*) y se fundamenta en aplicar un filtro al conjunto de ecuaciones que rigen el problema.

Aplicación al cálculo de flujos no reactivos en motor

En primer lugar, hay que decir que el cálculo de un motor completo mediante un modelo multidimensional es a día de hoy inabordable en tiempo de cálculo. Esto hace que el uso de CFD se limite a elementos del motor muy concretos. En particular, se utiliza este tipo de mo-

delos en elementos del motor que no están bien resueltos con modelos más sencillos. Algunos ejemplos de esto son el cálculo del movimiento del aire en el interior de un cilindro, incluyendo el barrido de los gases quemados, el proceso de mezcla entre los gases de EGR y de admisión en el colector de admisión de un motor, el flujo en la unión de conductos del colector de escape hacia la turbina de sobrealimentación, y otros muchos.

El proceso de puesta en marcha de un modelo multidimensional incluye las siguientes fases, que pueden no estar separadas de forma estricta:

1. Mallado del dominio de cálculo.
2. Elección del método de resolución de las ecuaciones.
3. Elección del modelo de turbulencia.
4. Elección de las condiciones de contorno.
5. Ejecución del cálculo.

Desde el punto de vista del cálculo de flujos no reactivos en los motores se pueden destacar dos de las fases anteriores. En primer lugar, la elección del modelo de turbulencia suele tener mucha influencia en los resultados. Tradicionalmente, para este tipo de cálculos se han venido utilizando modelos de turbulencia RANS de dos ecuaciones, en particular el modelo $k-\epsilon$. Sin embargo, este modelo no es muy adecuado cuando se producen separaciones de flujo o vórtices como los que se producen en uniones de conductos, difusores, etc. En los últimos años se ha producido un desplazamiento de este modelo por LES, lo que está mejorando la capacidad predictiva de las pérdidas de carga en los elementos del motor.

Otra de las elecciones que ha de realizar el usuario de modelos CFD es el tipo de condiciones de contorno a utilizar. Puesto que el dominio de cálculo no suele ser el motor completo sino uno de sus componentes, se tiene que resolver cómo se conecta el modelo con el resto del motor. Suele ser habitual utilizar un modelo 1D para obtener las condiciones no estacionarias en las entradas y salidas del dominio 3D. Esto puede conducir a errores porque en el modelo 1D el elemento complejo no está bien resuelto, por lo que las condiciones de contorno obtenidas no serían las correctas. Para evitar este problema muchos códigos 3D están conectados con códigos 1D de manera que el dominio de cálculo 3D se integra en el 1D y el cálculo se realiza de forma acoplada. Un último punto a tener en cuenta a la hora de imponer las condiciones de contorno es que éstas sean no reflexivas para evitar introducir reflexiones de ondas de presión numéricamente. Típicamente, imponer una presión constante en un cálculo transitorio impone un comportamiento de extremo abierto, tal como se ha descrito en el apartado 8.4.2.

24.4 Modelado de la combustión

El modelado del proceso de combustión es uno de los aspectos más importantes a considerar durante la simulación del comportamiento global de un MCIA. Sin embargo, la combustión es uno de los procesos cuyo modelado resulta más complejo, debido a su carácter heterogéneo, transitorio, multifásico (coexistencia de fase líquida y gaseosa en el combustible), turbulento y también debido a que involucra combustibles complejos constituidos por un elevado número de compuestos, siendo los mecanismos de reacción de algunas de dichas especies todavía poco conocidos. Además, todos los procesos implicados en el ciclo de funcionamiento de un motor (renovación de la carga, inyección, transmisión de calor, etc.) influyen directamente sobre el proceso de combustión, y la interacción entre ellos es difícil de describir matemáticamente. Mientras que otros procesos del motor pueden ser analizados empleando los modelos de valor medio anteriormente descritos, los cuales consideran que las propiedades del

fluido permanecen constantes durante el ciclo de funcionamiento, dicha hipótesis carece de sentido cuando se modela el proceso de combustión dado su intrínseco carácter transitorio (asociado al propio ciclo termodinámico), siendo por tanto la variable tiempo un parámetro fundamental.

Atendiendo a la clasificación general descrita en el apartado 24.2, los modelos de combustión pueden ser:

- Cerodimensionales o termodinámicos (presentados en el apartado 24.4.1), basados principalmente en la ley de conservación de la energía y que asumen homogeneidad espacial de las variables implicadas (temperatura, composición, etc.).
- Cuasidimensionales o fenomenológicos (presentados en el apartado 24.4.2), los cuales, a pesar de su carácter cerodimensional y al planteamiento termodinámico básico, incluyen algún aspecto geométrico característico del proceso de combustión o detalles espaciales adicionales para alguno de los fenómenos involucrados en la combustión.
- Multidimensionales o fluidodinámicos (CFD), más complejos que los anteriores porque además describen exhaustivamente la dependencia espacial del movimiento del fluido mediante la resolución de la correspondiente ecuación de conservación de la cantidad de movimiento en dos o tres dimensiones (introducidos en el apartado 24.4.3).

Además de esta clasificación general, cabe señalar, como se identificará posteriormente, que debido a la necesidad de conocer la composición de las diferentes especies presentes en el cilindro, la tasa a la cual se libera el contenido energético del combustible durante su oxidación y/o las principales vías de formación de especies contaminantes (NO_x , CO, HC, partículas), los modelos de combustión suelen ir acompañados por submodelos químicos que describen, con mayor o menor detalle, la conversión de reactivos en productos (apartado 24.4.4).

24.4.1 Modelos termodinámicos o cerodimensionales

Teniendo en cuenta que en la ecuación (24.2) el término relativo a la variación de la energía interna se puede separar en sus componentes sensible y química (Q_R , calor liberado en el proceso de combustión), dicha ecuación se puede reescribir como muestra la expresión (24.8), en la que se ha considerado, para simplificar, que el fluido encerrado en el cilindro se comporta como un gas ideal y se ha despreciado la contribución energética de los flujos entrantes y salientes del sistema. Estas hipótesis, aunque conducen a algunos errores que se comentan posteriormente, se asumen en la mayoría de los modelos termodinámicos de combustión.

$$m c_v \frac{dT}{dt} = \frac{dQ_R}{dt} + \sum_w \frac{dQ_w}{dt} - p \frac{dV}{dt} \quad (24.8)$$

Considerando la ecuación de estado de los gases ideales ($pV = mR_g T$) y que R_g permanece constante, se cumple que:

$$\frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} = \frac{dT}{T} \quad (24.9)$$

La expresión anterior puede ser usada para eliminar T en la ecuación (24.8), quedando la expresión (24.10), donde γ es la relación entre los calores específicos (c_p/c_v):

$$\frac{dQ_R}{dt} = \frac{\gamma}{\gamma-1} p \frac{dV}{dt} + \frac{1}{\gamma-1} V \frac{dp}{dt} + \sum_w \frac{dQ_w}{dt} \quad (24.10)$$

Es precisamente la incógnita de la ecuación anterior la que establece el tipo de modelo termodinámico a emplear, predictivo o de diagnóstico. Como se ha comentado anteriormente, los modelos predictivos tratan de evaluar las prestaciones del motor a partir de su configuración geométrica, de las condiciones de funcionamiento y de la evolución instantánea de presión (incógnita en la ecuación (24.10)). El uso de este tipo de modelos es interesante para realizar estudios paramétricos más amplios que los que pueden plantearse de forma experimental, por lo que es habitual su empleo en procesos de diseño. Los modelos predictivos requieren conocer previamente la ley de liberación de calor (es decir, FQL o FMQ), a partir de la cual se puede estimar el término de la izquierda en la expresión (24.10). Suele ser habitual que dicha ley de quemado se determine, en el caso de un MEP, a partir de una función tipo Wiebe como la mostrada en la ecuación (24.11), mientras que en MEC suele estimarse empleando las expresiones (24.12) a (24.13), propuestas inicialmente por Watson *et al.* [4]. Esta última función está basada en que, tal y como se ha explicado en el capítulo 20, la combustión Diesel está compuesta por una primera etapa durante la cual se quema el combustible inyectado durante el tiempo de retraso (fase de combustión premezclada, cuya ley de liberación de calor viene dada por FQL_p), seguida de una etapa más lenta controlada por los fenómenos de mezcla (fase de combustión por difusión, cuya ley de liberación de calor está impuesta por FQL_d).

$$FQL(\alpha) = 1 - \exp \left[-c_1 \left(\frac{\alpha - \alpha_0}{\Delta\alpha_c} \right)^{c_2} \right] \quad (24.11)$$

$$FQL(\alpha) = \beta FQL_p + (1 - \beta)FQL_d \quad (24.12)$$

$$FQL_p(\alpha) = 1 - \left[1 - \left(\frac{\alpha - \alpha_0}{\Delta\alpha_c} \right)^{c_3} \right]^{c_4} ; FQL_d(\alpha) = 1 - \exp \left[-c_1 \left(\frac{\alpha - \alpha_0}{\Delta\alpha_c} \right)^{c_2} \right] \quad (24.13)$$

donde α_0 es el ángulo de inicio de la combustión, $\Delta\alpha_c$ la duración de la combustión y β la fracción de combustible quemado en la fase de combustión premezclada (en MEC). Las constantes c_1 a c_4 , siendo c_1 el grado de completitud del proceso y c_2 el parámetro de forma que permite ajustar la velocidad del proceso de combustión, son parámetros de ajuste que dependen tanto del tipo de motor como de las condiciones operativas (dosado relativo, régimen de giro, etc.), y su determinación se realiza de forma empírica. La Figura 24.7 muestra la fracción de calor liberado correspondiente a una ley de Wiebe y de Watson, indicando el efecto que tiene una variación en los parámetros de ajuste sobre la forma de dichas funciones.

Tanto los modelos predictivos, como los modelos de diagnóstico emplean la 1ª ley de la termodinámica para conocer las causas que han provocado unas determinadas prestaciones del motor. El uso de este tipo de modelos tiene especial interés para facilitar la interpretación de las variables medidas experimentalmente o para el cálculo de variables difícilmente medibles (análisis de los fenómenos involucrados en la combustión), por lo que su empleo es recomendable para la puesta a punto y optimización de motores.

Frente a otras técnicas de diagnóstico que tratan de analizar anomalías en el proceso de combustión a través de la medida, por ejemplo, de vibraciones del bloque motor o de fluctuaciones de la velocidad angular, los modelos de diagnóstico más usados son los que utilizan la evolución de la presión instantánea en el interior del cilindro obtenida de forma experimental para calcular la ley de liberación de calor (término de la izquierda en la ecuación (24.10)).

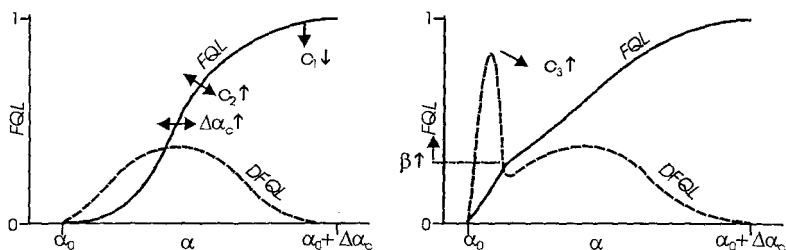


Figura 24.7 Leyes de quemado de Wiebe (izquierda) y de Watson (derecha).

La ecuación (24.10) ha estado sujeta en los últimos años a un desarrollo notable que ha permitido obtener una mayor precisión en su carácter tanto predictivo como de diagnóstico. Estos nuevos desarrollos incorporan una mayor complejidad debida, por ejemplo, al empleo de submodelos sofisticados tanto de transmisión de calor a las paredes (capítulo 5) como de deformaciones para el cálculo del volumen instantáneo; a una determinación más precisa de las propiedades termodinámicas instantáneas, teniendo en cuenta su dependencia con las condiciones termodinámicas y de composición, y a la consideración de los flujos másicos y entálpicos entrantes y salientes del sistema. Entre estos flujos másicos destacan los gases residuales, el cortocircuito (que puede determinarse empleando modelos de llenado y vaciado como los anteriormente descritos), el combustible inyectado (determinado a partir de la señal experimental de levantamiento de aguja o de la tasa de inyección) y el *blow-by*, que se puede calcular empleando la ecuación (24.4).

La Figura 24.8 muestra un esquema de los dos tipos de modelos comentados (predictivo y de diagnóstico), en la que se refleja el principal objetivo de cada uno de ellos.

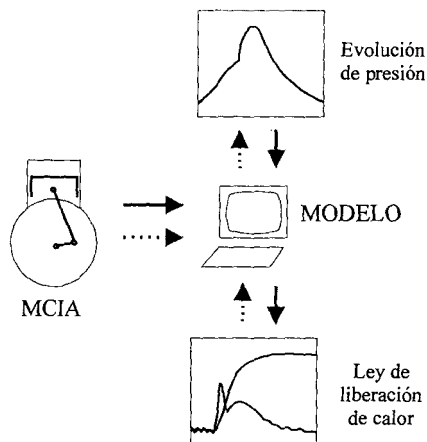


Figura 24.8 Esquema de un modelo de combustión predictivo (flechas discontinuas) y de diagnóstico (flechas continuas).

Las hipótesis habitualmente empleadas para simplificar la resolución de la ecuación (24.8), algunas de las cuales ya han sido usadas para obtener la expresión (24.10), son las siguientes:

- Presión uniforme en la cámara de combustión. Dado que la velocidad de propagación de la llama (MEP) y del proceso de combustión (MEC) suele ser menor que la velocidad del sonido, esta hipótesis proporciona resultados aceptables en ambos tipos de motores.
- El fluido que evoluciona en el interior de la cámara de combustión está constituido por una mezcla multicomponente de: aire, combustible gaseoso y productos quemados resultantes de una combustión estequiométrica. El considerar una mezcla estequiométrica de aire/combustible para estimar la composición de los productos quemados es válido en MEP convencionales y en MEC ya que, en estos últimos, a pesar de operar con dosados globales pobres, la combustión ocurre en condiciones locales cercanas a la estequiométrica (como se ha explicado en el capítulo 20). Dicha hipótesis perdería validez para modelar, por ejemplo, la combustión HCCI debido al empleo de mezclas pobres y homogéneas.
- El fluido que evoluciona en el cilindro se comporta como un gas ideal. Las desviaciones respecto al comportamiento de un gas ideal (cuantificadas por el factor de compresibilidad) son debidas principalmente a la proximidad de las condiciones termodinámicas a las de saturación de algunos de los componentes de la mezcla. Las condiciones termodinámicas existentes en la cámara de combustión (elevada presión y temperatura) están muy alejadas de dichas condiciones de saturación, siendo quizás los primeros instantes del proceso de inyección en MEC (cuando el combustible aún no se ha mezclado con el aire) cuando dicha hipótesis podría perder validez en el caso del combustible. No obstante, algunos estudios empleando un modelo de diagnóstico demuestran que la consideración de ecuaciones de estado más complejas (Van der Waals, Soave, Redlich-Kwong, etc.) conduce a mejoras en la predicción de la temperatura media en el cilindro y del calor liberado no superiores al 2%, siendo a alta carga cuando la diferencia es máxima debido a la mayor concentración de combustible.
- La temperatura utilizada para el cálculo de la energía interna (o entalpía) del fluido es la temperatura media en el cilindro. Esta hipótesis, propia de un modelo termodinámico cero-dimensional, es quizás la más restrictiva sobre todo en lo relativo a los productos quemados. Los errores cometidos serán mucho mayores durante los primeros instantes del proceso de combustión debido a las mayores diferencias existentes entre la temperatura media del gas y las diferentes temperaturas locales existentes en el interior del cilindro. Una vez finalizado el proceso de combustión, el gas quemado se enfría (debido a la transmisión de calor a las paredes, al enfriamiento provocado por el proceso de expansión y a la dilución de dicho gas con el aire en exceso propio de un MEC), y la distribución de temperaturas en la cámara resulta más uniforme, disminuyendo de este modo el error cometido.
- Para el cálculo del calor transmitido a las paredes se suele emplear la expresión del coeficiente de película instantáneo propuesta por Woschni (introducida en el capítulo 5), donde los parámetros característicos del término de velocidad se ajustan para el motor ensayado. Esta ecuación, aunque proporciona resultados aceptables y es fácil de implementar, agrupa en un solo coeficiente el efecto combinado de la convección y la radiación. Además, y en el caso de procesos de combustión de carga homogénea como los HCCI, sobreestima el calor transmitido debido a la consideración de una mayor velocidad del gas quemado provocada por la heterogeneidad de los procesos de combustión convencionales (zonalidad impuesta por la existencia de gases quemados y mezcla fresca).

Además de las hipótesis anteriores, es habitual despreciar los flujos másicos (y energéticos) entrantes y salientes del sistema (*blow-by* y combustible, principalmente), convirtiéndose el cilindro en un sistema cerrado durante las carreras de compresión-expansión. Mientras que

en modelos predictivos esta hipótesis conduce a errores máximos entre la presión calculada y la experimental que no superan el 3%, en modelos de diagnóstico, y especialmente en MEC, dichas simplificaciones pueden conducir a diferencias significativas debido a los efectos del combustible sobre la ley de quemado. Por un lado, y debido a que la especie combustible suele considerarse en forma gaseosa (tras los procesos de atomización y evaporación), los modelos termodinámicos suelen incluir un cierto desfase en la ley de inyección para así considerar el combustible en el balance de masas y energía solamente a partir del instante en que éste se ha vaporizado. La estimación de los tiempos característicos de atomización y evaporación suele realizarse empleando ecuaciones simplificadas como las expuestas en el capítulo 13. Por otro lado, para el cálculo de los valores instantáneos de calor liberado y/o temperatura se debería considerar, en el término de entalpía aportada por el combustible, el calor absorbido durante el calentamiento de dicho combustible desde la temperatura de inyección y el calor latente de vaporización, aunque cabe destacar que el primero no supone más del 3% del poder calorífico del combustible mientras que el segundo es inferior al 1% de dicho poder calorífico. Los errores provocados por la no consideración del combustible aumentan cuando se emplean compuestos cuya entalpía de vaporización es elevada (como alcoholes, con el consiguiente efecto de reducción en la temperatura media y el calor liberado), cuando se modelan procesos controlados por el autoencendido (p.e. HCCI, debido a la influencia que sobre el tiempo de retraso pueden tener los fenómenos comentados cuando se parte de condiciones de baja temperatura en el cilindro) o cuando se analizan condiciones de arranque en frío. Una descripción completa de un modelo termodinámico de diagnóstico que considera todos los aportes másicos y energéticos puede encontrarse en [5], donde el balance másico durante el ciclo termodinámico responde al esquema de la Figura 24.9 (donde \dot{m}_{EGR} , \dot{m}_{RES} , \dot{m}_{cort} y \dot{m}_{bb} son los flujos másicos de EGR, residuales, cortocircuito y *blow-by* respectivamente, e Y_{pq} es la fracción másica de productos quemados en cada instante).

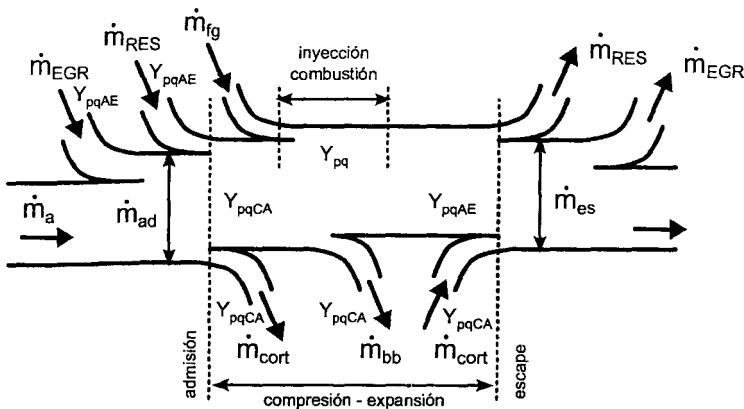


Figura 24.9 Balance másico y evolución de la fracción másica de los productos resultantes de una combustión estequiométrica.

Para determinar la variación de las propiedades del fluido (γ , c_p , c_v) durante el ciclo termodinámico y, a partir de ellas, la variación instantánea de las variables termodinámicas (energía interna y/o entalpía), es habitual el empleo de correlaciones que permiten, conocida la compo-

sición, calcular dichas propiedades en función de la temperatura instantánea. El efecto de la presión se refleja en la composición instantánea y es especialmente notable a altas temperaturas debido a las reacciones de disociación (especies como el OH, H y O empiezan a ser significativas, tal y como se verá en el apartado 24.4.4). Dichas reacciones, además de ser endotérmicas (con la consiguiente disminución en el calor liberado en determinados instantes de la combustión), suponen una expansión molecular del gas. Sin embargo, este efecto se suele despreciar en muchos de los modelos termodinámicos cerodimensionales, que tienen en cuenta únicamente las especies mayoritarias como integrantes del gas quemado. Esta hipótesis conduce a resultados aceptables cuando se analiza el proceso de combustión tanto en MEC, debido a las bajas temperaturas medias resultantes del empleo de mezclas pobres, como en MEP, en los cuales la menor relación de compresión también conduce a temperaturas medias no excesivamente elevadas. La consideración de la disociación resulta mucho más notable en modelos cuasidimensionales (apartado 24.4.2), cuyo carácter en muchos casos multizona exige tener en cuenta un mayor número de compuestos en los productos quemados al estar sometidos a una mayor temperatura que el valor medio propio de un modelo cerodimensional. En cuanto a la composición instantánea del fluido durante el ciclo de funcionamiento, y como se ha comentado anteriormente, es habitual considerar la presencia de aire, combustible evaporado y productos quemados resultantes de un proceso de combustión estequiométrico. La composición instantánea de estos últimos suele estimarse empleando modelos de equilibrio químico (descritos en el apartado 24.4.4) cuya complejidad depende del número de especies consideradas en función de que se incluyan o no los productos de la disociación.

Las correlaciones habitualmente empleadas para calcular las propiedades de cada una de las especies presentes en el aire y los productos quemados suelen responder a las expresiones (24.14) y (24.15). Los valores de los coeficientes a_{i1} hasta a_{i5} están tabulados en varias fuentes bibliográficas [6] o pueden ser calculados realizando un ajuste por mínimos cuadrados de los datos termodinámicos correspondientes a cada especie (siendo las *JANAF Thermochemical Tables* [7] la referencia más usada). El último de los coeficientes (a_{i6}) coincide con la entalpía de formación del compuesto considerado en condiciones estándar ya definida en el capítulo 13, dividida por el valor de la constante R . Conociendo la fracción molar (o másica) de cada una de las especies integrantes del aire y de los productos quemados, las propiedades de los mismos se calculan ponderando los valores individuales con dichas fracciones molares. En el caso del combustible, dichas propiedades pueden ser estimadas empleando expresiones similares a las anteriores, cuyos coeficientes de ajuste también están tabulados en varias referencias bibliográficas, o empleando métodos basados en la contribución de los diferentes grupos moleculares que componen el combustible (especialmente interesante para combustibles no convencionales como algunos tipos de biodiesel).

$$\frac{c_{pi}(T)}{R} = a_{i1} + a_{i2}T + a_{i3}T^2 + a_{i4}T^3 + a_{i5}T^4 \quad (24.14)$$

$$\frac{h_i(T)}{RT} = a_{i1} + \frac{a_{i2}}{2}T + \frac{a_{i3}}{3}T^2 + \frac{a_{i4}}{4}T^3 + \frac{a_{i5}}{5}T^4 + \frac{a_{i6}}{T} \quad (24.15)$$

Por tanto, la entalpía (o energía interna) instantánea de la mezcla que evoluciona en el cilindro puede calcularse ponderando las expresiones anteriores con la concentración de cada uno de los compuestos presentes en dicha mezcla (aire, combustible evaporado y productos quemados), como indican las expresiones (24.16) y (24.17). La Figura 24.10 muestra, como ejemplo, la variación de la entalpía específica con la temperatura para los tres componentes

comentados. En la figura se observa la importancia del efecto de la disociación de especies cuya teoría ha sido previamente introducida en el capítulo 13. El fenómeno de la disociación de especies aparece a alta temperatura (> 2000 K) y su efecto depende de la presión, siendo más acusado a presiones bajas y reduciéndose su efecto a medida que aumenta la presión.

$$h = h_a X_a + h_f X_f + h_{pq} X_{pq} \quad (24.16)$$

$$u = h - RT \quad (24.17)$$

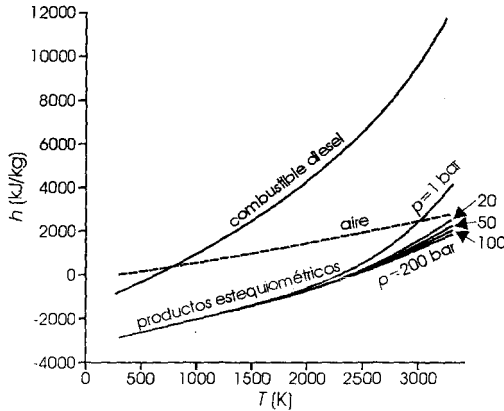


Figura 24.10 Entalpía específica del aire, combustible evaporado y productos quemados en función de la temperatura.

Por último, y aunque la mayoría de los modelos termodinámicos emplea el primer principio de la termodinámica como herramienta fundamental (conservación de la energía), cabe comentar que existen otros que complementan lo anterior con un análisis basado en la segunda ley (degradación de la energía). Se puede así conocer la capacidad de las diferentes formas de energía involucradas (química, térmica y mecánica) para producir trabajo útil y, por tanto, se tiene información sobre la variación de exergía provocada por las irreversibilidades de los fenómenos implicados (transmisión de calor a las paredes, fugas, fricción, etc.). Por tanto, una evaluación completa de los procesos que ocurren en el interior del cilindro de un MCIA requeriría ambos análisis, energético y exergético, aunque este último no es objeto de este texto.

24.4.2 Modelos cuasidimensionales o fenomenológicos

Mientras que los modelos cerodimensionales no contemplan ningún aspecto relacionado con el modelado del flujo y su interacción con la geometría de la cámara de combustión, es precisamente la forma en que se quema el combustible la que caracteriza la complejidad del modelo debido a la necesidad de considerar diferentes aproximaciones al proceso real. Los modelos cuasidimensionales son aquellos que, unidos al planteamiento termodinámico básico, incluyen algún aspecto geométrico característico del proceso de combustión (como el avance del frente de llama en MEP o la geometría del chorro Diesel en MEC) y/o detalles adicionales para alguno de los fenómenos involucrados en la combustión (atomización y evaporación del combustible Diesel, mezcla aire-combustible, etc.). Estos modelos, también denominados fenomenológicos por estar contruidos sobre una conceptualización de los distintos fenómenos

de forma individual, hacen intervenir el concepto de espacio mediante la resolución de ecuaciones generales simplificadas o bien ecuaciones empíricas que caracterizan algunos de los procesos involucrados.

Los modelos cuasidimensionales suelen dividir la cámara de combustión en varias zonas (para considerar la no uniformidad de composición y temperatura en el cilindro) con propiedades homogéneas en cada una de ellas, siendo necesaria la resolución de las ecuaciones de conservación de la masa y la energía en cada una de dichas zonas para resolver el problema.

Estos modelos permiten estimar cualitativamente la formación/destrucción de emisiones contaminantes ya que retienen al menos una parte de la física del problema. Además, el tiempo de cálculo requerido es razonable frente a los multidimensionales y posibilitan establecer fácilmente relaciones entre causas y efectos. Como inconvenientes, puede señalarse la necesidad de ajustar algunos de sus coeficientes con resultados experimentales en cada situación, debido al gran número de simplificaciones que requieren.

Finalmente, debido a que el planteamiento de los modelos de tipo fenomenológico está condicionado por la estructura del proceso de combustión objeto de estudio, es conveniente diferenciar en modelos que resultan de aplicación en MEP (de carga homogénea) y aquellos que son válidos para MEC ya que, como se detalla en los capítulos 18 (MEP) y 20 (MEC), la estructura del proceso de combustión es diferente.

Motores de encendido provocado y carga homogénea

La estructura del proceso de combustión para el caso de un MEP de carga homogénea se muestra esquemáticamente en la Figura 24.11. De acuerdo con este esquema y según se ha definido en el capítulo 18 (apartados 18.1 y 18.2), en una primera aproximación dicha estructura puede ser modelada de forma sencilla dividiendo la cámara de combustión en dos zonas separadas por el frente de llama, cuyo espesor (superficie de reacción) se considera lo suficientemente pequeño como para no considerarlo como una nueva zona. Como muestra la Figura 24.11, las dos zonas consideradas son la de gases sin quemar (reactivos), constituida por una mezcla homogénea de aire, combustible, gases residuales y EGR, y la de gases quemados (productos), constituida por las especies resultantes de la combustión.

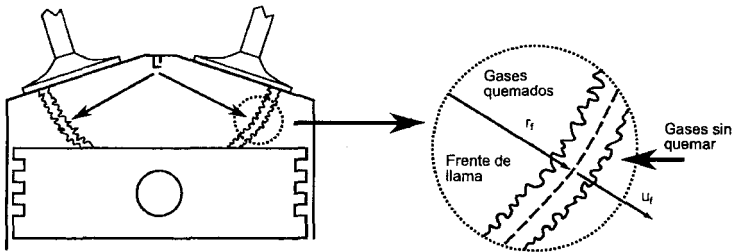


Figura 24.11 Esquema de la estructura característica del proceso de combustión en MEP de carga homogénea.

Con el objetivo de aproximarse al proceso real de forma más precisa que mediante el uso de una ley de quemado teórica propia de los modelos cerodimensionales, la separación física entre la zona quemada y la zona de reactivos en MEP suele modelarse asumiendo que el frente de llama tiene geometría esférica (con su centro en la bujía y su radio estimado a partir de la posición instantánea de la sección media del frente de llama), siendo por tanto la superficie de

dicho frente la correspondiente a la porción de la esfera delimitada en cada instante por las paredes de la cámara de combustión. A partir de estas hipótesis, la evolución del proceso de combustión en términos energéticos (fracción de energía liberada en cada instante) depende fundamentalmente de la velocidad del frente de llama y de su área. Por ello existen básicamente dos métodos para modelar este proceso de combustión con un grado de precisión razonable.

- Modelos basados en la velocidad de combustión turbulenta

En ese caso, conocida la geometría de la cámara de combustión, la fracción de masa quemada para una velocidad de combustión determinada viene dada por la expresión (24.18) ya introducida en el capítulo 13, donde m_{pq} es la masa de los productos quemados, ρ_{sq} es la densidad de los reactivos, A el área del frente de llama correspondiente a un determinado radio de la misma, considerando que el proceso se desarrolla en condiciones de flujo laminar (es decir, que el frente de llama es una superficie perfectamente esférica y lisa) y u_{CT} es la velocidad de combustión ahora sí considerando condiciones de flujo turbulento.

$$\frac{dm_{pq}}{dt} = \rho_{sq} A u_{CT} \quad (24.18)$$

Se observa cómo el efecto de la turbulencia sobre el proceso de combustión queda implícito únicamente en la velocidad de combustión turbulenta, siendo este término el que debe ser modelado convenientemente. Para ello generalmente se introduce el factor FSR , ya definido en el capítulo 18, que relaciona la velocidad de combustión turbulenta (u_{CT}) con la laminar (u_{CL}), quedando finalmente la expresión (24.19).

$$\frac{dm_{pq}}{dt} = \rho_{sq} A u_{CL} FSR \quad (24.19)$$

A partir de aquí, la velocidad de combustión laminar se calcula en función de las condiciones de contorno del problema por medio de expresiones teóricas o empíricas según se describe en el capítulo 18, mientras que el factor FSR se suele estimar bien a partir de la energía cinética turbulenta (k) o de la intensidad de la turbulencia (I), utilizando para ello modelos de turbulencia sencillos tipo k - ε adaptados en el caso predictivo, o bien ajustando la FQL experimental a la modelada en el caso de diagnóstico. A modo de ejemplo, la expresión (24.20) recoge el modelo propuesto por Damköhler generalizado para estimar el valor del factor FSR en condiciones de llama completamente desarrollada en función de las características de la turbulencia en la cámara de combustión, en este caso de la intensidad de la turbulencia y de los parámetros c y n .

$$FSR = \frac{u_{CT}}{u_{CL}} = 1 + c \left(\frac{I}{u_{CL}} \right)^n \quad (24.20)$$

La teoría que sustenta la validez de este modelo ya ha sido introducida en el capítulo 13, donde se dedujo que el valor del exponente n , llamado coeficiente de plisamiento, depende del régimen en el que se desarrolla el proceso de combustión (es interesante repasar el diagrama 18.6 donde se describen los diferentes regímenes existentes para llamas premezcladas turbulentas), adoptando valores que se encuentran, tanto teórica como experimentalmente, entre 0,5 para condiciones de llama distribuida y 1 para condiciones de llama plisada. En cuanto al parámetro c , experimentalmente se ha determinado que su valor varía entre 1 y 4 dependiendo del número de Reynolds turbulento, siendo además dependiente del tipo de combustible. A partir de aquí se recurre al modelo de turbulencia para calcular instantáneamente los valores de u_{CT} necesarios para cerrar el modelo. Si se opta por un mode-

lo basado en la energía cinética turbulenta y su disipación, se debe resolver al menos una ecuación de transporte en su forma integral para la energía cinética turbulenta, que por lo general se asemeja a la estructura que muestra la expresión (24.21), donde el primer término del segundo miembro modela la producción o destrucción de energía cinética turbulenta debido al movimiento del pistón, el término central representa la disipación de la energía cinética turbulenta y el último término de la parte derecha de la ecuación se introduce para considerar la generación de turbulencia debido al movimiento de *squish*.

$$\frac{dk}{dt} = -\frac{2k}{3V} \frac{dV}{dt} - \varepsilon \frac{k^{1,5}}{L_{int}} + \left(c_s \frac{k^{1,5}}{L_{int}} \right)_{\alpha > PMS} \quad (24.21)$$

En la expresión anterior, c_s es una constante de ajuste del modelo, mientras que L_{int} representa la escala espacial integral del problema y se estima a partir de una esfera cuyo volumen coincide con el volumen instantáneo de la cámara de combustión, lo que conduce a la sencilla expresión (24.22).

$$L_{int} = \left(\frac{6V_{cyl}}{\pi} \right)^{1/3} \quad (24.22)$$

Es necesario finalmente disponer de un modelo para la tasa de disipación (para la que se mantendrá la denominación de ε), que puede ser una ecuación de transporte adicional o, en la mayoría de los casos en los que se pretende mantener la simplicidad del modelo, una relación algebraica como la recogida en la expresión (24.23), donde C es una constante del modelo de turbulencia, usualmente igual a 0,09.

$$\varepsilon = C \frac{k^{3/2}}{L_{int}} \quad (24.23)$$

Una vez obtenido el valor de k en cada instante y asumiendo la hipótesis de turbulencia isotrópica a partir de la etapa final del proceso de compresión, se calcula el valor de la intensidad de la turbulencia acudiendo a la expresión (24.24) introducida en el capítulo 12:

$$I = \left(\frac{2k}{3} \right)^{1/2} \quad (24.24)$$

Sin embargo, el valor del coeficiente de plisamiento es bastante más difícil de obtener, tomándose, en la gran mayoría de los casos, un valor constante comprendido entre 0,7 y 0,8. No obstante, si se dispone de un modelo de turbulencia junto con un modelo de velocidad de combustión laminar se pueden calcular los parámetros de entrada al diagrama de regímenes de combustión premezclada (diagrama 18.6), para de esta forma estimar al menos de forma cualitativa el valor de n .

Existen en la actualidad numerosos modelos para estimar el valor del factor FSR de grado de complejidad también muy diferente, aunque generalmente todos parten del modelo de Damköhler, al que añaden términos correctivos con el objetivo de considerar la etapa de transición entre combustión laminar (al inicio del proceso cuando la chispa producida en la bujía inicia el proceso de combustión) y turbulenta (una vez que el frente de llama alcanza un tamaño crítico), o de incrementar el rango de validez del modelo o simplemente de mejorar su capacidad predictiva.

- Modelos basados en el área efectiva del frente de llama

Si se acepta la hipótesis de que el frente de llama turbulento que se propaga en el interior de la cámara de combustión de un MEP de carga homogénea es de espesor despreciable, y

además se asume que el proceso de combustión se desarrolla en el régimen correspondiente a llamas premezcladas plisadas ensanchadas con lengüetas de llama o *flamelets* (se recomienda nuevamente al lector repasar el diagrama 18.6 para recordar los diferentes regímenes existentes para llamas premezcladas turbulentas), entonces el incremento de la superficie de la llama debido a la turbulencia es la causa principal del incremento en la tasa de combustión respecto a la que se correspondería con condiciones de flujo laminar. Además, la escala espacial de la combustión es extremadamente pequeña en comparación con la de la turbulencia, por lo que los parámetros físicos que controlan los fenómenos de transporte (viscosidad dinámica, difusividad másica y térmica) no se ven afectados por la turbulencia y en consecuencia se acepta la hipótesis de que la velocidad de combustión turbulenta se mantiene igual a la laminar. Con estas hipótesis, la fracción de masa quemada en cada instante se expresa según la ecuación (24.25).

$$\frac{dm_{pq}}{dt} = \rho_{sq} A_{ef} u_{CL} \quad (24.25)$$

Se observa que en este caso el efecto de la turbulencia sobre el proceso de combustión queda recogido únicamente en el término correspondiente al área del frente de llama turbulento (A_{ef}), y por lo tanto es este término el que debe ser modelado. Para ello generalmente se introduce nuevamente el factor FSR definido en el capítulo 18, pero que aquí relaciona la superficie de combustión turbulenta (A_{ef}) con la laminar (A), quedando finalmente la expresión (24.26).

$$\frac{dm_{pq}}{dt} = \rho_{sq} (A FSR) u_{CL} \quad (24.26)$$

Para estimar el valor del factor FSR es posible plantear un modelo de combustión basado en el concepto de geometría fractal. En esta aproximación se asume autosimilaridad entre las escalas de la turbulencia de diferente tamaño. Con esta hipótesis, se puede demostrar cómo el frente de llama, que se deforma debido a su interacción con la turbulencia, presenta las características de un objeto fractal y el factor FSR se puede calcular de forma sencilla de acuerdo con la expresión (24.27), donde L_{max} y L_{min} representan los límites máximo y mínimo para escalas espaciales de la llama plisada y D_3 es la dimensión fractal. Cuando se aplica este modelo a llamas premezcladas turbulentas, hay que imponer la escala espacial mayor y la menor a considerar como límites máximo y mínimo. En general se acepta que la escala menor se corresponde con la escala de Kolmogorov (λ_k), mientras que la escala mayor se iguala a la escala integral de la turbulencia (L_{int}).

$$FSR = \frac{A_{ef}}{A} = \left(\frac{L_{max}}{L_{min}} \right)^{D_3-2} = \left(\frac{L_{int}}{\lambda_k} \right)^{D_3-2} \quad (24.27)$$

Por lo tanto, es necesario acoplar el modelo de combustión a un modelo de turbulencia adecuado, generalmente simplificado, por ejemplo, el modelo k - K (energía cinética turbulenta - energía cinética del flujo medio). Este modelo se plantea de acuerdo al conjunto de ecuaciones (24.28), donde \dot{m}_e y \dot{m}_s representan los gastos másicos entrantes y salientes, c_p y c_D son constantes de ajuste, y finalmente L_{int} se corresponde con la escala integral del problema y se calcula según la expresión (24.22).

$$\begin{aligned}
 \frac{dK}{dt} &= \frac{1}{2} \dot{m}_e^2 u_e^2 - P + K \frac{\dot{m}_s}{m} + K \left(\frac{\dot{\rho}}{\rho} \right) \\
 \frac{dk}{dt} &= P - D + k \frac{\dot{m}_s}{m} + k \left(\frac{\dot{\rho}}{\rho} \right) \\
 P &= c_P \frac{k}{t'} \quad ; \quad D = c_D \frac{k}{t'} \\
 K &= \frac{1}{2} m U^2 \quad ; \quad k = \frac{1}{2} m I^2 \quad ; \quad t' = \frac{L_{\text{int}}}{I}
 \end{aligned}
 \tag{24.28}$$

Una vez acoplado el modelo de turbulencia, se pueden obtener fácilmente los valores de las escalas máxima y mínima a introducir en el modelo de combustión de acuerdo a las relaciones (24.29), siendo ν_t la viscosidad cinemática turbulenta.

$$\begin{aligned}
 L_{\text{max}} &= L_{\text{int}} \\
 L_{\text{min}} &= \lambda_k = \frac{L_{\text{int}}}{(IL_{\text{int}}/\nu_t)^{3/4}}
 \end{aligned}
 \tag{24.29}$$

Finalmente, para utilizar este modelo se necesita introducir una ecuación adicional para estimar la dimensión fractal D_3 a partir nuevamente de las condiciones del flujo turbulento. La expresión (24.30) es la más utilizada para modelar dicha dimensión fractal.

$$D_3 = \frac{2u_{CL}}{I + u_{CL}} + \frac{2.35I}{I + u_{CL}}
 \tag{24.30}$$

Como en el caso anterior, en la actualidad existen numerosos modelos de combustión basados en la hipótesis de geometría de llama fractal de muy diverso grado de complejidad, si bien los fundamentos expuestos en este apartado son la base de todos ellos. Un ejemplo sencillo consiste en el modelo de conos de Schelkin descrito con detalle en el capítulo 13, a partir del cual se puede establecer la relación entre las superficies de combustión turbulenta y laminar en función del número de Reynolds.

Por supuesto, existen aproximaciones intermedias donde el incremento de la velocidad de combustión y el de la superficie de la llama debidos al efecto de la turbulencia, se modelan simultáneamente, aunque de forma no acoplada, para analizar la contribución de cada uno de ellos.

Para concluir este apartado, cabe resaltar que es común en MEP la consideración de una tercera zona, cercana a la pared de la cámara de combustión (capa límite térmica), cuya menor temperatura (debido a la transmisión de calor a las paredes) es una de las principales causas de emisión de contaminantes en este tipo de motores, sobre todo de hidrocarburos sin quemar o parcialmente quemados.

Motores de encendido por compresión

Los modelos de dos (o tres) zonas son adecuados para analizar el proceso de combustión en MEP, donde existen básicamente dos zonas en la cámara de combustión (quemados - no quemados), siendo las condiciones homogéneas en cada una de ellas. Por el contrario, estos modelos resultan incapaces de describir adecuadamente la evolución de un chorro Diesel en MEC puesto que, de acuerdo con la descripción realizada en el capítulo 20 y con el esquema

del proceso de combustión que se presenta en la Figura 24.12, las condiciones en la cámara de combustión son esencialmente heterogéneas. Es evidente que un mayor grado de zonalidad (modelos multizona) permite una mejor descripción del chorro.

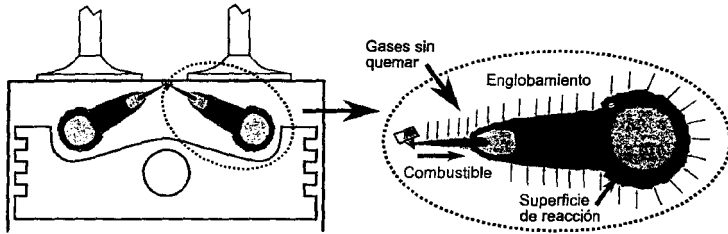


Figura 24.12 Esquema de la estructura característica del proceso de combustión en MEC.

Esta estructura de chorro (reactivo) también define los diferentes procesos que intervienen en el problema. En este sentido, la Figura 24.13 esquematiza la secuencia de procesos que se han de considerar para modelar la evolución del combustible a medida que viaja a lo largo del chorro de acuerdo con la estructura de la llama difusiva cuasiestacionaria propuesta por Dec (capítulo 20). Cabe destacar que, de acuerdo con esta estructura de llama, es necesario considerar las tres regiones que coexisten en el interior de dicha llama (*lift-off*, combustión premezcla rica y combustión por difusión estequiométrica en el contorno del chorro) ya desde la etapa de planteamiento del modelo.

Como se observa en la Figura 24.13, un modelo de combustión Diesel requiere el empleo de submodelos que permitan simular los procesos que sufre el chorro, en particular aquellos derivados de su interacción con el aire que lo envuelve. Entre dichos submodelos (ecuaciones conservativas simplificadas o ecuaciones empíricas) destacan los que describen los procesos de atomización (y la correspondiente distribución de tamaños de gotas), evaporación, englobamiento de aire y finalmente combustión. Sin embargo, la Figura 24.13 muestra cómo el proceso más relevante en este tipo de problema es, según se comentó en el capítulo 13, el englobamiento de aire por parte del chorro. Por ello, generalmente se acepta como hipótesis fundamental que el control del chorro y del proceso de combustión en MEC recae sobre el proceso físico de mezcla entre el gas ambiente y el combustible inyectado, de ahí el nombre de combustión controlada por mezcla. El submodelo de mezcla suele tener su origen en la teoría de chorros gaseosos turbulentos.

En relación con la cinética química de oxidación del combustible, en la gran mayoría de modelos ésta se considera más rápida que el proceso físico de mezcla y por ello se acepta que las reacciones químicas que se dan durante la fase de combustión en premezcla rica, y posteriormente durante la fase difusiva, son infinitamente rápidas, lo que conduce al concepto de que el combustible que se encuentra mezclado se quema de forma instantánea. Esta segunda hipótesis simplifica fuertemente el problema al eliminar la necesidad de gestionar la evolución química mediante cinética detallada.

Una vez establecidas las hipótesis fundamentales anteriores, al igual que para el caso de un MEP, existen nuevamente dos aproximaciones conceptuales que permiten modelar el proceso de combustión según se describe en los apartados siguientes.

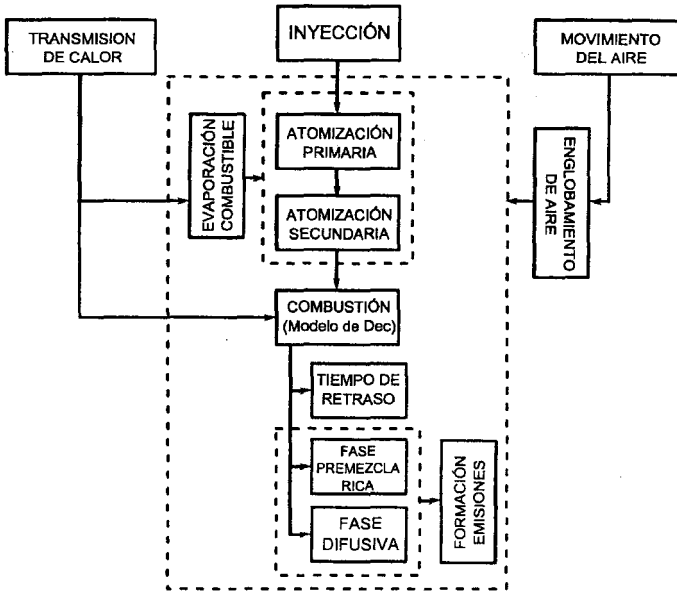


Figura 24.13 Secuencia de procesos en la evolución de un chorro Diesel.

- Modelos basados en la discretización lagrangiana del chorro

El planteamiento de este tipo de modelos comienza discretizando la tasa de inyección en un número finito de paquetes de combustible, bien definiendo intervalos de tiempo equiespaciados o bien forzando la condición de igualdad de masa de combustible para cada paquete. Estos paquetes se introducen secuencialmente en la cámara de combustión siguiendo diferentes trayectorias espaciales a lo largo del chorro basadas en las propias líneas de corriente descritas durante su evolución. Dicha trayectoria, condicionada tanto por las características del sistema de inyección (velocidad de inyección, diámetro del orificio, presión de inyección, etc.) como por el movimiento del aire en el interior del cilindro (*swirl*, *squish*), lleva asociada un cambio en la composición del paquete debido a los diferentes procesos en los que se ve implicado. En cualquier caso, la masa de combustible en cada uno de los paquetes permanece constante a lo largo del tiempo.

Una vez definida la estructura conceptual del chorro, que se muestra esquemáticamente en la Figura 24.14, el siguiente paso consiste en definir los submodelos que se van a considerar para reproducir cada uno de los procesos que experimenta el paquete a medida que avanza en el seno del chorro, especialmente el proceso de englobamiento.

En primer lugar, la hipótesis de evaporación gobernada por el proceso de mezcla evita la necesidad de incorporar modelos para los procesos de atomización primaria, secundaria y evaporación del combustible, que por otro lado resultan sumamente difíciles de desarrollar puesto que son procesos físicamente poco conocidos en la actualidad (especialmente la atomización). Así, el combustible contenido en el paquete se evapora a medida que se mezcla con el aire, que aporta la entalpía necesaria para ello, hasta un determinado mo-

mento donde la entalpía introducida es suficiente como para que todo el combustible líquido pase a vapor, finalizando el proceso de evaporación.

En segundo lugar, para modelar la tasa de englobamiento por parte del paquete, se recurre a expresiones empíricas, que provienen de resultados experimentales obtenidos a partir del estudio del comportamiento de chorros gaseosos, o simplificaciones de las expresiones correspondientes a la teoría de chorros gaseosos turbulentos. Un ejemplo representativo de modelo cuasidimensional predictivo para MEC basado en la segunda alternativa es el modelo ACT. Este modelo representa una evolución del concepto original de tiempo aparente de combustión descrito en el capítulo 20, que cuantifica la rapidez del proceso de mezcla de cada paquete de combustible hasta que se quema completamente al alcanzar condiciones estequiométricas.

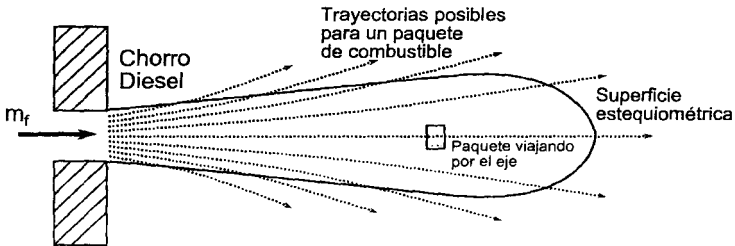


Figura 24.14 Estructura conceptual de un chorro Diesel de acuerdo con un planteamiento lagrangiano del problema.

En este modelo, la variación de la masa para un paquete de combustible i a medida que viaja a lo largo del eje del chorro, como resultado del englobamiento de gas ambiente, se calcula de acuerdo a la expresión (24.31).

$$\frac{\Delta m_{total,i}}{\Delta t} \propto m_{f,i} Y_{f,i} u_{ef}^{1/2} \rho_{a,bowl} \phi_0 Y_{O_2,bowl}^{-3/2} \quad (24.31)$$

En la expresión anterior m_f e Y_f representan la masa y la fracción másica de combustible, la dependencia con las condiciones de inyección aparece en la velocidad inicial del paquete (u_{ef}) y en el diámetro del orificio (ϕ_0), y la dependencia con las condiciones ambiente aparece de forma explícita en los términos de densidad ($\rho_{a,bowl}$) y fracción másica ($Y_{O_2,bowl}$) de oxígeno en el bowl. Esta expresión debe ser corregida para el caso de paquetes que no viajan estrictamente por el eje del chorro, ya que en esos casos el proceso de mezcla es más rápido, y para ello se introduce un factor de corrección igual a $1/MC$ en el término izquierdo de la expresión (24.31), que siempre es un valor mayor a la unidad.

En cuanto al modelado del proceso de combustión de cada paquete, la primera etapa, correspondiente al tiempo de retraso, se suele ajustar a una expresión de tipo Arrhenius por analogía con las constantes cinéticas de los mecanismos químicos de oxidación de combustibles, ya que según se introdujo en el capítulo 13, el autoencendido está regido fundamentalmente por la química. Una vez se vence el tiempo de retraso, se modela la fase de combustión premezclada rica considerando que el combustible que se encuentra mezclado se quema instantáneamente en función del oxígeno disponible en el paquete. En última instancia, si, como es habitual, el paquete se encuentra en condiciones ricas, el combustible

remanente sigue mezclándose y se quema de nuevo instantáneamente cuando alcanza condiciones estequiométricas.

Para la formación/destrucción de las principales emisiones contaminantes, este tipo de modelos suele recurrir a aproximaciones de tipo empírico para el hollín, y simplificaciones de la cinética asociada a los procesos químicos involucrados para los óxidos de nitrógeno.

- Modelos basados en la discretización euleriana del chorro

El planteamiento de los modelos de chorro de tipo euleriano se basa en dividir la región del espacio ocupada por el chorro Diesel en una secuencia de volúmenes de control distribuidos axialmente y cuyo radio está delimitado por los límites del chorro [8]. La estructura conceptual del chorro se muestra en la Figura 24.15, donde se observa la geometría troncocónica que adoptan los diferentes volúmenes de control. Para simplificar el problema hasta alcanzar unos límites de complejidad razonables, se asumen condiciones de chorro libre, es decir, no existe deflexión del eje debida al movimiento del aire ambiente (*swirl*) y tampoco existe interacción con ninguna pared de la cámara de combustión. De hecho, la necesidad de aceptar esta última hipótesis es uno de los principales inconvenientes de este tipo de modelos, ya que desafortunadamente resulta extremadamente difícil modelar el comportamiento del chorro cuando interacciona con alguna superficie, condición habitual en el caso de la aplicación de estos modelos en MEC.

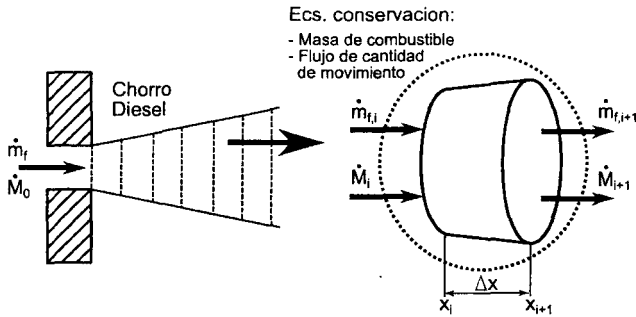


Figura 24.15 Estructura conceptual de un chorro Diesel de acuerdo con un planteamiento euleriano del problema.

Una hipótesis adicional necesaria para desarrollar el modelo consiste en predefinir el perfil radial de la velocidad axial y de la concentración de combustible. Se retoma aquí la analogía con chorros gaseosos turbulentos, cuya teoría se describe en los capítulos 13 y 20, para adoptar perfiles radiales gaussianos para ambos parámetros. A partir de aquí, nuevamente se recupera la hipótesis de evaporación gobernada por el proceso de mezcla para evitar la necesidad de incorporar modelos para los procesos de atomización primaria, secundaria y evaporación del combustible. De este modo, el combustible líquido va cambiando de fase a medida que se desplaza axialmente, recorriendo los diferentes volúmenes de control, en los cuales encuentra gas ambiente englobado que le aporta la entalpía necesaria para ello.

En cuanto al modelado del proceso de mezcla, se plantean para cada uno de los volúmenes de control las ecuaciones de conservación del gasto másico de combustible y del flujo de cantidad de movimiento en su formulación integrada y transitoria, que se corresponden con las expresiones (24.32) y (24.33) respectivamente, a partir de las cuales y una vez introdu-

cido como condición de contorno el ángulo de chorro, queda definido completamente el proceso de mezcla entre el combustible y el gas ambiente [8].

$$\dot{m}_{f,i} - \dot{m}_{f,i+1} = \frac{\Delta \int \rho Y_f dV}{\Delta t} \quad (24.32)$$

$$\dot{M}_i - \dot{M}_{i+1} = \frac{\Delta \int \rho u dV}{\Delta t} \quad (24.33)$$

Aquí \dot{m}_f y \dot{M} representan el flujo de masa de combustible y de cantidad de movimiento respectivamente, mientras que los términos de la derecha representan la variación temporal de la masa de combustible y la cantidad de movimiento para el volumen de control considerado.

A pesar de que esta aproximación resulta atractiva para el caso de chorro inerte por su sólido fundamento físico y matemático, presenta un inconveniente fundamental cuando se trata de modelar el proceso de combustión ya que, salvo que se introduzcan modificaciones importantes que complican mucho el modelo, no es posible trazar la historia de un elemento concreto de combustible [9]. Mientras que reproducir el tiempo de retraso y la localización espacial del autoencendido, o la fase de combustión en premezcla rica, supone un reto si no se dispone de esta información, sí que resulta sencillo modelar la fase de combustión por difusión. Existen ejemplos donde se desarrolla el modelo a partir del concepto de fracción de mezcla (relación local entre la masa que proviene de la tobera y la masa total) y relación de estado (relación local entre la fracción de mezcla y las propiedades termodinámicas), siendo ambos muy utilizados en el ámbito del modelado de combustión por difusión. La Figura 24.16 indica que los resultados obtenidos para los parámetros macroscópicos del chorro (en este caso la penetración) y para la evolución de la masa de combustible quemada en el caso de un chorro libre inyectado en una cámara de volumen constante son realmente prometedores.

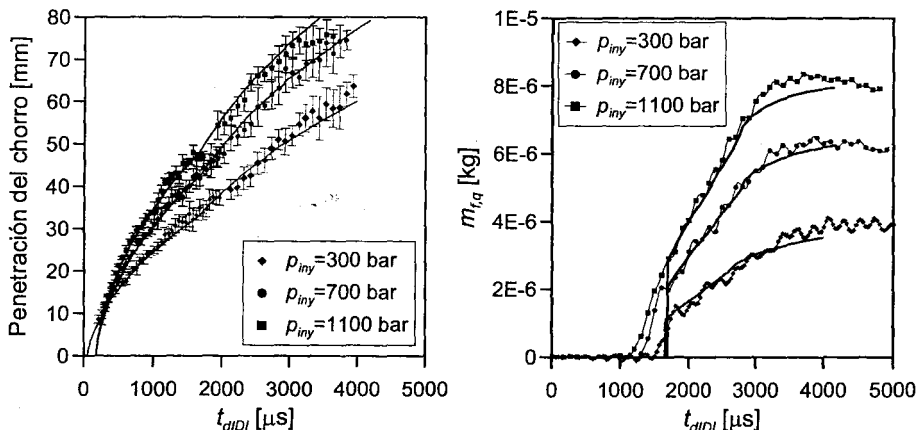


Figura 24.16 Comparación modelado-medido utilizando un modelo cuasidimensional de tipo euleriano [9] en términos de penetración del chorro reactivo (izquierda) y de masa quemada y variación de presión (derecha).

Más difícil resulta la implementación de submodelos para la formación de emisiones, que en todo caso serán fenomenológicos (hollín) o basados en simplificar fuertemente la cinética química de los procesos (óxidos de nitrógeno).

Para finalizar este apartado, se ha observado en los últimos años cómo la evolución de instalaciones y técnicas experimentales de investigación específicas (maquetas de inyección y motores ópticos, junto con avanzadas técnicas de visualización, etc.), algunas de las cuales se comentan en el capítulo 28, han permitido un notable avance en el desarrollo de submodelos de carácter empírico o semiempírico, los cuales a su vez han ganado en simplicidad y fiabilidad al relacionar los fenómenos estudiados con parámetros de operación u otros fácilmente cuantificables (densidad y temperatura del aire, características geométricas del inyector, presión de inyección, etc.). En los capítulos 13, 19 y 20 se describen algunas de las ecuaciones habitualmente empleadas.

Este tipo de modelos cuasidimensionales para MEC, aunque presentan ciertas limitaciones en su carácter predictivo debido a la complejidad de los fenómenos modelados, han permitido mejorar notablemente el conocimiento sobre el proceso de combustión Diesel y sobre la formación local de contaminantes en este tipo de motores (principalmente NO_x y hollín).

24.4.3 Modelos fluidodinámicos (CFD)

A pesar de la indudable utilidad de los modelos cerodimensionales y cuasidimensionales para la predicción cualitativa de tendencias en la evolución temporal, tanto del proceso de combustión como de la formación/destrucción de emisiones contaminantes, la aplicabilidad de este tipo de modelos para realizar análisis cuantitativos detallados de los procesos anteriores es cuando menos discutible debido a la ausencia total de modelos que retienen la física de los procesos (caso de los modelos cerodimensionales), o a las importantes simplificaciones asumidas en los mismos (caso de los modelos cuasidimensionales). Adicionalmente, debido a su limitada o nula resolución espacial estos modelos generalmente no permiten obtener información detallada de las características morfológicas del proceso de combustión ni tampoco permiten, en el caso de los MCIA, modelar el efecto de las paredes de la cámara de combustión.

Actualmente la aplicación de modelos fluidodinámicos multidimensionales para analizar el proceso de combustión en el ámbito de los motores se encuentra ampliamente generalizada, ya que éstos sí que permiten resolver con precisión las características morfológicas del mismo, obteniéndose información que en la actualidad no se puede obtener mediante la aplicación de técnicas experimentales.

De acuerdo con el apartado 24.3.4, la primera etapa para modelar el proceso de combustión con CFD siempre consiste en el mallado adecuado del dominio que conforma el problema, que en este caso se corresponde con el volumen en el cilindro durante el ciclo cerrado. A partir de aquí, el modelado CFD del proceso de combustión, tanto en MEP como en MEC, resulta particularmente complejo, ya que es preciso abordar un conjunto de problemas fisicoquímicos acoplados, siendo los más relevantes los que se citan a continuación [10]:

- Las propiedades fluidomecánicas del sistema de combustión deben ser bien conocidas para describir detalladamente el proceso de mezcla entre reactantes y, de forma más general, todos los fenómenos de transporte que se dan en llamas turbulentas (transmisión de calor, difusión molecular, convección, transporte turbulento, etc.).
- El proceso de combustión se desarrolla siempre en condiciones de flujo turbulento, por lo que modelar adecuadamente las características de la turbulencia es fundamental. De hecho,

como se describe más adelante, el modelo de combustión propiamente dicho es el responsable de evaluar el efecto de la turbulencia sobre la evolución del proceso de combustión.

- Es necesario disponer de un esquema suficientemente detallado para trazar la evolución química y de este modo estimar la tasa de consumo del combustible, la formación de productos de combustión y de especies contaminantes. Por otra parte, un mecanismo de cinética química preciso es estrictamente necesario para predecir los fenómenos de autoencendido y estabilización/extinción de las zonas de reacción, junto con la formación/destrucción de emisiones contaminantes.
- La pérdida energética debida al fenómeno de transmisión de calor por convección a las paredes de la cámara de combustión es siempre importante, mientras la debida a la radiación puede ser también importante cuando existe producción y transporte de partículas de hollín incandescentes (como es habitual en el caso de MEC).

Cabe destacar que en función de las características intrínsecas del proceso de combustión será preciso añadir, modificar y/o eliminar términos en las ecuaciones fundamentales, o incluso deberán añadirse ecuaciones de transporte adicionales al conjunto de ecuaciones básicas.

Retomando el segundo punto de la lista anterior pero de forma más concreta, el modelo de combustión es necesario para calcular el valor de la tasa de reacción, $\dot{\omega}_{Ri}$, en la ecuación (24.7). En el caso de considerar una aproximación RANS, el submodelo de combustión debe proporcionar un valor promedio de la tasa de reacción, $\overline{\dot{\omega}_{Ri}}$, ya que las propiedades en las celdas que conforman el dominio pueden ser no uniformes existiendo zonas reactivas y zonas donde no se desarrolla el proceso de combustión. Puesto que únicamente se resuelven valores promedio de las propiedades, tanto el tamaño de la malla como el tiempo de cálculo son comparativamente reducidos pero, por el contrario, la aplicabilidad de la aproximación RANS para el modelado de fenómenos íntimamente relacionados con la variabilidad introducida por la turbulencia en el flujo, como la evolución del proceso de encendido inducido por la bujía (MEP), la posición espacial del autoencendido (MEC) o de las zonas de formación de contaminantes, es cuando menos dudosa.

Por otra parte, la aproximación LES al modelado de la turbulencia, que se basa en resolver las escalas espaciales de mayor tamaño, presenta ciertas características atractivas en el ámbito del modelado del proceso de combustión que se resumen a continuación [10]:

- Las escalas mayores de la turbulencia en flujos turbulentos dependen de la configuración geométrica del problema, por lo que son difícilmente modelables, mientras que las escalas menores presentan propiedades más universales, es decir, se pueden considerar isotrópicas lejos de las paredes, y, por ello, más sencillas de modelar con precisión.
- El proceso de mezcla turbulenta controla la mayoría de las propiedades de las llamas. En LES el proceso de mezcla debido a las mayores escalas de la turbulencia (estructuras de mayor tamaño) se resuelve de forma no estacionaria en lugar de obtenerse únicamente un valor promediado.
- En LES, las estructuras de mayor tamaño se resuelven explícitamente y con ello la evolución instantánea de la morfología de la llama (zonas con reactivos o productos), lo cual puede ayudar a describir algunas propiedades de la interacción entre la zona de reacción y la turbulencia.

Sin embargo, incluso aplicando una aproximación LES, la reacción química entre combustible y comburente se desarrolla a nivel de las escalas de la turbulencia no resueltas. Por ello, los conceptos y los modelos fundamentales desarrollados para RANS son de alguna manera

todavía válidos para LES. El modelo de combustión sigue siendo necesario para calcular el valor de la tasa de reacción, $\tilde{\omega}_{Ri}$, que ahora es un valor filtrado y no promediado.

Considerando los principales modelos de combustión con aplicación a motores, que se recogen en la Figura 24.17, éstos se dividen en función de cómo se gestiona la cinética química, que puede ser infinitamente rápida o con tasas de reacción finitas (cinética química detallada). Cabe destacar que, como se comentará posteriormente, la resolución de la cinética química detallada se realiza acoplado un módulo de cálculo químico dedicado al código de cálculo CFD que gestiona la evolución fluidodinámica. Por otra parte, estos modelos también se clasifican de acuerdo a cómo se encuentran los reactantes antes de alcanzar la zona de reacción, que pueden estar previamente premezclados o no premezclados. Debido precisamente a esta última distinción, función de las condiciones en las que se encuentran los reactantes, ciertos modelos son de aplicación en MEP homogéneos (combustión premezclada) y otros resultan adecuados para MEC (combustión no premezclada), si bien existen algunos modelos que son más generales y pueden ser utilizados en ambos casos.

Se considera, pues, conveniente diferenciar entre el modelado CFD del proceso de combustión en MEP de carga homogénea y en MEC ya que, como se ha indicado en el apartado anterior, las características del problema objeto de estudio son esencialmente diferentes.

	Combustión premezclada	Combustión no premezclada
Tasas de reacción infinitamente rápidas	Bray-Moss-Libby Modelo de llama coherente (CFM)	Modelo de equilibrio de un escalar conservativo Modelo de fragmentación de los torbellinos (EBU) Modelo de disipación de los torbellinos (EDC)
Tasas de reacción finitas	Función de densidad de probabilidad transportada (TPDF)	
	Modelo "flamelet" (ecuación G)	Modelo "flamelet" (fracción de mezcla) Cierre de los momentos condicionados (CMC)
	Modelo de torbellino lineal (LEM)	

Figura 24.17 Modelos de combustión turbulenta con aplicación en el ámbito de los MCIA.

Motores de encendido provocado y carga homogénea

En el caso del modelado CFD del proceso de combustión en este tipo de motores, el hecho de que la mezcla se encuentre en condiciones homogéneas simplifica enormemente el problema. Se trata, pues, de modelar fundamentalmente el proceso de encendido de la mezcla aire/combustible provocado por la bujía y posteriormente la evolución del frente de llama y como ésta se ve afectada por las características de la turbulencia.

Siguiendo la secuencia cronológica de procesos, modelar adecuadamente la etapa de encendido y desarrollo del núcleo de la llama es sumamente importante para estudiar el proceso de combustión en MEP de carga homogénea, puesto que estos procesos definen el desarrollo posterior del frente de llama. No obstante, modelar estos procesos no es sencillo considerando que involucran el tratamiento simultáneo de la física asociada a la generación del arco eléctrico-

co junto con la formación del plasma, la cinética química característica del encendido de la mezcla y finalmente la interacción con el flujo turbulento. Además, la mayoría de estos procesos ocurren con unas escalas espaciales características que son mucho más pequeñas que el tamaño usual de las celdas que se adopta para estos cálculos CFD. Finalmente, quizá el aspecto más crítico es el acople entre el modelo de encendido y el cálculo CFD, ya que se debe establecer el criterio correcto para pasar del modelo de encendido al modelo de combustión.

Existen básicamente dos alternativas para modelar con precisión el arco generado en la bujía. El modelo propuesto por Yasar [11] consiste en añadir ecuaciones de conservación que gobiernan los fenómenos electromagnéticos al conjunto de ecuaciones fundamentales que rigen la evolución termofluidodinámica. La interacción entre el fluido y el núcleo de plasma generado por el arco eléctrico en la región cercana a los electrodos de la bujía se modela por medio del intercambio de cantidad de movimiento y energía entre estos dos campos. El modelo conocido como AKTIM incluye una descripción detallada del sistema de encendido para evaluar el voltaje y la corriente eléctrica entre los electrodos en el momento de la descarga. Los núcleos de ignición se modelan según una aproximación lagrangiana, es decir, por medio de un conjunto de partículas situadas uniformemente siguiendo el camino correspondiente al arco eléctrico, que se deforma con el tiempo debido a la interacción con el flujo. Estos núcleos de llama evolucionan de acuerdo con las propiedades termofísicas de la mezcla y las propiedades de la turbulencia, y se desplazan debido a la convección generada por el flujo. Por último, el balance de energía para cada núcleo se plantea considerando la energía recibida del circuito eléctrico y la energía cedida a los electrodos.

Una vez finaliza la etapa de encendido, el modelo de combustión se activa y se establece la propagación del frente de llama turbulento. Se describen brevemente a continuación los principales modelos de combustión con aplicación en MEP:

- Modelo CFM [12]: Este modelo se basa en el concepto de densidad de superficie de llama según el cual la tasa de reacción de cada especie por unidad de volumen se expresa como el producto entre la superficie de llama turbulenta y la tasa de reacción calculada por unidad de superficie laminar de llama, que se puede calcular mediante un esquema de cinética química con mayor o menor nivel de detalle. El espesor del frente de llama se considera despreciable. Este modelo permite reproducir la forma en la que la turbulencia incrementa el área de la zona de reacción (frente de llama), y cómo modifica también los gradientes locales de los escalares. Además, es posible simular la pérdida de área del frente de llama debido a fenómenos de extinción, que son importantes cuando la zona de reacción se aproxima a las paredes de la cámara de combustión. Se han obtenido resultados interesantes aplicando este modelo en MEP. Existe una versión de este modelo que recibe el nombre de ECFM (*Extended CFM*) que, como muestra la Figura 24.18, ha sido desarrollada y aplicada con éxito en MEC donde el proceso de combustión se desarrolla en condiciones no homogéneas [13]. Como ventaja adicional, este modelo puede gestionar patrones de inyección múltiple que son muy habituales en los MEC actuales. Este modelo ha sido adaptado para su aplicación en LES, pero todavía no ha podido ser validado convenientemente.
- Modelo *flamelet* - ecuación G [14]: Este tipo de modelos se caracteriza por la necesidad de realizar una hipótesis fuertemente restrictiva sobre la estructura de la llama, por lo que existen dos modelos diferentes con aplicación a combustiones premezcladas y no premezcladas.

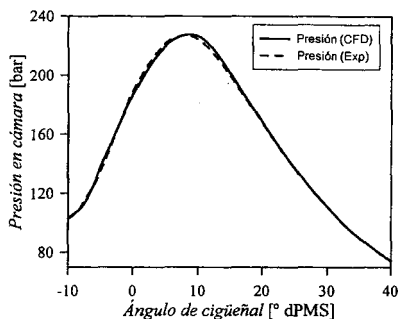
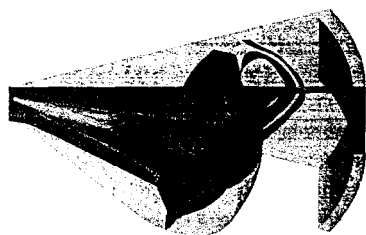


Figura 24.18 Ejemplo de resultados obtenidos mediante un modelo ECFM aplicado al cálculo de un motor Diesel.

En el caso de combustiones premezcladas se monitoriza la posición del frente de llama turbulento por medio de una función de nivel. Dicha función, conocida como función G, pasa de valores negativos en las zonas donde existen reactivos a valores positivos en las zonas donde se encuentran los productos, por lo tanto la posición del frente de llama se encuentra en las coordenadas espaciales donde la función G adopta el valor cero. La ecuación de transporte para la función G se obtiene a partir de consideraciones cinemáticas mientras que se plantea una ecuación de transporte adicional para su varianza (que está relacionada con el espesor del frente de llama). El modelo se cierra con una expresión sencilla para la velocidad de combustión laminar.

Una vez calculadas la función G y su varianza, la estructura de la llama es conocida puesto que depende fundamentalmente de los valores que adoptan estos parámetros. Se puede demostrar que esta aproximación es en muchos sentidos similar al concepto de densidad de superficie de llama que proporciona la base para el modelo CFM. Finalmente, las tasas de reacción promediadas se calculan a partir de las correspondientes tasas de reacción laminares, que se obtienen previamente utilizando un código de cálculo para la cinética química independiente, considerando la interacción con la turbulencia por medio de funciones de densidad de probabilidad impuestas a priori. En cuanto a su aplicación en LES, este modelo puede presentar ventajas, aunque se debe aplicar con precaución ya que hay problemas con sus hipótesis básicas.

En relación con el modelado de los procesos de formación/destrucción de emisiones, en este caso no es, en general, necesario modelo alguno para la formación de hollín ya que este contaminante no es característico de estos motores. En cuanto a las emisiones de óxidos de nitrógeno, el tipo de modelo depende estrictamente de cómo se gestiona la química del proceso de combustión. Si se opta por considerar una cinética química infinitamente rápida es necesario añadir un submodelo específico para el cálculo de estas emisiones que generalmente consiste en un modelo de cinética química muy reducido, como el mecanismo extendido de Zeldovich introducido en el capítulo 15, que únicamente considera la formación de esta especie por la vía térmica, es decir, como resultado de la elevada temperatura que se alcanza en el entorno del frente de llama. En cambio, si se opta por considerar una cinética química detallada es habitual incluir el submodelo anterior directamente en el mecanismo de oxidación del combustible.

Para concluir, la decisión de adoptar una aproximación tipo RANS o tipo LES es importante en este contexto. La explicación es sencilla, ya que en el primer caso sólo es posible obtener las características medias del frente de llama y con ello del proceso de combustión. La estructura del frente de llama es, pues, una superficie esférica y no hay detalle alguno de cómo se deforma debido a la presencia de los torbellinos generados por la turbulencia. En el segundo caso se obtiene mucho mayor nivel de detalle respecto a la morfología del frente de llama ya que sí se resuelven las escalas mayores de la turbulencia. Es por ello que el modelado tipo LES ha adquirido un gran interés en el ámbito del modelado de combustión en MEP de carga homogénea.

Motores de encendido por compresión

Para describir las características asociadas al modelado del proceso de combustión en este tipo de motores, es conveniente retomar el esquema representado en la Figura 24.13, donde se muestra la secuencia de procesos que experimenta el combustible a medida que evoluciona en el seno del chorro. De acuerdo con esta figura, es fácil observar como comparativamente hay que describir un mayor número de procesos aquí que en el caso del modelado de combustión en MEP, lo que al final se traduce en la necesidad de introducir un mayor número de submodelos además del modelo de combustión propiamente dicho. Además, numerosas investigaciones a lo largo de los años han demostrado la imposibilidad de modelar el proceso de combustión por difusión característico de los MEC si la estructura del chorro no se reproduce con suficiente nivel de detalle y precisión, por lo que usualmente se dedica un gran esfuerzo al ajuste previo de los submodelos que rigen el comportamiento del chorro.

Precisamente en este sentido y siguiendo la secuencia cronológica de procesos, se debería comenzar con el modelado del flujo interno que se desarrolla en la tobera, por el que se inyecta el combustible en la cámara de combustión, para de esta manera obtener las condiciones de contorno que luego se introducen cuando se modela el chorro de combustible, especialmente el área efectiva y perfil de velocidades en la sección de salida del orificio. La configuración geométrica y las condiciones de contorno que definen el proceso de inyección Diesel, descritas en el capítulo 19, pueden dar lugar a la aparición del fenómeno de la cavitación en el orificio y, cuando esto ocurre, las condiciones en la sección de salida difieren fuertemente de aquellas esperables cuando no existe cavitación, debido a las modificaciones estructurales que este fenómeno introduce en el flujo. A pesar de que las condiciones a la salida del orificio son críticas para la posterior evolución del chorro, raras veces se acopla el flujo interno en la tobera con el flujo externo que se da en el chorro. Como se discute más adelante, esto se debe a la dificultad que existe para transferir la información que viene del modelo de flujo interno al modelo de atomización primaria y secundaria. Además, el tamaño de malla necesario para disponer de resolución suficiente en el orificio como para utilizar los perfiles de salida obtenidos con el modelo de flujo interno es sumamente restrictivo, con celdas del orden de decenas de micras, mientras que en las simulaciones habituales del proceso de combustión MEC el tamaño de malla es siempre mayor que el diámetro del orificio. En definitiva, la opción más habitual pasa por suponer unas condiciones de contorno para el combustible cuando abandona la tobera sin considerar la evolución del flujo interno en la misma.

Una vez el combustible abandona la tobera, se deben considerar los fenómenos de atomización primaria y secundaria. Es importante tener presente que los procesos físicos asociados a los fenómenos de rotura de vena líquida y fragmentación de gotas son todavía en gran parte desconocidos. Es por ello que no existe un modelo universal para este problema, sino que se

pueden encontrar diferentes aproximaciones, de entre las que se describen las más relevantes a continuación.

Por una parte, se puede modelar el fenómeno de atomización primaria y secundaria según una aproximación lagrangiana. El fundamento de este método consiste en considerar la fase líquida del chorro como un conjunto de gotas (o parcelas que se definen como el conjunto de gotas que presentan las mismas características físicas) cuyo tamaño se ajusta a una distribución estadística. A falta de mejor estimación, el tamaño inicial para estas gotas suele ser el diámetro del orificio del inyector. A partir de aquí, se aplican sobre las gotas las ecuaciones de la mecánica clásica para trazar su posición instantánea en el interior de la cámara de combustión. A medida que estas gotas se desplazan, están sujetas a los procesos de atomización e interaccionan con el flujo que las rodea. Los modelos de atomización implementados en este caso basan su fundamento físico en la teoría de análisis de inestabilidades en venas líquidas, como por ejemplo en el caso del modelo que usa las inestabilidades de Kelvin-Helmholtz y de Rayleigh-Taylor, que es más utilizado en el ámbito de chorros Diesel. Aparte de considerar la dinámica de la gota, es fundamental introducir un submodelo para reproducir el proceso de evaporación de las gotas asumiendo como hipótesis gotas aisladas sometidas a convección forzada. Evidentemente, es necesario gestionar el acoplamiento entre las gotas lagrangianas y el campo fluidodinámico euleriano sobre el que éstas se desplazan, aunque actualmente el problema está razonablemente bien resuelto. Como inconveniente fundamental de este concepto, hay que destacar su gran dependencia de la configuración geométrica de la malla, lo que hace necesario realizar estudios previos de calidad de malla antes de aceptar como correctos los resultados.

Por otra parte, existen también modelos que proponen una aproximación euleriana desarrollados a partir de la teoría de flujos bifásicos. Este tipo de modelos, entre los que se encuentra el modelo conocido como volumen de fluido (VOF), trazan la evolución de la superficie de interfase entre el líquido y el vapor. En el caso del modelo VOF, se define una función F que adopta valor 1 en el líquido, valor 0 en el vapor y valores intermedios en la interfase. A partir de aquí se plantea de forma teórica una ecuación de transporte para esta función y de esta manera se sigue la evolución del proceso de atomización e incluso la evaporación del combustible. Estos modelos presentan la ventaja de no depender fuertemente de la configuración de la malla, mientras que como inconveniente destaca la necesidad de disponer de resolución espacial de un orden de magnitud por debajo del tamaño del orificio, lo cual es muy exigente para el caso de modelar el proceso de inyección en el interior de un cilindro de un motor. A medida que la potencia de cálculo se incrementa, este tipo de modelos gana atractivo y en un futuro se espera que compitan con los modelos de tipo lagrangiano.

Respecto al proceso de mezcla, queda definido por el modelo de turbulencia, ya que es el resultado de resolver las ecuaciones básicas de la fluidodinámica. El modelo de turbulencia más utilizado en condiciones RANS es el $k-\varepsilon$, si bien suele ser conveniente introducir alguna modificación en sus constantes e incluso adoptar modelos derivados de éste, como el $k-\varepsilon$ RNG. En condiciones LES, el modelo de turbulencia *sub-grid* más utilizado es el modelo Smagorinski, aunque existen otros igualmente aplicables.

Finalmente, el combustible se mezcla hasta alcanzar las condiciones de autoencendido. Si no se considera la cinética química detallada, es necesario incluir un submodelo para reproducir el tiempo de retraso al autoencendido hasta que comienza el proceso de combustión, siendo común en aquellos modelos que recogen una cinética química muy reducida, como el modelo Shell. Tras vencer el tiempo de retraso comienza el proceso de combustión. Se describen a

continuación los modelos de combustión más relevantes con aplicación en MEC de los incluidos en la Figura 24.17.

- **Modelo EDC/EBU [15]:** Este modelo se basa en asumir que la tasa de reacción en llamas difusivas turbulentas está controlada por la tasa de mezcla entre los reactantes, y limitada por la especie más deficiente. Aunque no se suele implementar, para mantener su simplicidad y su velocidad de cálculo, este modelo es compatible con un esquema de cinética química detallada. Tradicionalmente, este modelo ha sido ampliamente utilizado para el caso de MEC debido al carácter fundamentalmente difusivo del proceso de combustión Diesel convencional, según se indica en el capítulo 20. Para este tipo de motores, este modelo reproduce correctamente la ley de liberación de calor (FQL) en condiciones de alta carga, mientras que presenta problemas en condiciones de cargas bajas debido a sus limitaciones para predecir el autoencendido. Por otra parte, no resulta un modelo adecuado para la predicción de emisiones contaminantes. La Figura 24.19 muestra un ejemplo de los resultados obtenidos por Novella *et al.* [16] aplicando este tipo de modelo a un chorro Diesel donde se observa claramente la similitud entre la estructura de la llama calculada con el modelo y la propuesta en el modelo conceptual de Dec descrito en el capítulo 20, así como la capacidad de predicción de la longitud de *lift-off* pese a la complejidad de los procesos físico-químicos que la controlan.

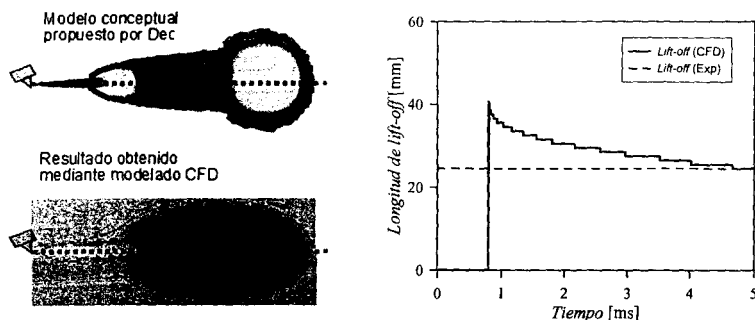


Figura 24.19 Ejemplo de resultados obtenidos mediante un modelo EDC/EBU aplicado al cálculo de un chorro Diesel [16].

- **Modelo Flamelet - fracción de mezcla [14]:** En el caso de combustiones no premezcladas, la configuración de la zona de reacción se traza por medio de un escalar conservativo denominado fracción de mezcla, que vale la unidad para zonas con combustible puro y cero para zonas de comburente puro. De este modo, la estructura de la llama es conocida puesto que depende fundamentalmente de los valores que adopta la fracción de mezcla. Una ventaja importante de este modelo es la posibilidad de precalcular librerías que contienen parámetros como la composición, la temperatura o las tasas de reacción laminares, en función del valor de la fracción de mezcla. Posteriormente, las tasas de reacción promediadas se obtienen a partir de las correspondientes tasas de reacción precalculadas, considerando la interacción con la turbulencia por medio de funciones de densidad de probabilidad impuestas a priori. Esta metodología de gestión de la cinética química detallada reduce en gran medida el tiempo de cálculo y por ello este modelo de combustión resulta especialmente interesante para su aplicación en MEC.

Considerando finalmente el modelado de los procesos de formación/destrucción de emisiones, el tipo de modelo para las emisiones de óxidos de nitrógeno está condicionado por la gestión de la química del proceso de combustión. Al igual que para el caso de un MEP, si la cinética química se considera infinitamente rápida, se añade un submodelo específico basado en una cinética química muy reducida tipo el mecanismo extendido de Zeldovich introducido en el capítulo 15, que permite calcular con cierto nivel de precisión la formación de óxidos de nitrógeno por la vía térmica. Por el contrario, si se opta por considerar una cinética química detallada se suele incluir el submodelo anterior directamente en el mecanismo de oxidación del combustible. Para el caso de las emisiones de hollín, tradicionalmente se siguen empleando modelos de tipo fenomenológico, ya que la secuencia de procesos que da lugar a su formación (ver Figura 16.6) no es bien conocida y en muchos casos no existe modelo para algunos de estos procesos. No obstante, se han realizado intentos de acoplar un pseudomecanismo químico de formación/destrucción de hollín al mecanismo químico de oxidación del combustible, con cierto éxito. Una última alternativa consiste en pretabular, si el modelo de combustión lo permite, la evolución de la concentración de hollín para un rango amplio de condiciones termodinámicas de contorno y luego recurrir a estas tablas durante el cálculo CFD para de esta forma poder utilizar mecanismos químicos de gran tamaño sin un coste computacional elevado.

Finalmente, existen modelos de combustión que son de aplicación tanto para MEP (combustión premezclada) como para MEC (combustión por difusión), ya que entre sus hipótesis no presuponen ninguna estructura de llama concreta. El más prometedor de estos modelos es el modelo TPDF. Este modelo se ha comenzado a aplicar al cálculo en motores recientemente y se basa en considerar los efectos de la turbulencia sobre la evolución del proceso de combustión por medio de funciones de densidad de probabilidad cuya geometría no es impuesta a priori, sino que se calcula por medio de ecuaciones de transporte específicas. La descripción en detalle de este tipo de modelo ésta lejos del objetivo de esta obra, por lo que el lector interesado en el tema puede recurrir a la literatura especializada [15,18].

Para concluir con este apartado, cabe destacar que la aplicación de los modelos CFD del proceso de combustión ha permitido reducir fuertemente el esfuerzo experimental y el tiempo necesario para diseñar el sistema de combustión y la configuración geométrica durante la etapa de desarrollo de los MCIA, especialmente en lo que concierne a la geometría de la cámara de combustión e inyectores (MEC y MEP de inyección directa) y la posición de la bujía (MEP).

24.4.4 Modelado químico del proceso de combustión

Cuando el proceso de combustión está dominado por los fenómenos de mezcla turbulenta (habitual en modos de combustión tradicionales en MEP y en MEC), se suele asumir que la cinética es un fenómeno secundario como para que su modelado sea importante, siendo suficiente el empleo de modelos de equilibrio químico para estimar la composición instantánea de los productos mayoritarios de la combustión (a partir de la cual calcular sus propiedades termodinámicas). Este ha sido el procedimiento habitualmente empleado en modelos de motor. Los modelos de equilibrio ya han sido introducidos en el capítulo 13 mediante la descripción de los sistemas CHON, siendo el método más utilizado para resolver el problema (determinación del número de moles de los i compuestos integrantes del gas quemado) el método de las constantes de equilibrio, consistente en complementar los n balances atómicos con un conjun-

to de ($i-n$) ecuaciones resultantes de la consideración de reacciones químicas en equilibrio. Aunque existen otras técnicas para el cálculo de la composición en equilibrio de una mezcla, también basados en la minimización de la energía libre de Gibbs (como el uso de multiplicadores de Lagrange [4]), el método de las constantes de equilibrio resulta más sencillo de implementar, aunque requiere especificar previamente las reacciones en equilibrio a emplear.

Conviene recordar que se debe ser cauto en la selección de dichas reacciones, ya que sus constantes de equilibrio deben ser conocidas en función de la temperatura, las expresiones resultantes deben ser linealmente independientes (reacciones no redundantes) y los órdenes de magnitud de las concentraciones de los compuestos que aparecen en cada reacción no deben ser excesivamente diferentes para así garantizar la convergencia del método matemático de resolución.

El procedimiento para calcular el valor de K_p de cada reacción en función de la temperatura se puede realizar a partir de la ecuación (24.34) obtenida en el capítulo 13.

$$K_p = \exp\left(-\frac{\Delta G^0}{RT}\right) = f(T) \quad (24.34)$$

El valor de K_p se puede obtener a partir del valor de K_p de acuerdo con la ecuación (13.44) o a partir de correlaciones con la temperatura como las tabuladas en la referencia [7].

La resolución del problema (sistema de i ecuaciones algebraicas no lineales) requiere el empleo de un procedimiento iterativo, siendo el más usado el método de Newton-Raphson. Este método de punto fijo permite modificar fácilmente el número de especies y/o reacciones con un bajo coste computacional, dotando al problema de una mayor flexibilidad. El método de Newton-Raphson, al igual que cualquier otro proceso iterativo, necesita una aproximación inicial a la solución (siendo lo más sencillo partir de un proceso de combustión en el que no existen productos de la disociación), a partir de la cual se van haciendo las iteraciones sucesivas hasta que se cumplen los criterios de convergencia exigidos. Dichas iteraciones responden a la ecuación (24.35),

$$n(k) = n(k-1) - J^{-1}[n(k-1)]F[n(k-1)] \quad (24.35)$$

donde $n(k)$ es el vector de soluciones (moles de cada especie) en la iteración k , $n(k-1)$ es el mismo vector evaluado en la iteración $k-1$, F es el vector de funciones (es decir, las ecuaciones planteadas de la forma $F(n_i)=0$) y J la matriz jacobiana (derivada del vector de funciones, cuya inversa se obtiene empleando, p.e., el método de Gauss-Jordan).

La Figura 24.20 muestra la composición en equilibrio, en función del dosado relativo, de los productos de la combustión de un combustible con fórmula empírica similar a la del gasoil ($C_{10.8}H_{18.7}$) para dos valores de temperatura y 80 bar de presión. Como se puede observar, los principales productos en la zona de mezclas pobres y baja temperatura (1500 K) son N_2 , CO_2 , H_2O , O_2 y Ar, mientras que en la zona de mezclas ricas también aparecen cantidades significativas de CO , H_2 , CH_4 , HCN y NH_3 . A medida que aumenta la temperatura, además de ganar importancia especies como el NO , la composición del gas quemado resulta más compleja debido a la aparición de productos de la disociación como el OH , H y O .

A pesar de las consideraciones anteriores, los nuevos desafíos a los que se enfrentan los MCIA para incrementar su eficiencia manteniendo un bajísimo nivel de emisiones contaminantes requieren del empleo de códigos de motor complejos (como los CFD) de cinética química detallada que permita analizar, por un lado, el efecto del combustible y, por otro lado, la interacción entre las condiciones del flujo (mezcla turbulenta) y la química del proceso.

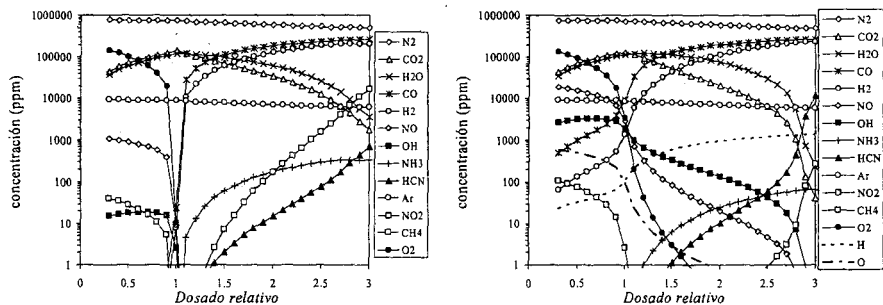


Figura 24.20 Composición en equilibrio para el gasoil a $p=80$ bar y $T=1500$ K (izquierda) y 2500 K (derecha).

Estas consideraciones son especialmente importantes cuando la ley de liberación de calor está dominada por la cinética (como es el caso de los nuevos modos de combustión de baja temperatura (HCCI) controlados por los fenómenos de autoencendido o la combustión anormal en MEP) y cuando se desea evaluar de forma precisa la emisión de especies contaminantes.

Cabe destacar, por ejemplo, que la introducción de biocarburantes en el sector del transporte ha permitido reducir la formación de partículas pero puede tener un efecto negativo sobre la emisión de especies oxigenadas como los aldehídos, mientras que la emisión de hidrocarburos sin quemar o parcialmente quemados depende no sólo de la estructura molecular del combustible (cinética) sino también de las condiciones de operación y de la geometría del motor (fluidodinámica). Conociendo el conjunto de las J reacciones elementales que constituyen un mecanismo detallado para un combustible determinado (siendo habitual el empleo de los llamados combustibles de sustitución, definidos en el capítulo 14), el calor liberado y la variación de temperatura debida exclusivamente a la cinética del proceso se determinan como muestra la ecuación (24.36), donde dY_i/dt para cada una de las i especies integrantes del mecanismo responde a la expresión (24.37) y u_i es la energía interna específica de la especie i . En la expresión (24.37), ν_{ij} es el coeficiente estequiométrico global de la especie i en la reacción j ($\nu_{ij} = \nu'_{ij} - \nu''_{ij}$).

$$\dot{q}_R = - \sum_{i=1}^I \frac{dY_i}{dt} \frac{\Delta h_{F,i}^0}{PM_i} \quad (i=1, \dots, I) \quad (24.36)$$

$$\frac{dT}{dt} = - \frac{1}{c_v} \sum_{i=1}^I \frac{dY_i}{dt} u_i \frac{PM_m}{PM_i}$$

$$\frac{dY_i}{dt} = \frac{PM_i}{\rho} \sum_{j=1}^J \nu_{ij} \left(k_{fj} \prod_{i=1}^I [i]^{\nu'_{ij}} - k_{bj} \prod_{i=1}^I [i]^{\nu''_{ij}} \right) \quad (24.37)$$

Sin embargo, el sistema de ecuaciones diferenciales no lineales resultante de aplicar la ecuación (24.37) a cada una de las especies integrantes del mecanismo de reacción presenta una fuerte condición de rigidez, impuesta por los muy diferentes tiempos característicos de formación/destrucción de dichas especies (compuestos como los radicales libres son altamente reactivos mientras que otros como los productos finales son mucho más estables). Por ello, la

resolución de dicho sistema de ecuaciones requiere tiempos de cálculo computacional elevados, ya que para asegurar la estabilidad del método numérico de resolución se requieren pasos de integración muy pequeños. Esta restricción no es un problema en modelos termodinámicos de diagnóstico (o modelos predictivos basados en una ley de quemado teórica o fenomenológica), ya que una vez calculada la evolución instantánea de las condiciones termodinámicas, el uso de un esquema cinético detallado permitiría determinar la concentración de cada compuesto durante el ciclo termodinámico, útil para estimar de forma cualitativa la formación/destrucción de contaminantes durante dicho ciclo. En este caso, la ecuación de conservación de la energía y la ecuación (24.37) estarían desacopladas. Incluso si la ley de liberación de calor se calcula a partir de la cinética, en modelos termodinámicos predictivos también resulta viable el uso de mecanismos cinéticos detallados, siendo el paquete comercial CHEMKIN [6] uno de los códigos de este tipo que goza de mayor prestigio en el campo de la combustión. En cambio, la consideración de cinética detallada en códigos CFD resulta mucho más compleja debido a los elevadísimos tiempos de cálculo requeridos, limitando la mayoría de modelos CFD entre 50 y 60 el número de especies consideradas en el esquema de reacción. Por ello, la forma más sencilla y habitual de considerar la cinética en un modelado CFD ha sido mediante una única reacción global que transforme reactivos en productos, siendo la ecuación (24.38) la que representa la velocidad de reacción:

$$\dot{\omega}_R = AY_f^a Y_{O_2}^b \exp(-E_a/RT) \quad (24.38)$$

En la ecuación anterior, Y_f e Y_{O_2} son las fracciones másicas de combustible y oxidante respectivamente, y a y b son constantes que dependen del tipo de motor y de sus condiciones operativas. Los valores del factor preexponencial y de la energía de activación deben ser ajustados con datos experimentales del combustible que se pretende simular. Los primeros mecanismos simples, más realistas que el anterior, fueron desarrollados para el estudio del autoencendido en MEP. Entre ellos cabe destacar el modelo Shell [19], modelo empírico constituido por 8 reacciones y 6 especies químicas. Además de la necesidad de ajustar las constantes cinéticas, y aunque estos esquemas son útiles para la predicción de la ley de quemado, no pueden ser utilizados para analizar la formación de contaminantes porque están basados en especies genéricas que no son representativas de la composición real. El empleo en CFD de esquemas cinéticos más completos que los anteriores requiere adoptar diferentes aproximaciones, comentándose a continuación las más usuales.

La aproximación más sencilla consiste de nuevo en el empleo de valores tabulados para la concentración instantánea de las especies, evitando así la resolución de la ecuación (24.37). Para ello es necesario determinar previamente, realizando multitud de ejecuciones con un modelo cinético-químico, la concentración de las especies implicadas para diferentes condiciones termodinámicas y de composición.

Una aproximación más habitual que la anterior es la simplificación de los mecanismos de reacción detallados para poder ser empleados directamente en el código CFD. Con ello se pretende reducir el número de ecuaciones diferenciales a resolver mediante su conversión en ecuaciones algebraicas o mediante la eliminación de especies y reacciones en el esquema cinético (esta última opción ha dado lugar a los llamados mecanismos reducidos). Las técnicas más conocidas para la conversión de ecuaciones diferenciales en expresiones algebraicas son las aproximaciones de equilibrio parcial y estado estacionario. La hipótesis de equilibrio parcial considera que las reacciones más rápidas (p.e. las de recombinación de radicales) alcanzan

el equilibrio químico mientras que las más lentas (p.e. las de formación de CO y NO térmico) están cinéticamente controladas. Por tanto, si todas las reacciones donde participa una especie concreta se encuentran en equilibrio parcial, es posible calcular su concentración instantánea por medio de ecuaciones algebraicas, lo que reduce el tiempo de cálculo computacional. Sin embargo, la validez de esta hipótesis está limitada a temperaturas superiores a aproximadamente 1600 K, por debajo de la cual la velocidad de las reacciones se ralentiza. La aproximación de estado estacionario (*QSSA*, *Quasi-Steady State Assumption*) es aplicable para aquellas especies con un tiempo de vida muy corto en comparación con el resto de compuestos del mecanismo (como es el caso de los intermedios de reacción, cuya alta reactividad hace que no se acumulen de forma significativa durante el transcurso de la reacción). Para estas especies se puede suponer que la variación de su concentración con el tiempo es nula, transformándose la ecuación diferencial (24.37) en una ecuación algebraica de más fácil resolución. Sin embargo, la hipótesis de estado estacionario sólo puede ser usada cuando la constante cinética de la reacción de destrucción del compuesto intermedio es mucho mayor que la correspondiente a su formación. En la Figura 24.21 se compara, como ejemplo, la evolución de las tres especies (*F*, *I* y *P*) implicadas en un mecanismo cinético simple sin considerar *QSSA* y suponiéndola para la especie *I*, observándose discrepancias significativas cuando $k_{IP} \approx k_{FI}$. Ambas hipótesis, equilibrio parcial y estado estacionario, son habitualmente empleadas para determinar la concentración instantánea de algunos contaminantes, como es el caso del NO térmico a partir del mecanismo de Zeldovich (descrito en el capítulo 15).

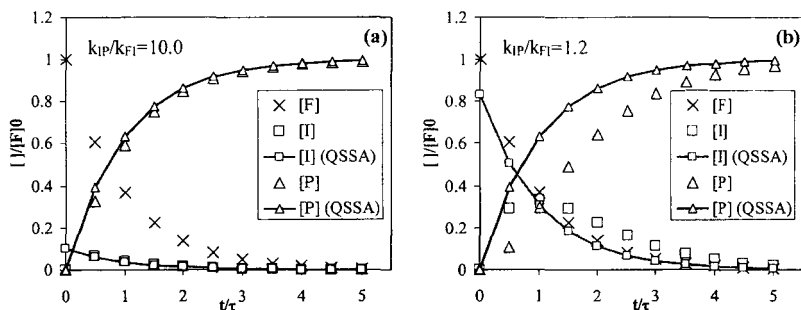


Figura 24.21 Comportamiento del mecanismo $F \rightarrow I \rightarrow P$ al considerar estado estacionario (símbolos) y sin considerarlo (línea continua) (se define τ como el tiempo necesario para que $[F]_{t=\tau} = [F]_0 / e$).

Entre las técnicas cuyo principal objetivo es la reducción del mecanismo de reacción se pueden distinguir aquellas que se fundamentan en aspectos puramente cinético-químicos (siendo las más habituales el agrupamiento, el análisis de sensibilidad y de reacciones y el análisis de las escalas de tiempo) y otras basadas en problemas de optimización (como los algoritmos genéticos). En la Figura 24.22 se muestra, como ejemplo, la evolución de temperatura durante el proceso de autoencendido de un combustible de sustitución del gasoil calculada empleando CHEMKIN y dos mecanismos de reacción (uno detallado, consistente en una mezcla n-heptano/tolueno que incluye 644 especies y 2796 reacciones, y otro reducido constituido por 151 especies y 410 reacciones). Como se puede observar, el uso de un mecanismo reduci-

do (obtenido a partir de algunas de las técnicas enumeradas) proporciona resultados muy similares al esquema completo. Conviene destacar que se debe ser cauto en el empleo de un mecanismo reducido para, por un lado, simular otros fenómenos diferentes al inicialmente previsto o, por otro lado, analizar el efecto de condiciones termodinámicas o de composición muy diferentes a las de partida. Esta limitación se debe a que el proceso de búsqueda de un mecanismo reducido está sujeto al fenómeno que se quiere simular. Por ejemplo, un mecanismo reducido para analizar llamas premezcladas (controladas fundamentalmente por la cinética de alta temperatura) no puede ser empelado en procesos de autoencendido (donde tanto la cinética de alta como de baja temperatura son determinantes).

La tercera y última aproximación, que posibilita el uso de mecanismos muy detallados en CFD y que por tanto ha ganado importancia en los últimos años, consiste en la interacción entre el CFD y un código cinético-químico. En este caso, y en cada intervalo de tiempo y celda, el código CFD resuelve el problema fluidodinámico y sus resultados (distribución de composición, temperatura y presión) son usados por el modelo cinético para determinar el calor liberado y el cambio en la densidad provocados por las reacciones químicas. Estos resultados son entonces empleados en las ecuaciones conservativas del CFD (ecuación (24.7)) para iniciar los cálculos correspondientes al siguiente intervalo de tiempo. En la ecuación (24.39), ω_{Ri} y \dot{q}_R (ecuación (24.36)) son los términos fuente resultantes del modelo cinético, \vec{u} es el vector velocidad, ρ la densidad de la mezcla, D la difusividad másica y α la difusividad térmica.

$$\frac{\partial \rho_i}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_i \vec{u}) - \nabla \cdot \left[\rho D \nabla \left(\frac{\rho_i}{\rho} \right) \right] = \dot{\omega}_{Ri} \quad (i = 1, \dots, I) \quad (24.39)$$

$$\frac{\partial \rho h}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{u} h) - \nabla \cdot (\rho \alpha \nabla h) = \frac{Dp}{Dt} + \dot{q}_R$$

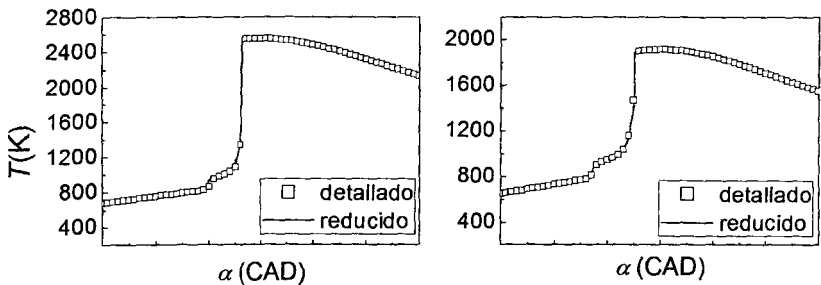


Figura 24.22 Evolución de temperatura durante el proceso de autoencendido de una mezcla *n*-heptano/tolueno/aire obtenida empleando un mecanismo de reacción detallado y un mecanismo reducido (izquierda: $T_{adm}=450$ K, $p_{adm}=5$ bar, $n=3000$ rpm, $\phi=0,8$, derecha: $T_{adm}=420$ K, $p_{adm}=5$ bar, $n=1000$ rpm, $\phi=0,4$).

Dado que los códigos CFD no suelen estar optimizados para la resolución del problema cinético, esta última aproximación, además de reducir el tiempo de cálculo y asegurar la convergencia del método de resolución, evitaría los errores derivados de la no consideración de algunas características de los mecanismos de reacción (dependencia con la presión de las reac-

ciones de disociación y recombinación de radicales, eficiencia de los compuestos que actúan como tercer cuerpo, etc.). Como ejemplo de aplicación, algunos trabajos de modelado en motores HCCI utilizan un código CFD (KIVA) para determinar la distribución de composición, temperatura y presión desde el cierre de la válvula de admisión hasta el comienzo del proceso de combustión, instante a partir del cual el dominio computacional (celdas) se transforma en un número determinado de zonas y el código CFD da paso a CHEMKIN para calcular la evolución instantánea de calor liberado y concentración de especies en cada zona. En procesos de combustión altamente heterogéneos, como en MEC, se requiere de un mayor acoplamiento temporal entre el CFD y el modelo cinético, dividiendo algunos modelos el dominio computacional en un número determinado de zonas constituidas por un conjunto de celdas con propiedades similares. Conocido el campo de velocidades, temperatura y composición al inicio de un intervalo de tiempo en cada una de dichas zonas (como media de los valores correspondientes a cada celda), el modelo cinético calcula la nueva temperatura y composición. Los resultados de la zona al final del intervalo son entonces trasladados al dominio para establecer las nuevas condiciones en cada celda, repitiéndose el proceso de forma secuencial. La ecuación (24.40) muestra, como ejemplo, cómo se actualizaría la nueva densidad de la especie i en la celda m , siendo M el número total de celdas en la zona considerada y $\Delta m_{i,zona}$ el cambio en la masa de dicha especie debido a las reacciones de formación/destrucción (ecuación (24.41)).

$$\rho_{i,m}^{n+1} = \rho_{i,m}^n + \Delta m_{i,zona} \frac{\rho_m^n}{\sum_{m=1}^M (\rho_{i,m}^n V_m)} \quad (24.40)$$

$$\Delta m_{i,zona} = (\bar{\rho}_i^{n+1} - \bar{\rho}_i^n) \sum_{m=1}^M V_m \quad (24.41)$$

24.5 Modelado de otros sistemas de motor

Se han presentado en los dos apartados anteriores los modelos más utilizados para el cálculo de la combustión y de la renovación de la carga y que permiten predecir los ciclos cerrado y abierto de un motor. Sin embargo, el modelado se emplea para el cálculo de otros sistemas de motor como los sistemas de refrigeración, lubricación, alimentación de combustible, postratamiento de gases, silenciamiento, eléctrico, control, etc. El cálculo de los sistemas de motor se puede realizar de forma independiente. Si bien existen interacciones evidentes entre los distintos sistemas, en general, no es necesario realizar cálculos acoplados. Quizá la excepción sea el sistema de control, que puede tener mucha interacción con otros sistemas a través de los sensores y los actuadores instalados en el motor.

Sistema de refrigeración

Existen básicamente dos tipos de modelos para el diseño del sistema de refrigeración. El primer tipo de modelo es el modelado multidimensional del flujo de calor por conducción en elementos del motor, habitualmente por la técnica de los elementos finitos. Este tipo de modelo se utiliza para la predicción de las temperaturas de funcionamiento en los elementos más solicitados térmicamente, como el pistón y la culata. Estos modelos pueden estar acoplados con modelos de cálculo del flujo mediante CFD tal como se ha descrito en el apartado 24.3.4.

Los modelos multidimensionales pueden simplificarse en forma de modelos nodales en los que se simplifica el mallado tridimensional a un conjunto de nodos o mallas características del sistema en los que se asume que la temperatura es uniforme. El cálculo del flujo de calor por conducción entre los nodos se hace mediante la analogía eléctrica. De esta manera se reduce mucho el tiempo de cálculo pero a la vez se puede perder mucha precisión. La elección del número de nodos es vital a la hora de llegar a un resultado aceptable. Se puede utilizar un cálculo multidimensional o una medida experimental para determinar el número de nodos más adecuado y obtener de esta manera un modelo simplificado. En la Figura 24.23 se muestra un esquema del cálculo de las temperaturas en la cámara de combustión de un motor con un esquema simplificado de cuatro nodos en pistón, camisa, culata y válvula de escape.

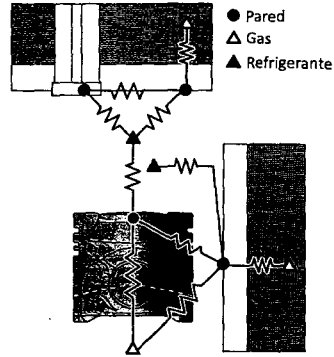


Figura 24.23 Esquema de un modelo nodal.

El segundo tipo de modelos permite el cálculo del sistema de refrigeración completo, incluyendo intercambiadores, bomba, válvulas y otros elementos tal como se muestra en la Figura 5.13. En este tipo de modelos se calcula la temperatura del fluido refrigerante a lo largo de todo el sistema de refrigeración bajo la hipótesis de que el flujo es incompresible y cero o unidimensional.

El esquema de un modelo de este tipo puede parecerse mucho al modelado de flujo en conductos descrito en la sección 24.3.3, con la diferencia de que el flujo en este caso no es compresible y los efectos de onda son despreciables. Este tipo de modelos está más dirigido a la obtención de estrategias de control del sistema de refrigeración que al diseño de elementos concretos del sistema.

El esquema de un modelo de este tipo puede parecerse mucho al modelado de flujo en conductos descrito en la sección 24.3.3, con la diferencia de que el flujo en este caso no es compresible y los efectos de onda son despreciables. Este tipo de modelos está más dirigido a la obtención de estrategias de control del sistema de refrigeración que al diseño de elementos concretos del sistema.

Sistema de alimentación de combustible

El modelado también es una herramienta muy útil para el diseño de sistemas de alimentación e inyección de combustible. Tal como se ha mostrado en el capítulo 16, el sistema de alimentación de combustible está formado por elementos como bombas, conductos, depósitos, raíles e inyectores. Los modelos utilizados en este ámbito son similares a los mencionados en el párrafo anterior y a los de cálculo de flujo en conductos.

A pesar de que se trata de flujos líquidos, debido a las altas presiones a las que puede estar el combustible, hay que considerarlo como flujo compresible y los efectos de onda pueden ser relevantes, como ocurre en las líneas de inyección de motores Diesel. Así, los modelos empleados son una combinación de elementos cero y unidimensionales con flujo líquido compresible.

Es de destacar la dificultad que tiene el modelado del flujo en componentes tan complicados como los inyectores de combustible, formados por una gran cantidad de restricciones, volúmenes internos, resortes y otros, como se muestra en la Figura 24.24.

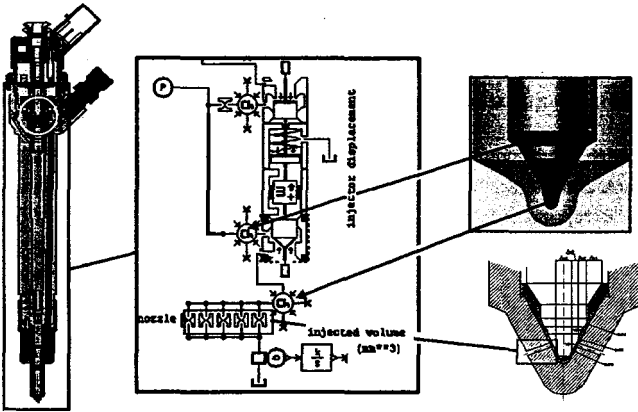


Figura 24.24 Esquema de un modelo fluidodinámico de un inyector common rail.

Se puede llegar a una buena predicción del comportamiento de un inyector caracterizando de manera experimental cada uno de los elementos del sistema, obteniendo la tasa de inyección en función de las condiciones geométricas y de funcionamiento, a partir de la señal de control del inyector. Se muestra un ejemplo de ello en la Figura 24.25.

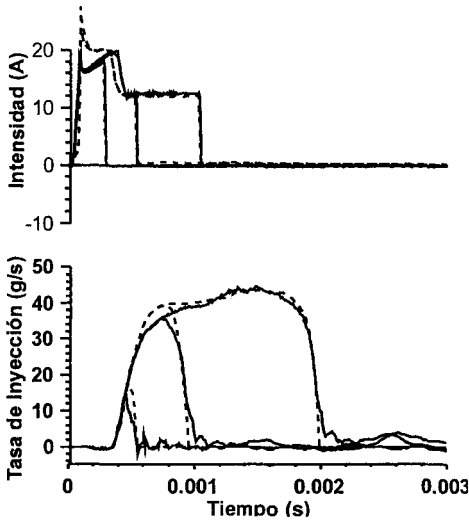


Figura 24.25 Comparación entre intensidad de corriente en el inyector y la tasa de inyección, medidas (continuo) y modeladas (trazos) para tres grados de carga diferentes.

24.6 Resumen

En este capítulo se ha presentado el modelado como una herramienta potente para el desarrollo de motores de combustión interna alternativos junto con los clásicos ensayos de motor en banco.

Se han establecido las etapas en la elaboración del modelo desde la definición de los fenómenos físicos a calcular, las hipótesis simplificadoras, el establecimiento y resolución de las ecuaciones correspondiente a su posterior codificación en forma de un programa informático. Se han clasificado los modelos en base a distintos criterios: sistema de motor que se calcula, objetivo del modelo (predictivo o diagnóstico), resolución temporal (estacionario, cuasiestacionario, transitorio) y resolución espacial (0-dimensional, cuasidimensional, 1-dimensional y multidimensional).

Se han descrito los modelos más empleados en el cálculo de flujo de gases en el motor. Se ha comenzado por los modelos de valor medio, que permiten en tiempo real predecir las prestaciones del motor a partir de la caracterización experimental de los elementos del motor. Después se ha hablado de modelos de llenado y vaciado, que permiten obtener variaciones del flujo durante el ciclo de motor en motores lentos o semirrápidos sobrealimentados. Los modelos 1D permiten el cálculo de los efectos de acción de ondas en los conductos de admisión y de escape de motores, y son hoy en día los que ofrecen una relación precisión-tiempo de cálculo más favorable. Por último, los modelos multidimensionales CFD permiten hacer cálculos de detalle del flujo, pero limitados a una porción del motor.

Se han descrito a continuación los modelos de combustión más utilizados para analizar dicho proceso o para la predicción de las prestaciones y emisiones contaminantes. Los modelos de combustión termodinámicos o cerodimensionales pueden usarse tanto como herramienta predictiva (procesos de diseño) como para diagnóstico (optimización y puesta a punto de MCIA). Estos últimos suelen estimar la ley de liberación de calor a partir de la presión instantánea medida en el cilindro. Frente a los modelos termodinámicos, los fenomenológicos o cuasidimensionales permiten una descripción más realista del proceso de combustión mediante la consideración de algún aspecto geométrico característico de dicho proceso (evolución del frente de llama en MEP) o detalles adicionales para alguno de los fenómenos involucrados (evolución del chorro Diesel en MEC). Se han descrito las particularidades del cálculo CFD en combustión. Por último, se ha introducido el modelado químico como herramienta que, integrada en códigos de motor, permite tanto la determinación de las propiedades termodinámicas de los productos de la combustión (modelos de equilibrio) como la ley de liberación de calor o la formación de contaminantes a través del correspondiente mecanismo de reacción (importante en fenómenos dominados por la cinética, como los procesos de autoencendido).

Por último, se han descrito de manera somera los modelos empleados para el cálculo de otros sistemas de motor. En primer lugar, los usados para predecir los flujos térmicos en elementos de motores y para calcular el sistema de refrigeración, y en segundo lugar los modelos habitualmente utilizados para el diseño del sistema de inyección.

Referencias y bibliografía

Referencias

1. Payri F.; Benajes J.; Reyes M., Modelling of supercharger turbines in internal-combustion engines. *International Journal of Mechanical Sciences* 38, pp. 853-869, 1996.

2. Payri, F.; Galindo, J.; Serrano, J.R.; Arnau, F.J., Analysis of numerical methods to solve one-dimensional fluid-dynamic governing equations under impulsive flow in tapered ducts. *International Journal of Mechanical Sciences* **46**, pp. 981-1004, 2004
3. Jiménez, J., Computing high-Reynolds-number turbulence: will simulations ever replace experiments?. *Journal of Turbulence* **4**, pp. 1-14, 2003.
4. Heywood, J. B., *Internal combustion engine fundamentals*. McGraw-Hill, 1988.
5. Payri, F.; Molina, S.; Martín, J.; Armas, O., Influence of measurement errors and estimated parameters on combustion diagnosis. *Applied Thermal Engineering* **26**, pp. 226-236, 2006.
6. Kee, R.J.; Rupley, F.M.; Miller, J.A.; Coltrin, M.E.; Grcar, J.F.; Meeks, E.; Moffat, H.K.; Lutz, A.E.; Dixon-Lewis G., Smooke, M.D.; Warnatz, J.; Evans, G.H.; Larson, R.S.; Mitchell, R.E.; Petzold, L.R.; Reynolds, W.C.; Caracotsios, M.; Stewart, W.E.; Glarborg, P.; Wang, C.; Adigun, O.; Houf, W.G.; Chou, C.P.; Miller, S.F.; Ho, P.; and Young, D.J., *CHEMKIN Release 4.0*. Reaction Design, Inc., 2004.
7. Chase, M.W. (ed.), *NIST-JANAF Thermochemical Tables*, 4th ed. American Institute of Physics, 1998.
8. Pastor, J.V.; López, J.I.; García, J.M.; Pastor, J.M., A 1D model for the description of mixing-controlled inert Diesel sprays. *Fuel* **87**(13-15), pp. 2871-2885, 2008.
9. Desantes, J.M.; Pastor, J.V.; García-Oliver, J.M.; Pastor, J.M., A 1D model for the description of mixing-controlled reacting Diesel sprays. *Combustion and flame* **156**(1), pp. 234-249, 2009.
10. Veynante, D.; Vervisch L., Turbulent combustion modeling. *Progress in Energy and Combustion Science* **28**, pp. 202-266, 2002.
11. Yasar, O., A new ignition model for spark-ignited engine simulations. *Parallel computing* **27**(1), pp. 179-200, 2001.
12. Marble, F.E.; Broadwell, J.E., The coherent flame model for turbulent chemical reactions. *Technical Report Project Squid TRW-9-PU*. Purdue University, 1977.
13. Colin, O.; Benkenida, A., The 3-zones extended coherent flame model (ECFM3Z) for computing premixed/diffusion combustion. *Oil & Gas Science and Technology* **59**(6), pp. 593-609, 2004.
14. Peters, N., *Turbulent combustion*. Cambridge University Press, 2000.
15. Magnussen, B.F.; Hjertager, B.H., On mathematical modeling of turbulent combustion with special emphasis on soot formation and combustion. *Proceedings of the combustion institute* **16**(1), pp. 719-729, 2007.
16. Novella, R.; Garcia, A.; Pastor, J.M.; Domenech, V., The role of detailed chemical kinetics on CFD Diesel spray ignition and combustion modelling. *Mathematical and Computer Modelling*, doi:10.1016/j.mcm.2010.12.048, 2011.
17. Haworth, D.C., Progress in probability density function methods for turbulent reacting flows. *Progress in Energy and Combustion Science* **36**(2), pp. 168-259, 2010.
18. Fox, R.O. *Computational models for turbulent reacting flows*. Cambridge University Press, 2003.
19. Halstead, M.; Kirsch, L.; Quinn, C., The autoignition of hydrocarbon fuels at high temperatures and pressures. *Combustion and Flame* **30**, pp. 45-60, 1977.



Capítulo 25

Semejanza

F. Payri

C. Guardiola

25.1	Introducción.....	800
25.2	Teoría de la Semejanza.....	800
25.2.1	Condiciones de semejanza	801
25.2.2	Proceso de renovación de la carga	803
25.2.3	Transmisión de calor	806
25.2.4	Combustión e inyección.....	807
25.2.5	Pérdidas mecánicas, pme y pmi	810
25.3	Consecuencias de la semejanza	811
25.4	Aplicaciones de la Teoría de la Semejanza	815
25.4.1	Diseño modular de motores	815
25.4.2	Escalado de motores.....	816
25.4.3	Subdivisión de la cilindrada	818
25.4.4	Diseño para igualdad de potencia	819
25.4.5	Comparación de motores de diferente cilindrada	820
25.5	Resumen	822
	Referencias y bibliografía	822

25.1 Introducción

La Teoría de la Semejanza permite predecir el comportamiento de los motores al variar su cilindrada [1,2]. Dicha teoría es de carácter similar a las existentes en otros campos, como es el caso de las turbomáquinas [3], y se trata de una excelente herramienta para el diseño y análisis de los motores de combustión interna alternativos [4,5]. En contraposición a las técnicas de modelado presentadas en el capítulo 24, las cuales permiten simular el comportamiento del motor a partir de una descripción matemática más o menos compleja del mismo, la Teoría de la Semejanza permite inferir las prestaciones de un motor mediante la extrapolación de las prestaciones de un motor similar.

Dada la complejidad y variedad de los fenómenos internos asociados, no es posible un desarrollo directo de la Teoría de la Semejanza en base al análisis dimensional [6] y la exigencia de similitud en los diferentes grupos adimensionales que gobiernan los procesos termofluidodinámicos (Re , Nu , M , etc.). De hecho, la Teoría de la Semejanza en MCIA sólo asegurará la igualdad del número de Mach en válvula, M_v , de forma que se trata de un caso de semejanza hidrodinámica restringida, pues no es posible el establecimiento riguroso de relaciones de equivalencia en todos los grupos adimensionales que rigen los fenómenos termofluidodinámicos.

El establecimiento de la Teoría de la Semejanza se hará en base a un análisis fenomenológico del problema partiendo de hipótesis de semejanza geométrica y equivalencia en las condiciones de operación y reglajes. Se demostrará la igualdad en el proceso de renovación de la carga cuando los motores semejantes trabajan con la misma velocidad lineal media del pistón, mientras que los fenómenos de transmisión de calor, la combustión, y las pérdidas mecánicas, aunque no iguales, presentan un comportamiento similar en primera aproximación. Esto permitirá establecer que en los motores semejantes tanto las presiones medias como los rendimientos son, en primera instancia, iguales.

Debe destacarse que algunas de las hipótesis asumidas para el desarrollo de esta teoría no son rigurosas (especialmente en los ya citados fenómenos de transmisión de calor y combustión), por lo que las predicciones realizadas para variaciones extremas del tamaño del motor pueden presentar importantes desviaciones. Aún en estos casos, la Teoría de la Semejanza permite la comprensión de las tendencias existentes, y el análisis detallado de sus límites de aplicabilidad permite comprender algunas de las implicaciones que tiene el tamaño del motor sobre su diseño y operación.

En este capítulo también se ilustran algunas aplicaciones características de la Teoría de la Semejanza, como el escalado de motores, el diseño modular o la comparación de motores de diferentes tamaños.

25.2 Teoría de la Semejanza

Para el desarrollo de la Teoría de la Semejanza se seguirá el esquema conceptual presentado en la Figura 25.1, según el cual se ha estructurado el presente apartado. Los puntos principales en los que se basa la Teoría de la Semejanza son:

- El establecimiento de las condiciones que permiten definir cuándo dos motores son semejantes. Esto se hará en función de consideraciones geométricas, pero también de la analogía en el punto de operación considerado y en los reglajes del motor.

- El estudio de los fenómenos de renovación de la carga, combustión y transmisión de calor en motores semejantes. La igualdad en estos fenómenos al considerar motores semejantes permitirá deducir que dichos motores presentan una misma pmi.
 - Finalmente, el estudio de las pérdidas mecánicas en motores semejantes permitirá deducir que los motores semejantes presentan una misma pmpm.
- Como consecuencia de todo ello, dada la igualdad en la pmi y la pmpm, se puede deducir que los motores semejantes presentan una misma pme.

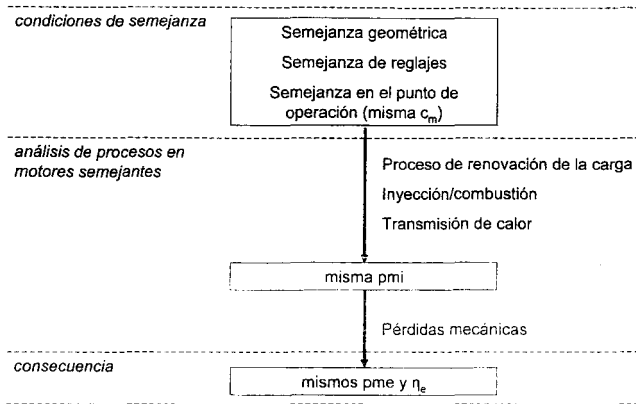


Figura 25.1 Esquema conceptual para el desarrollo de la Teoría de la Semejanza.

25.2.1 Condiciones de semejanza

El establecimiento de la relación de semejanza entre dos motores implica la satisfacción de las condiciones de semejanza geométrica, semejanza en los reglajes y semejanza en las condiciones operativas.

La semejanza geométrica hace referencia a que un motor es la réplica a escala del motor que se considera de referencia. De esta forma, todos los elementos geométricos del motor a escala (marcado con el subíndice 2) mantienen las proporciones existentes en el motor de referencia (marcado con el subíndice 1):

$$\frac{D_1}{S_1} = \frac{D_2}{S_2} \quad (25.1)$$

Evidentemente, es posible establecer una razón de semejanza geométrica λ que permite relacionar todas las longitudes características del motor respecto a las del motor de referencia:

$$\frac{S_2}{S_1} = \frac{D_2}{D_1} = \lambda \quad (25.2)$$

Es decir, tanto la carrera como el diámetro, así como el resto de las longitudes del motor y de sus elementos se escalan con el factor de semejanza geométrica λ . En el caso en que el motor 2 sea de menor tamaño que el motor de referencia, resultará $\lambda < 1$.

En el caso de las áreas (como la del pistón, pero también cualquier otra), el escalado depende del cuadrado de la razón geométrica:

$$\frac{A_{p,2}}{A_{p,1}} = \lambda^2 \quad (25.3)$$

y del cubo de la razón geométrica en el caso de los volúmenes, por lo que la cilindrada unitaria resulta:

$$\frac{V_{D,2}}{V_{D,1}} = \lambda^3 \quad (25.4)$$

Además, para estudiar el caso más general, supondremos que el motor puede tener un número de cilindros diferente al del motor de referencia. Aunque en este caso la semejanza geométrica no se puede cumplir en el sentido estricto, es posible hacer diseños que mantenga una semejanza cilindro a cilindro y también en el comportamiento global del motor.

Para cubrir esta posibilidad, definiremos la relación entre el número de cilindros como:

$$\zeta = \frac{z_2}{z_1} \quad (25.5)$$

De forma que resulta evidente que el cociente de las cilindradas totales de ambos motores resulta:

$$\frac{V_{T,2}}{V_{T,1}} = \zeta \lambda^3 \quad (25.6)$$

Nótese que la semejanza geométrica lleva implícita la exigencia de que ambos motores compartan el ciclo de operación (encendido provocado o por compresión, dos tiempos o cuatro tiempos y de aspiración natural o sobrealimentado) y el diagrama de distribución. Evidentemente, también se exigirá el empleo del mismo combustible.

Además, supondremos que ambos motores funcionan con reglajes semejantes. A este respecto, no hay que olvidar que el comportamiento del motor varía enormemente si se modifican los reglajes del mismo y que en la actualidad es una técnica extendida entre los fabricantes la comercialización de motores con prestaciones diferentes en los que sustancialmente se han introducido modificaciones en la calibración del sistema de control electrónico. De esta forma, será preciso suponer que los motores funcionan con la misma presión de sobrealimentación, la misma concentración de gas recirculado, y características equivalentes en el sistema de inyección, es decir, un mismo dosado, punto de inyección o de encendido equivalente, etc. Nótese que en algunos casos se emplea el término equivalente en vez de exigir la igualdad del parámetro en ambos motores. Esto se hace porque ciertos parámetros precisan ser adaptados al tamaño del motor con el fin de asegurar un comportamiento similar.

Finalmente, un motor puede funcionar en un rango de operación muy amplio, caracterizado por su régimen de giro y grado de carga, y también por las condiciones ambientales. De esta forma, dos motores semejantes geoméricamente y en reglajes pueden operar en condiciones no comparables en absoluto, caso en que presentarán comportamientos diferentes entre sí. En consecuencia, habrá que exigir que los puntos de operación sean equivalentes. La equiva-

lencia en el punto de operación afecta por un lado a las condiciones ambientales (presión, temperatura y humedad) y a la temperatura de operación de los sistemas de lubricación y refrigeración, que deben ser idénticas, y además impone un mismo grado de carga y velocidades de operación equivalentes.

En la definición de la equivalencia en la velocidad de operación debe introducirse una pequeña discusión sobre si ésta debe establecerse en función del régimen de giro o de la velocidad lineal media del pistón. Como se razonará en los apartados siguientes, el hecho de que la velocidad del aire en los colectores y las pérdidas mecánicas estén directamente relacionadas con la velocidad lineal media del pistón y no con el régimen de giro es un factor determinante para considerar como puntos de operación semejantes aquellos con igual velocidad lineal media del pistón. Además, incluso motores de diferentes tamaños presentan una velocidad lineal media similar, mientras que las diferencias en el régimen de giro pueden ser de hasta dos órdenes de magnitud, tal y como ilustra la Tabla 25.1 para 4 motores de características y tamaños muy diferentes. Finalmente, y tal como se deducirá en el apartado 25.2.2, la igualdad en M_v queda asegurada al exigir la igualdad en la velocidad lineal media del pistón, lo que no ocurriría si se comparasen puntos con el mismo régimen de giro.

Así, los puntos de operación homólogos cumplirán:

$$c_{m,1} = c_{m,2} \quad (25.7)$$

De acuerdo con esta hipótesis, el régimen de giro variará de forma inversamente proporcional al tamaño del motor considerado:

$$\frac{n_2}{n_1} = \frac{c_{m,2}/2S_2}{c_{m,1}/2S_1} = \frac{S_1}{S_2} = \lambda^{-1} \quad (25.8)$$

Tabla 25.1 Ejemplos de valores máximos en régimen de giro y velocidad lineal media del pistón para 4 motores de diferente tamaño.

	S (mm)	n_{\max} (rpm)	$c_{m,\max}$ (ms^{-1})
MEP 2T aerodelismo	18,3	16000	9,76
MEC 4T turismo	88,3	4500	13,25
MEC 4T transporte	165	1850	10,18
MEC 2T lento	2500	102	8,50

25.2.2 Proceso de renovación de la carga

El objetivo de este apartado es deducir que los motores semejantes presentan igualdad de rendimiento volumétrico y de pmb. Para ello se analizarán los principales factores que, tal y como se estudió en los capítulos 8 a 10, afectan al proceso de renovación de la carga: las pérdidas de presión, los efectos de compresibilidad, los efectos de inercia y los efectos de onda.

Pérdidas de presión en filtro y colectores

Las pérdidas de presión en los elementos de los sistemas de admisión y de escape dependen del diseño geométrico de dichos elementos y de la velocidad de los gases que los atravie-

san. Si en primera instancia se asume que la densidad del fluido se mantiene, el valor medio de la velocidad de los gases puede expresarse en función de la velocidad media del pistón, del diámetro del pistón y del diámetro del conducto D_c :

$$c = \left(\frac{D}{D_c} \right)^2 i c_m \Sigma \quad (25.9)$$

donde Σ indica el número de cilindros que están conectados a un determinado conducto, aspirando de él o descargando en él. De esta forma Σ presentará valores entre 1 (por ejemplo en las pipas) y z (para los conductos que conducen todo el gasto).

En el caso de motores semejantes:

$$\frac{c_2}{c_1} = \left(\frac{D_2}{D_1} \frac{D_{c,1}}{D_{c,2}} \right)^2 \left(\frac{c_{m,2}}{c_{m,1}} \right) \frac{\Sigma_2}{\Sigma_1} = \lambda^2 \frac{\Sigma_2}{\Sigma_1} \left(\frac{D_{c,1}}{D_{c,2}} \right)^2 \quad (25.10)$$

De acuerdo con la expresión anterior, para asegurar una misma velocidad de circulación de los gases $c_2 = c_1$ la sección de los conductos que conforman los sistemas de admisión y escape debe cumplir:

$$\frac{A_{c,2}}{A_{c,1}} = \left(\frac{D_{c,2}}{D_{c,1}} \right)^2 = \lambda^2 \frac{\Sigma_2}{\Sigma_1} \quad (25.11)$$

En el caso de motores con el mismo número de cilindros y diseño geométrico, se cumple que $\Sigma_2 = \Sigma_1$. De esta forma, el escalado directo de los conductos, de acuerdo con el factor de semejanza geométrica (es decir, $D_{c,2}/D_{c,1} = \lambda$ y $A_{c,2}/A_{c,1} = \lambda^2$), satisface la ecuación 25.11 y por tanto asegura $c_2 = c_1$.

En el caso de motores con número diferente de cilindros, la semejanza impone que la sección de paso de los conductos del sistema de admisión y de escape se adapte con el factor $\lambda^2 \Sigma_2/\Sigma_1$ y no con λ^2 . Empleando dicho factor se cumple que, incluso al variar el número de cilindros, la velocidad del aire en la admisión y de los gases de escape es igual en los motores semejantes.

Dado que las velocidades de circulación son iguales, como consecuencia de la semejanza geométrica de los diferentes elementos singulares que producen pérdidas de carga (filtro, enfriadores, válvulas, sistemas de postratamiento, etc.), puede establecerse que la caída de presión a lo largo de las líneas de admisión y de escape será igual en los motores semejantes.

Finalmente, en el caso de los motores sobrealimentados, la semejanza en reglajes garantiza que los motores semejantes presentan la misma presión de sobrealimentación y contrapresión de escape.

De esta forma, al considerar dos motores semejantes, la presión tanto en el colector de admisión como en el de escape será igual punto a punto.

Efectos de compresibilidad

Además de las pérdidas de presión, en las válvulas aparecen efectos de compresibilidad, los cuales están principalmente dominados por la velocidad de circulación del fluido en la válvula. Esto puede aproximarse a través del número de Mach promedio en la válvula, que se presentó en la ecuación (9.9):

$$\bar{M}_v = \left(\frac{D}{D_v} \right)^2 \frac{c_m}{a \bar{C}_D} \quad (25.12)$$

donde el coeficiente de descarga promedio en la válvula \bar{C}_D puede relacionarse con el levantamiento y diámetro de la válvula:

$$\bar{C}_D = K \frac{L}{D_v} \quad (25.13)$$

Si se compara el valor de \bar{M}_v para dos motores semejantes se obtiene:

$$\frac{\bar{M}_{v,2}}{\bar{M}_{v,1}} = \left(\frac{D_2}{D_{v,2}} \frac{D_{v,1}}{D_1} \right)^2 \left(\frac{K_1}{K_2} \right) \left(\frac{D_{v,2}}{L_2} \frac{L_1}{D_{v,1}} \right) \left(\frac{c_{m,2}}{c_{m,1}} \right) \left(\frac{a_1}{a_2} \right) = 1 \quad (25.14)$$

donde los tres primeros términos son iguales a la unidad por semejanza geométrica, mientras que la igualdad en la velocidad del sonido resulta de la igualdad en las temperaturas de operación.

De esta forma, dos motores semejantes presentan el mismo \bar{M}_v y por lo tanto las mismas pérdidas de presión por efectos de compresibilidad.

Efectos de inercia

Por su parte, los efectos de inercia dependen de la relación entre la energía cinética del fluido en el colector de admisión y el volumen desplazado por el cilindro, como se dedujo en el apartado 9.7. El parámetro de inercia se definió como:

$$\Phi = \frac{E_{c, fluido}}{V_D} = \frac{1}{2} \rho \frac{L_c}{S} \left(\frac{D}{D_c} \right)^2 c_m^2 \quad (25.15)$$

Si se compara el valor del parámetro de inercia para dos motores semejantes, se obtiene

$$\frac{\Phi_2}{\Phi_1} = \frac{\rho_2}{\rho_1} \left(\frac{L_{c,2}}{S_2} \frac{L_{c,1}}{S_1} \right) \left(\frac{D_2}{D_{c,2}} \frac{D_{c,1}}{D_1} \right)^2 \left(\frac{c_{m,2}}{c_{m,1}} \right)^2 = 1 \quad (25.16)$$

De esta forma el parámetro de inercia es igual en ambos motores lo que asegura unos mismos fenómenos de inercia.

Efectos de onda

En lo relativo a los efectos de onda, y tal como se detalló en el apartado 9.8, debe considerarse que la frecuencia acústica de los colectores variará con λ^{-1} , de la misma forma que lo hace el régimen de giro del motor. De esta forma, en el caso de dos motores semejantes el ángulo girado por el motor durante el tiempo invertido por la onda de presión en recorrer los colectores no variará:

$$\frac{\theta_2}{\theta_1} \approx \frac{2\pi n_2}{2\pi n_1} \frac{2L_2}{2L_1} \frac{a_1}{a_2} = \lambda^{-1} \lambda \cdot 1 = 1 \quad (25.17)$$

De esta forma, los efectos de ondas serán similares en los motores semejantes.

Proceso de renovación de la carga en motores semejantes

Junto a las igualdades demostradas en las pérdidas de presión, efectos de compresibilidad y de inercia, y pulsaciones en los colectores, los motores semejantes tienen por hipótesis el mismo diagrama de distribución, así como condiciones ambientales, reglajes y combustible.

De esta forma, en la medida en que los efectos por calentamiento sean similares (lo que será discutido en el apartado 25.2.3) los procesos de admisión y de escape serán iguales en los motores semejantes. Esto implica que los motores semejantes presentan el mismo rendimiento volumétrico y, como consecuencia de la igualdad del lazo de bombeo, la misma presión media de bombeo.

25.2.3 Transmisión de calor

Para el análisis de la transmisión de calor, se asumirá la ecuación de Taylor y Toong que permite estimar la potencia térmica cedida al refrigerante, tal y como se estudió en el capítulo 5. La combinación de las ecuaciones (5.26), (5.28) y (5.29) permite expresar el calor cedido al refrigerante como:

$$\frac{\dot{Q}_r}{zA_p} = 10,4 \frac{\kappa_g}{\mu^{0,75}} (\rho c_m)^{0,75} D^{-0,25} (T_g - T_r) \quad (25.18)$$

En la expresión anterior, todos los términos son iguales para motores semejantes menos el diámetro del cilindro (que varía con λ) y la temperatura de los gases T_g (cuya variación no es conocida), por lo que puede escribirse:

$$\frac{\dot{Q}_{r,2}/z_2A_{p,2}}{\dot{Q}_{r,1}/z_1A_{p,1}} = \lambda^{-0,25} \frac{(T_{g,2} - T_r)}{(T_{g,1} - T_r)} \quad (25.19)$$

Si se supusiese que ambos motores comparten el mismo ciclo de trabajo, es decir, que $T_{g,2} = T_{g,1}$, se concluye que el calor cedido por unidad de área variaría con $\lambda^{-0,25}$. Esto significa que un motor se hace más adiabático al hacerse más grande. Debido a que el motor se hace más adiabático, deberán aumentar las temperaturas en el interior del cilindro y, de esta forma, se compensa en parte la disminución en la transferencia de calor, por lo que:

$$\frac{\dot{Q}_{r,2}/z_2A_{p,2}}{\dot{Q}_{r,1}/z_1A_{p,1}} = \lambda^{-r} \quad (25.20)$$

con $-0,25 < r < 0$. Es decir, existe una ligera tendencia (entre $\lambda^{-0,25}$ y 1) a la disminución de los fenómenos de transmisión de calor con el tamaño del motor.

Para el desarrollo de la Teoría de la Semejanza se despreciará en primera aproximación esta variación, de forma que \dot{Q}_r/zA_p se supondrá igual en motores semejantes. Se demostrará a continuación que esta suposición equivale a suponer que los efectos de calentamiento y enfriamiento en los motores semejantes son iguales.

Para ello debe considerarse que la variación de temperatura que experimenta el aire durante su evolución es proporcional a \dot{Q}_r/\dot{m}_a , es decir, al calor transmitido por unidad de masa, que en el caso de motores semejantes puede escribirse como:

$$\frac{\dot{Q}_{r,2}/\dot{m}_{a,2}}{\dot{Q}_{r,1}/\dot{m}_{a,1}} = \frac{\dot{Q}_{r,2}/z_2 A_{p,2} \left(\frac{\dot{m}_{a,2}/z_2 A_{p,2}}{\dot{m}_{a,1}/z_1 A_{p,1}} \right)^{-1}}{\dot{Q}_{r,1}/z_1 A_{p,1} \left(\frac{\dot{m}_{a,2}/z_2 A_{p,2}}{\dot{m}_{a,1}/z_1 A_{p,1}} \right)^{-1}} = \left(\frac{\dot{m}_{a,2}/z_2 A_{p,2}}{\dot{m}_{a,1}/z_1 A_{p,1}} \right)^{-1} \quad (25.21)$$

y combinando la expresión del gasto de aire en función del rendimiento volumétrico, según la expresión (9.2), la ecuación (25.21) puede simplificarse:

$$\frac{\dot{Q}_{r,2}/\dot{m}_{a,2}}{\dot{Q}_{r,1}/\dot{m}_{a,1}} = \left(\frac{\eta_{v,2} V_{T,2} \rho_{i,2} n_2 z_1 A_{p,1}}{\eta_{v,1} V_{T,1} \rho_{i,1} n_1 z_2 A_{p,2}} \right)^{-1} = (1 \cdot \zeta \lambda^3 \cdot 1 \cdot \lambda^{-1} \cdot \zeta^{-1} \lambda^{-2})^{-1} = 1 \quad (25.22)$$

De esta forma los fenómenos de calentamiento durante la admisión y la compresión, así como los de enfriamiento durante la expansión, son iguales en motores semejantes.

Finalmente, las implicaciones derivadas de que la semejanza en los fenómenos de transmisión de calor no sea estricta, tal y como se concluye a partir de la ecuación (25.20), se analizarán detenidamente en el apartado 25.3.

25.2.4 Combustión e inyección

Como consecuencia de la igualdad en el proceso de renovación de la carga, los motores semejantes presentarán una misma presión en cámara al cierre de la admisión. Dada la igualdad en la transmisión de calor (supuesta como primera aproximación), y como la relación de compresión es la misma por semejanza geométrica, la presión y temperatura serán iguales al final de la compresión. Analizaremos a continuación el fenómeno de combustión en motores semejantes.

La equivalencia en el proceso de combustión exige igualdad en el inicio y duración (angular) de la combustión. En lo que respecta al inicio de la combustión, éste está controlado por los reglajes (punto de encendido en MEP y de inyección en MEC), y se exigirá por hipótesis que la semejanza en reglajes implique la igualdad en el inicio de la combustión. Nótese que esto no es equivalente a exigir igualdad en el punto de encendido o de inyección: como el tiempo de retraso se mantiene básicamente invariable con el tamaño del motor, pues depende principalmente de la presión y temperatura (consultar los capítulos 18 y 20), los motores más pequeños deberán tener un ángulo de avance mayor de forma que se compense su régimen de giro superior.

En lo relativo a la duración de la combustión, dadas las diferencias notables en la combustión entre los MEC y los MEP, no es posible estudiar de forma conjunta ambos tipos de motores. Los apartados siguientes analizan la combustión en motores semejantes para cada uno de estos tipos de motor.

Combustión en MEP semejantes

La mayor parte de la duración de la combustión en los MEP es consecuencia de la fase principal de la misma, que es de carácter turbulento. De acuerdo con (18.28), la duración de dicha fase puede relacionarse con la velocidad de combustión turbulenta u_{CT} y la longitud característica de la cámara de combustión L . De esta forma, para motores semejantes:

$$\frac{\alpha_{C2,2}}{\alpha_{C2,1}} = \frac{2\pi n_2 L_2 / u_{CT,2}}{2\pi n_1 L_1 / u_{CT,1}} \quad (25.23)$$

Por su parte, de acuerdo con lo visto en el apartado 18.2, la velocidad de combustión turbulenta es proporcional al régimen de giro:

$$u_{CT} \approx kn \quad (25.24)$$

En los motores semejantes, el factor de proporcionalidad k se mantendrá debido a la semejanza geométrica. Así, la ecuación (25.22) puede simplificarse:

$$\frac{\alpha_{C2,2}}{\alpha_{C2,1}} = \frac{2\pi n_2 L_2 / kn_2}{2\pi n_1 L_1 / kn_1} = \frac{L_2}{L_1} = \lambda \quad (25.25)$$

Es decir, el ángulo de combustión debe aumentar linealmente con el tamaño del motor. No obstante, experimentalmente se comprueba que el ángulo de combustión total no varía de forma lineal, sino que presenta una variación menos acusada. Esto se debe a dos circunstancias:

- De acuerdo con la ecuación (25.20), el motor se hace más adiabático al aumentar de tamaño (lo que se desvía de las simplificaciones realizadas en la Teoría de la Semejanza). Esto repercute en el valor de la velocidad de combustión, tanto laminar como turbulenta, que aumenta.
- Por otra parte, la relación área/volumen varía con λ^{-1} , de forma que la capa límite laminar es porcentualmente menor conforme aumenta el tamaño del motor.

Ambas circunstancias reducen los ángulos de combustión de la 1ª y 3ª fases, mientras que el primer factor también repercute en la duración de la segunda fase. Todo ello hace que el ángulo total de combustión, si bien no se mantiene constante en los motores semejantes, varíe menos de lo predicho en la ecuación (25.25).

Como en el caso de la transmisión de calor, se supondrá esta variación pequeña y se asumirá que los MEP semejantes mantienen el ángulo de combustión, aunque en los casos extremos deberá discutirse la validez de esta hipótesis.

Combustión en MEC semejantes

Debido a la estrecha relación entre la inyección y la combustión en MEC, resulta preciso asegurar la equivalencia en ambos procesos en los motores semejantes con el fin de deducir la igualdad en el ángulo de combustión.

La ecuación (19.12) permite expresar la tasa de inyección en función de la densidad del combustible, la presión de inyección y la permeabilidad del inyector $C_d A_0$. Este último factor, puede expresarse en función del diámetro característico de la tobera del inyector ϕ_0 y del número de orificios n_{ori} , puesto que $A_0 \propto \phi_0^2 n_{ori}$. Por otra parte, la cantidad de combustible a inyectar en un ciclo puede expresarse como el producto $m_{f,cc} = V_T \rho_a \eta_v F$. De esta forma, si se comparan los ángulos de inyección en motores semejantes, se obtiene:

$$\frac{\alpha_{i,2}}{\alpha_{i,1}} = \frac{m_{f,cc,2} n_2 / \dot{m}_{f,2}}{m_{f,cc,1} n_1 / \dot{m}_{f,1}} = \frac{A_{p,2} \rho_{a,2} \eta_{v,2} F_2 c_{m,2} / C_{d,2} \phi_{o,2}^2 n_{ori,2} \sqrt{2 \rho_{f,2} \Delta p_{i,2}}}{A_{p,1} \rho_{a,1} \eta_{v,1} F_1 c_{m,1} / C_{d,1} \phi_{o,1}^2 n_{ori,1} \sqrt{2 \rho_{f,1} \Delta p_{i,1}}} \quad (25.26)$$

Debido a la igualdad en los reglajes (lo que incluye la presión de inyección, la densidad del combustible y el dosado), en el punto de operación (c_m) y en el proceso de renovación de la carga (densidad del aire y rendimiento volumétrico), la expresión anterior se reduce a:

$$\frac{\alpha_{i,2}}{\alpha_{i,1}} \approx \frac{A_{p,2}}{A_{p,1}} \left(\frac{\phi_{o,1}}{\phi_{o,2}} \right)^2 = \lambda^2 \lambda^{-2} = 1 \quad (25.27)$$

Es decir, si de acuerdo con las hipótesis el tamaño de los orificios se escala con el factor de semejanza geométrica, la duración angular de la inyección es igual en los motores semejantes.

Para el estudio del proceso de combustión, se asimilará el proceso a un chorro reactivo gaseoso plenamente desarrollado. En tal caso, de acuerdo con (20.2), la longitud de la llama puede escribirse como:

$$L_{ll} \propto \frac{\phi_{ef} \sqrt{\rho_f / \rho_a} \sqrt{\rho_{sq,est} / \rho_{q,est}}}{\tan(\theta/2) Y_{f,est}} \quad (25.28)$$

Si se comparan las longitudes de las llamas en motores semejantes se obtiene:

$$\frac{L_{ll,2}}{L_{ll,1}} = \frac{\phi_{ef,2} \sqrt{\rho_{f,2} / \rho_{a,2}} \sqrt{\rho_{sq,est,2} / \rho_{q,est,2}} / \tan(\theta_2/2) Y_{f,est,2}}{\phi_{ef,1} \sqrt{\rho_{f,1} / \rho_{a,1}} \sqrt{\rho_{sq,est,1} / \rho_{q,est,1}} / \tan(\theta_1/2) Y_{f,est,1}} = \frac{\phi_{ef,2}}{\phi_{ef,1}} = \lambda \quad (25.29)$$

Es decir, la longitud de la llama se escala con el tamaño del motor, ya que crece linealmente con la razón de semejanza geométrica. Por otra parte, la duración de la combustión, que se puede asimilar al tiempo aparente de combustión (ACT) definido en la ecuación (20.6), también aumenta con el tamaño del motor:

$$\frac{ACT_2}{ACT_1} = \frac{\rho_{a,2}^{-0,5} u_{ef,2}^{-1} [O_2]_2^{-0,5} \phi_{ef,2}}{\rho_{a,1}^{-0,5} u_{ef,1}^{-1} [O_2]_1^{-0,5} \phi_{ef,1}} = \frac{\phi_{ef,2}}{\phi_{ef,1}} = \lambda \quad (25.30)$$

Dicho aumento lineal de la duración de la combustión al variar el tamaño del motor, unido a la variación del régimen de giro con λ^{-1} según (25.8), supone que la duración angular del proceso de combustión es igual en los motores semejantes:

$$\frac{\alpha_{c,2}}{\alpha_{c,1}} = \frac{2\pi n_2 ACT_2}{2\pi n_1 ACT_1} = \frac{n_2}{n_1} \frac{ACT_2}{ACT_1} = \lambda^{-1} \lambda = 1 \quad (25.31)$$

No obstante, debe recordarse que el proceso de combustión real en los motores MEC dista en general del modelo de chorro gaseoso desarrollado, lo que hace que en los motores reales no se cumpla de forma estricta la Teoría de la Semejanza. Los principales factores que limitan la validez de este modelo son el impacto del chorro de combustible con la pared de la cámara de combustión, y el empleo de inyecciones muy cortas, en las que el chorro no llega a desarrollarse plenamente y la combustión deja de estar controlada por el fenómeno de difusión.

En general, conforme el tamaño del motor se hace más pequeño, las inyecciones son cada vez más cortas, y el proceso de combustión dista más del modelo de referencia. Esta tendencia se ve reforzada por el empleo de técnicas de inyección múltiple (inyección piloto, postinyección e inyecciones partidas) generalizadas en los motores de automoción.

25.2.5 Pérdidas mecánicas, p_{mi} y p_{mi}

En los apartados anteriores se ha demostrado la semejanza en el proceso de renovación de la carga y aunque en la combustión y la transmisión de calor no es posible establecer una semejanza rigurosa, las variaciones están acotadas y pueden despreciarse como una primera aproximación. Asumiendo esto, es posible demostrar que los motores semejantes, operando en condiciones semejantes, tienen la misma p_{mi} .

En primer lugar, los motores semejantes presentan, por la similitud en el proceso de renovación de la carga, las mismas condiciones al finalizar el proceso de admisión. Tanto la relación de compresión como el dosado son idénticos por hipótesis de semejanza; además los efectos de calentamiento y enfriamiento en el cilindro se han supuesto iguales de acuerdo con (25.22), así como las pérdidas de tiempo (asociadas a la duración angular de la combustión). Finalmente, las pérdidas de escape serán equivalentes ya que los motores semejantes tienen el mismo avance en la apertura del escape, las mismas pérdidas en válvula e idéntica contrapresión de escape. Ante la igualdad de todos los procesos que condicionan la evolución de la presión en cámara, se puede deducir que los motores semejantes comparten el ciclo de trabajo y, en consecuencia, la p_{mi} . Es decir:

$$\frac{p_{mi_2}}{p_{mi_1}} = 1 \quad (25.32)$$

Por su parte, tal y como se vio en el capítulo 7, las pérdidas mecánicas incluyen de las pérdidas debidas al proceso de bombeo, las pérdidas asociadas al accionamiento de auxiliares (incluyendo el compresor mecánico, si existe), y las pérdidas por fricción.

Ya se ha demostrado que los motores semejantes, debido a la equivalencia en el proceso de renovación de la carga, comparten el lazo de bombeo y por tanto la presión media de bombeo. Además, se puede asumir que al escalar el tamaño del motor se escalan de forma proporcional los auxiliares, de forma que se impondrá la igualdad en la presión media de accionamiento de auxiliares: es razonable suponer que el consumo de las bombas, equipos eléctricos, compresores, sistema de inyección y otros auxiliares se mantenga proporcional a la presión media indicada. Dado que los motores semejantes tienen la misma p_{mi} , se deriva que la presión media de accionamiento de auxiliares debe ser igual.

Respecto a las pérdidas por fricción, en el capítulo 7 se dedujo que dependían del cuadrado de la velocidad lineal media del pistón, del tamaño del motor y de las cargas aplicadas (proporcionales a la p_{mi}):

$$p_{mR} = (k_1 L + k_2 c_m^2 + k_3 p_{mi}) f \quad (25.33)$$

siendo f el factor de fricción, que en condiciones de lubricación hidrodinámica resulta:

$$f = f_0 + f_1 \left(\frac{\mu u}{pL} \right)^m \quad (25.34)$$

Aunque los motores semejantes presentan la misma c_m y p_{mi} , las expresiones anteriores dependen del tamaño del motor L , por lo que no aseguran la igualdad en la p_{mR} de forma estricta. Sin embargo, el primer término de la ecuación (25.33) es significativamente menor que los que dependen de la velocidad y la carga, de forma que en primera instancia se puede

despreciar el efecto del tamaño del motor. Si además se adapta la viscosidad del aceite empleado en función del tamaño del motor (aumentando ésta con el tamaño del motor), es posible mantener constante el valor de la p_mR .

Ante la igualdad de todas las presiones medias de pérdidas mecánicas, puede asegurarse que los motores semejantes presentan la misma $pmpm$:

$$\frac{pmpm_2}{pmpm_1} = 1 \quad (25.35)$$

Como consecuencia lógica de las igualdades (25.32) y (25.35), puede deducirse:

$$\frac{pme_2}{pme_1} = \frac{pmi_2 - pmpm_2}{pmi_1 - pmpm_1} = 1 \quad (25.36)$$

Es decir, los motores semejantes, cuando operan en puntos de funcionamiento equivalentes, presentan la misma pme . Este punto es el centro de la Teoría de la Semejanza y permitirá establecer relaciones entre las prestaciones (potencia y par) de los motores semejantes, lo que se abordará en el apartado siguiente.

25.3 Consecuencias de la semejanza

En el apartado anterior se ha establecido que los motores semejantes presentan la misma pme , mientras que el régimen de giro varía con λ^{-1} . A partir de esto es posible estudiar el efecto que tiene la variación del tamaño del motor sobre los principales parámetros de funcionamiento.

Potencia en motores semejantes

Si se considera que la potencia puede expresarse como:

$$N_e = izA_p Snpme = izA_p \frac{c_m}{2} pme \quad (25.37)$$

Al comparar dos motores semejantes resulta:

$$\frac{N_{e,2}}{N_{e,1}} = \frac{z_2}{z_1} \frac{A_{p,2}}{A_{p,1}} \frac{c_{m,2}}{c_{m,1}} \frac{pme_2}{pme_1} = \zeta \lambda^2 \quad (25.38)$$

Es decir, la potencia aumenta con el número de cilindros y de forma cuadrática con la relación de semejanza.

Carga térmica en motores semejantes

La carga térmica N_e/zA_p es la potencia suministrada por unidad de área de los pistones. Debe notarse que, de acuerdo con la expresión (25.37), la carga térmica es proporcional al producto $c_m pme$, y es por lo tanto un índice que depende tanto de la velocidad media del pistón como del trabajo realizado por el ciclo de operación. Si se compara la carga térmica en motores semejantes resulta:

$$\frac{N_{e,2}/z_2 A_{p,2}}{N_{e,1}/z_1 A_{p,1}} = \frac{N_{e,2}}{N_{e,1}} \frac{z_1}{z_2} \frac{A_{p,1}}{A_{p,2}} = \zeta \lambda^2 \zeta^{-1} \lambda^{-2} = 1 \quad (25.39)$$

Es decir, la carga térmica es una magnitud que se mantiene con independencia del tamaño del motor. Por lo tanto, resulta una forma adecuada de comparar la potencia de motores de diferente cilindrada. De esta forma, la carga térmica es un parámetro fundamental en el diseño del motor, y su valor está íntimamente ligado a la tecnología empleada.

Potencia específica en motores semejantes

La potencia específica es la potencia suministrada por unidad de cilindrada (N_e/V_T), y su relación en el caso de motores semejantes puede escribirse como:

$$\frac{N_{e,2}/V_{T,2}}{N_{e,1}/V_{T,1}} = \frac{N_{e,2}}{N_{e,1}} \frac{V_{T,1}}{V_{T,2}} = \zeta \lambda^2 \zeta^{-1} \lambda^{-3} = \lambda^{-1} \quad (25.40)$$

Aunque la potencia aumenta con el tamaño del motor, dicho aumento responde al factor $\zeta \lambda^2$ según (25.37), por lo que el aumento de la cilindrada, proporcional a $\zeta \lambda^3$, es superior. De esta forma los motores semejantes presentan una menor potencia específica al aumentar su tamaño (lo que también se traduce en una menor potencia por unidad de masa del motor).

Para ilustrar el efecto del tamaño del motor sobre la potencia, carga térmica y potencia específica, se muestran en la Tabla 25.2 datos de potencia para varios motores. El análisis de los dos motores de cuatro tiempos, que no son estrictamente semejantes, permite apreciar que lo expresado anteriormente es de aplicación: la carga térmica permanece prácticamente inalterada, mientras que la potencia específica disminuye al aumentar el tamaño del motor. Por su parte, la variación de la potencia específica es coherente con la inversa de la razón geométrica. En el caso del motor lento de dos tiempos, puede apreciarse que la carga térmica es muy superior, pero esto se debe precisamente a que opera según un ciclo de dos tiempos; dividiendo este valor por $i_2/i_1 = 2$ se obtiene un valor cercano al de los otros motores (las diferencias del orden del 10% se pueden atribuir a que se están comparando motores no semejantes). Si se considera la potencia específica del motor lento de grandes dimensiones, ésta sólo representa un 6,2% de la del motor de turismo (de nuevo la desviación respecto al valor teórico se justifica considerando que se trata de un motor de dos tiempos, y a las múltiples hipótesis simplificadoras que se han asumido).

Tabla 25.2 Ejemplos de potencia, carga térmica y potencia específica para 3 motores de diferente tamaño.

	S (mm)	D (mm)	z	N_e (kW)	N_e / zA_p (kW/m ²)	N_e / V_T (kW/m ³)	$\lambda^{-1} = \frac{S_1}{S_2}$	$\frac{N_{e,2}/V_{T,2}}{N_{e,1}/V_{T,1}}$
MEC 4T turismo	88.3	75	4	80	4527	51269	1	1
MEC 4T transporte	165	144	6	448	4587	27799	0,535	0,542
MEC 2T lento	2500	960	14	80080	7902	3161	0,035	0,062

Par en motores semejantes

Por su parte el par puede expresarse como:

$$M_e = \frac{pme V_T i}{2\pi} \quad (25.41)$$

donde en el caso de motores semejantes todos los términos serán constantes menos la cilindrada, de forma que:

$$\frac{M_{e,2}}{M_{e,1}} = \frac{V_{T,2}}{V_{T,1}} = \zeta \lambda^3 \quad (25.42)$$

Es decir, el par motor crece de forma directamente proporcional a la cilindrada total del motor, o lo que es lo mismo, con el cubo de la razón de semejanza geométrica y linealmente con el número de cilindros.

Rendimientos y consumos en motores semejantes

Además, debido a la igualdad en pme, pmi y pmpm resulta evidente que:

$$\frac{\eta_{i,2}}{\eta_{i,1}} = \frac{\eta_{m,2}}{\eta_{m,1}} = \frac{\eta_{e,2}}{\eta_{e,1}} = \frac{g_{ef,1}}{g_{ef,2}} = 1 \quad (25.43)$$

Así, el valor de los rendimientos y del consumo específico efectivo se mantiene en motores semejantes. No obstante, como se discutirá a continuación, este resultado sólo es válido en primera aproximación, pues se basa en la asunción de múltiples hipótesis poco rigurosas.

A modo de resumen, la Tabla 25.3 recoge los factores de proporcionalidad que, de acuerdo con la Teoría de la Semejanza, relacionan el valor que adoptan diferentes parámetros en motores semejantes.

Tabla 25.3 Factor de proporcionalidad para los principales parámetros de dos motores semejantes en puntos análogos de operación según predice la Teoría de la Semejanza.

Factor	Parámetros
λ^{-1}	$n, N_e / V_T$
1	$S/D, pme, pmi, pmpm, g_{ef}, \eta_e, \eta_i, \eta_m, N_e / z A_p, c_m, \eta_v$
λ	D, S
λ^2	$A_p, N_e / z$
λ^3	$V_D, M_e / z$
ζ	z
ζ^2	$N_e, \dot{m}_a, \dot{m}_f$
ζ^3	V_T, M_e

Consideraciones adicionales sobre la transmisión de calor, rendimiento y consumo

Dado que en el desarrollo de la Teoría de la Semejanza se despreció la variación de los fenómenos de transmisión de calor, resulta preciso analizar la influencia que tiene dicha suposición y el efecto sobre los factores establecidos en la Tabla 25.3. Para ello analizaremos a continuación el cociente entre la potencia cedida al refrigerante y la potencia efectiva, que calcularemos a partir de (25.20) y (25.39):

$$\frac{\dot{Q}_{r,2}/N_{e,2}}{\dot{Q}_{r,1}/N_{e,1}} = \frac{\dot{Q}_{r,2}/z_2 A_{p,2}}{\dot{Q}_{r,1}/z_1 A_{p,1}} \left(\frac{N_{e,2}/z_2 A_{p,2}}{N_{e,1}/z_1 A_{p,1}} \right)^{-1} = \lambda^{-r} \cdot 1 = \lambda^{-r} \quad (25.44)$$

Esta última expresión implica que la energía cedida al refrigerante por unidad de potencia disminuye al aumentar el tamaño del motor. Esta afirmación encierra una serie de consecuencias significativas.

Respecto al motor, la ecuación (25.44) predice que éste se vuelve más adiabático conforme aumenta en tamaño. Esto implica, conforme lo estudiado en el capítulo 5 relativo a motores adiabáticos, un aumento del rendimiento indicado, pues parte del calor no transmitido al refrigerante revierte en un aumento de la potencia indicada. Además, y en mayor magnitud, se produce un aumento de la temperatura de los gases de escape, lo que resulta favorable para la sobrealimentación. El aumento del rendimiento indicado con el tamaño del motor también se traduce en un aumento del rendimiento efectivo y una disminución del consumo específico efectivo, lo que contradice la igualdad (25.43). Es decir, existe un ligero aumento del rendimiento con la cilindrada pero, no obstante, si se comparan motores con tamaños muy diferentes, la variación del rendimiento es significativa. Este aspecto se ve confirmado en el caso de los grandes motores 2 tiempos lentos, que presentan rendimientos superiores al 50%, lejos del rendimiento obtenido por motores de menor tamaño.

Por otra parte, la disminución de \dot{Q}_r/N_e significa que aumenta la temperatura en la cámara de combustión, lo que supone un aumento en la tendencia a la detonación en MEP. Aunque puede corregirse ligeramente mediante la modificación de la relación de compresión, del punto de encendido y el uso de combustible con mayor índice de octano, este efecto supone finalmente un problema que impide la realización de MEP con cilindradas unitarias elevadas.

En el caso de los MEC, lejos de ser un problema, el carácter más adiabático alcanzado al aumentar la cilindrada unitaria permite una disminución de la marcha dura debida a la reducción del tiempo de retraso y también mitiga los problemas de arranque en frío. Esto explica la existencia de MEC con elevadas cilindradas unitarias, varios órdenes de magnitud superiores a los MEP.

En lo referente al dimensionamiento del sistema de refrigeración, debe notarse que al aumentar el tamaño del motor también lo hacen las temperaturas en la cámara de combustión (tal y como se dedujo en el apartado 25.2.3), lo que causa un aumento de las solicitaciones térmicas a las que se someten los componentes del motor. Esto implica la necesidad de reforzar el sistema de refrigeración para proteger térmicamente los componentes del motor, así como el sistema de lubricación. Es decir, el sistema de refrigeración no puede diseñarse mediante la aplicación del criterio de semejanza, lo que explica que los motores de pequeña cilindrada admitan sistemas simples de refrigeración por aire, mientras que en el caso de los grandes motores lentos es preciso el empleo de sistemas dedicados para la refrigeración de las piezas

sometidas a mayor carga térmica. Esto a su vez supone que la variación de \dot{Q}_r/N_e en el caso de los motores reales es menos importante de lo que predice la ecuación (25.44).

La última consecuencia se refiere a la propia Teoría de la Semejanza: la ecuación (25.44) no es consistente con las hipótesis consideradas en el desarrollo de la misma. En efecto, a lo largo del capítulo se ha deducido que los motores semejantes mantienen el rendimiento; por otra parte la ecuación citada muestra que conforme el cilindro aumenta de tamaño el motor se hace más adiabático y por lo tanto el motor aumentará su rendimiento.

Esto significa que las hipótesis consideradas en el establecimiento de la Teoría no son rigurosas, y que por lo tanto las extrapolaciones realizadas a través de la Teoría de la Semejanza deben ser consideradas siempre críticamente, pues conforme aumente la diferencia de tamaño entre los motores comparados, las diferencias en el rendimiento del motor pueden ser más importantes.

No obstante, también hay que considerar que la variación de \dot{Q}_r/N_e viene dominada por un factor de variación menor que $\lambda^{-0.25}$; esto significa una variación mucho menor con el tamaño del cilindro que la de aquellos parámetros afectados por potencias del tipo λ^n con $|n| \geq 1$. De esta forma, la Teoría de la Semejanza es capaz de predecir adecuadamente la tendencia general de la variación de dichos parámetros, aunque la predicción puede ser imprecisa desde un punto de vista numérico. Por otra parte, en el caso de los parámetros que, de acuerdo con la Teoría de la Semejanza, se mantienen constantes (aquellos de la segunda fila de la Tabla 25.3), no es posible despreciar la variación de \dot{Q}_r/N_e , pues en este caso $\lambda^{-0.25}$ sí es significativo, lo que justifica la ligera variación observada en los motores reales.

25.4 Aplicaciones de la Teoría de la Semejanza

En este apartado se muestran cinco aplicaciones específicas de la Teoría de la Semejanza. En concreto, se analizan los siguientes casos:

- El diseño modular de motores, en los que se varía el número de cilindros manteniendo las dimensiones de las mismas ($\lambda = 1$, ζ variable).
- El diseño o selección de un motor mediante el escalado de un motor existente (λ variable, ζ constante o variable).
- El efecto de subdividir la cilindrada en motores con cilindrada total constante.
- El diseño de motores de una misma potencia.
- La comparación de motores diferentes en base a la Teoría de la Semejanza.

Dichos casos permitirán ahondar en las repercusiones de la Teoría de la Semejanza. Además, se contrastará la aplicabilidad de la misma a partir del estudio de casos concretos, demostrando por lo tanto que, pese a la poca rigurosidad en la satisfacción de las hipótesis, las predicciones alcanzadas son una importante herramienta en el diseño, análisis y selección de motores.

25.4.1 Diseño modular de motores

La primera aplicación significativa de la Teoría de la Semejanza consiste en el análisis de la implicación del aumento o disminución del número de cilindros de un motor. Esta práctica es común en el diseño de motores de grandes cilindradas, en los que el fabricante mantiene la cilindrada unitaria y varía el número de cilindros con el fin de ofrecer una gama de motores de potencias diferentes adaptadas a diversas aplicaciones (esto es, se varía ζ manteniendo $\lambda = 1$).

En la medida en que, de acuerdo con lo expuesto anteriormente, la potencia de los auxiliares se escale debidamente, y que el proceso de renovación de la carga no se vea modificado de forma notable entre las diferentes versiones del motor, las predicciones obtenidas a través de la Teoría de la Semejanza serán adecuadas. En lo referente al proceso de renovación de la carga, debe asegurarse que la influencia de los efectos de los fenómenos de ondas y la interferencia entre cilindros no varíen de forma significativa en las diferentes configuraciones de los colectores de admisión y escape. Esto se cumple adecuadamente en los motores sobrealimentados de grandes dimensiones, en los que el volumen de los colectores de admisión y escape hace que la interferencia entre los cilindros sea mínima; otros casos requieren un estudio más detallado.

Como ejemplo ilustrativo, la Tabla 25.4 muestra cinco versiones de un diseño modular que comercializa un fabricante de MEC lentos de 2 tiempos. El número de cilindros de estos motores varía entre 5 y 9. Tal y como se muestra en la tabla, es posible predecir perfectamente la potencia de las unidades de más cilindros a partir de la aplicación de la Teoría de Semejanza a la versión de 5 cilindros. Para ello simplemente debe considerarse la relación entre las potencias:

$$\frac{N_{e,z}}{N_{e,z=5}} = \zeta \lambda^2 \xrightarrow{\lambda=1} N_{e,z} = \zeta N_{e,z=5} = \frac{z}{5} N_{e,z=5} \quad (25.45)$$

Tabla 25.4 Potencia de las diferentes versiones del motor Wärtsilä RT-flex84T y la potencia obtenida mediante la extrapolación a partir de la Teoría de la Semejanza.

z	N_e (kW)	Extrapolación desde $z = 5$	Diferencia (%)
5	21000	21000	0,00
6	25200	25200	0,00
7	29400	29400	0,00
8	33600	33600	0,00
9	37800	37800	0,00

25.4.2 Escalado de motores

La segunda aplicación de relevancia supone la aplicación de la Teoría de la Semejanza para el diseño de motores en virtud al escalado de un modelo preexistente. Dicho escalado puede realizarse manteniendo el número de cilindros ($\zeta = 1$), en cuyo caso se trata de un escalado en sentido estricto, o variando el número de cilindros de forma simultánea. La aplicación de los factores recogidos en la Tabla 25.3 permite extrapolar fácilmente los diferentes parámetros entre un motor y otro. Dadas las múltiples hipótesis asumidas en el desarrollo de la Teoría de la Semejanza, el resultado obtenido debe analizarse críticamente.

Como ejemplo ilustrativo, se muestra en la Tabla 25.5 la comparación entre la extrapolación obtenida a partir de un motor MEC lento de 8 cilindros y $0,99 \text{ m}^3$ de cilindrada unitaria y los valores nominales en el punto de potencia máxima de un motor del mismo fabricante de 5 cilindros y $0,40 \text{ m}^3$ de cilindrada unitaria.

En general, puede apreciarse una gran coherencia entre los valores nominales y los obtenidos mediante la aplicación de la Teoría de la Semejanza, siendo las diferencias siempre inferiores al 5%. No obstante, deben reseñarse que, en el ejemplo de la Tabla 25.5, las hipótesis de semejanza no son satisfechas de forma rigurosa:

- La semejanza geométrica no se cumple de forma estricta, pues existen pequeñas diferencias en la relación carrera-diámetro. Es decir, el fabricante no ha reescalado directamente el motor, sino que existen pequeñas modificaciones sobre el diseño básico.
- La definición del punto nominal tampoco cumple estrictamente la Teoría de la Semejanza (el motor más pequeño presenta una velocidad lineal media y un régimen de giro ligeramente inferiores a lo predicho). Debe considerarse que la definición de dicho punto presenta cierto grado de arbitrariedad. Algo similar sucede con los reglajes en el punto nominal, donde pueden existir pequeñas diferencias en virtud a las decisiones de ingeniería para la optimización del motor en el punto de operación nominal.

A pesar de todo ello, la predicción ofrecida por la Teoría de la Semejanza debe considerarse como satisfactoria en el ejemplo de la Tabla 25.5.

Tabla 25.5 Comparativa entre las características del motor Wäertsilä RT-flex50, y la extrapolación obtenida a partir del motor Wäertsilä RT-flex68 satisfaciendo el mismo número de cilindros (5) y la misma cilindrada unitaria (0,40 m³).

Parámetro	Wäertsilä RT-flex68	Extrapolación desde RT-flex68	Wäertsilä RT-flex50	Diferencia (%)
D (mm)	680	504	500	0,83
S (mm)	2720	2017	2050	-1,63
S/D	4	4	4,1	-2,44
z	8	5	5	0,00
V_D (m ³)	0,99	0,40	0,40	0,00
V_T (m ³)	7,90	2,01	2,01	0,00
N_e (kW)	$25,04 \cdot 10^3$	$8,6 \cdot 10^3$	$8,72 \cdot 10^3$	-1,42
M_e (Nm)	$2,52 \cdot 10^6$	$6,41 \cdot 10^5$	$6,72 \cdot 10^5$	-4,60
N_e/z (kW)	3130	1720	1745	-1,42
N_e/zA_p (kWm ⁻²)	8619	8619	8887	-3,02
N_e/V_T (kWm ⁻³)	3169	4274	4335	-1,41
g_{ef} (g/kWh)	169	169	169	0,00
pme (bar)	20,01	20,01	20,98	-4,60
c_m (ms ⁻¹)	8,61	8,61	8,47	1,65
n (rpm)	95	128,1	124	3,34

En general, cuanto mayor es el nivel de tecnificación de un motor, y cuanto mayor es el trabajo de ingeniería para su optimización (tanto en lo relativo a reglajes como, especialmente, elección de la geometría), resulta más difícil que la extrapolación a partir de la aplicación de la Teoría de la Semejanza resulte adecuada. Este es el caso en general en los motores de automoción, donde cada motor es diseñado y optimizado a través de un proyecto singular (por lo que es altamente improbable que se mantengan constantes los reglajes o, incluso, las soluciones constructivas); de esta forma la Teoría de la Semejanza permitirá únicamente establecer tendencias.

25.4.3 Subdivisión de la cilindrada

Se analizará ahora qué sucede al variar el número de cilindros pero manteniendo la cilindrada total del motor. Se trata de un caso especial de la solución general resumida en la Tabla 25.3 pero que es de especial interés porque permite la comprensión de algunas de las tendencias de diseño en MCIA.

Mantener la cilindrada total del motor supone que los factores λ y ζ deben cumplir la siguiente relación:

$$\frac{V_{T,2}}{V_{T,1}} = \zeta \lambda^3 = 1 \quad (25.46)$$

de donde se despeja:

$$\lambda = \zeta^{-1/3} \quad (25.47)$$

Es decir, la cilindrada unitaria (proporcional a λ^3) debe variar de forma inversamente proporcional al número de cilindros, lo que satisface que la cilindrada total se mantenga. Particularizando la Tabla 25.3 con $\lambda = \zeta^{-1/3}$ se pueden establecer los factores recogidos en la Tabla 25.6, donde se recogen los factores de proporcionalidad tanto en función de la relación del número de cilindros, como de la razón geométrica λ .

Tabla 25.6 Factor de proporcionalidad para los principales parámetros de dos motores semejantes en puntos análogos de operación para motores con la misma cilindrada total.

Factor	Parámetros
$\zeta = \lambda^{-3}$	z
$\zeta^{1/3} = \lambda^{-1}$	$N_e, N_e/V_T, n, \dot{m}_a, \dot{m}_f$
1	$S/D, p_{me}, p_{mi}, p_{mpm}, g_{ef}, \eta_e, \eta_i, \eta_m, N_e/zA_p, c_m, V_T, M_e, \eta_v$
$\zeta^{-1/3} = \lambda$	D, S
$\zeta^{-2/3} = \lambda^2$	$A_p, N_e/z$
$\zeta^{-1} = \lambda^3$	$V_D, M_e/z$

Como se muestra en la Tabla 25.6, el par del motor es independiente del número de cilindros de la solución adoptada, pero no así la potencia. Tanto la potencia N_e como la potencia específica N_e/V_T aumentan al disminuir el tamaño del cilindro. De esta forma, los motores con mayor número de cilindros más pequeños proporcionan una mayor potencia a igualdad de

cilindrada total. Dicho aumento está relacionado con el aumento del régimen de giro (también proporcional a λ^{-1}).

Esta tendencia puede verse claramente reflejada en las soluciones comerciales disponibles, donde en general los motores deportivos presentan un número mayor de cilindros a igualdad de cilindrada que los destinados a otras aplicaciones (aunque, en general, los motores de aplicaciones diferentes no mantendrán ni la semejanza geométrica ni la de reglajes, las tendencias predichas por la Teoría de la Semejanza siguen siendo de aplicación). Esta es la causa de que en muchas competiciones deportivas exista una limitación tanto a la cilindrada total como al número de cilindros, pues el aumento del número de cilindros permite un aumento de la potencia total.

No obstante, debe considerarse que existen limitaciones debidas a la subdivisión de la cilindrada:

- El aumento del número de cilindros conlleva un aumento de las pérdidas de calor (debe recordarse que \dot{Q}_e/N_e varía con $\lambda^{-0,25}$). De esta forma, las hipótesis de la Teoría de la Semejanza se alejan de la situación real conforme disminuye el tamaño del cilindro, lo que supone que en el caso real el rendimiento del motor disminuye.
- Además, la disminución del tamaño del cilindro puede afectar de forma considerable al proceso de combustión. En el caso de los MEC, como se discutió anteriormente, las limitaciones al tamaño del cilindro se alcanzan mucho antes que en el caso de los MEP.
- Finalmente, al aumentar el número de cilindros también lo hace el número de piezas móviles. Esto implica, además de una mayor complejidad de las soluciones constructivas, un aumento de las pérdidas mecánicas.

Como consecuencia de esto, en la mayor parte de los motores actuales para automóvil el número de cilindros se encuentra comprendido entre 3 y 8. No obstante, en el caso de algunas aplicaciones que requieren muy elevadas potencias específicas incluso a costa de sacrificar el rendimiento del motor, como sucede en competición o en aviación, se han desarrollado motores con un número de cilindros sensiblemente superior.

25.4.4 Diseño para igualdad de potencia

En el apartado anterior se ha constatado cómo al aumentar el número de cilindros con una cilindrada total constante la potencia aumenta. Es posible aplicar la Teoría de la Semejanza para establecer qué condiciones deben cumplir dos motores con diferente número de cilindros para proporcionar la misma potencia.

Según el factor recogido en la Tabla 25.3 para las potencias, debe imponerse:

$$\frac{N_{e,2}}{N_{e,1}} = \zeta \lambda^2 = 1 \quad (25.48)$$

de donde es evidente despejar:

$$\lambda = \zeta^{-1/2} \quad (25.49)$$

Es decir, λ^2 debe variar de forma inversamente proporcional al número de cilindros. Esto era evidente, pues el cociente N_e/zA_p se mantiene constante en motores semejantes, por lo que el área del pistón (proporcional a λ^2) debe disminuir en la misma proporción que el aumento del número de cilindros para mantener la potencia constante. Evidentemente, el régimen de giro del motor de mayor número de cilindros variará con λ^{-1} como factor de proporcionalidad.

Esta ley de variación es la que justifica la normativa en el Campeonato Mundial de Superbikes entre los años 1988 a 2004 se limitase la cilindrada máxima del motor en función del número de cilindros del motor. Las tres soluciones constructivas permitidas, que se recogen en la Tabla 25.7, variaban entre 2 cilindros con 1000 cm³, y 4 cilindros con 750 cm³.

Dado que, de acuerdo con la Tabla 25.3, V_T y z son proporcionales a $\zeta\lambda^3$ y ζ respectivamente, es posible calcular ζ y λ en cada caso si se considera uno de las tres casos como referencia (en este caso $z = 4$). Del mismo modo puede calcularse $\zeta\lambda^2$ que es proporcional a la relación entre las potencias. Puede verse que la Teoría de la Semejanza predice diferencias entre las potencias de las tres configuraciones inferiores a $\pm 4\%$, lo que servía para establecer el equilibrio en la competición.

Tabla 25.7 Comparación entre las tres opciones de cilindrada máxima y número de cilindros permitido en el reglamento de la competición del Campeonato Mundial de Superbikes (años 1988 a 2004).

z	V_T (cm ³)	ζ	λ	$\zeta\lambda^2$
2	1000	0,5	1,39	0,96
3	900	0,75	1,17	1,03
4	750	1	1	1

25.4.5 Comparación de motores de diferente cilindrada

En base a la Teoría de la Semejanza, es posible también establecer qué parámetros son los más adecuados para la comparación de motores de diferente tamaño. Los parámetros habituales n , N_e y M_e dependen del tamaño del motor (respectivamente de los factores λ^{-1} , $\zeta\lambda^2$ y $\zeta\lambda^3$) y no resultan una buena base de comparación. La alternativa a ellos son los parámetros contenidos en la segunda fila de la Tabla 25.3, que son independientes del tamaño del motor. De esta forma, las variables adecuadas son c_m , N_e/zA_p y p_{me} , que sustituyen en este orden a las tres consignadas anteriormente.

Este procedimiento cobra especial relevancia dado que los motores diseñados para aplicaciones similares y que emplean la misma tecnología presentan valores similares en estos parámetros. La Figura 25.2 presenta un ejemplo interesante de tal comparación, donde se ilustra cómo el empleo de parámetros no dependientes del tamaño del motor permite establecer una base de comparación equilibrada entre motores de distinto tamaño. Así, el gráfico de la izquierda de la Figura 25.2 muestra las curvas de par y potencia de dos motores, uno de un automóvil de carácter deportivo con una cilindrada de 4172 cm³ y otro de una motocicleta de 599 cm³. La comparación directa de dichos motores en términos de par y potencia no permite establecer ningún tipo de similitud entre ellos. Sin embargo, si las curvas se representan en función de los parámetros independientes del tamaño del motor, tal y como se hace en la parte derecha de la Figura 25.2, es posible establecer una analogía entre los motores y comparar en una base adecuada las prestaciones de los mismos.

Del mismo modo que estas variables permiten la comparación de motores diseñados con tecnologías similares para aplicaciones similares, el empleo de las variables independientes del motor permite establecer diferencias entre motores. Como ejemplo, en el gráfico de la izquierda de la Figura 25.3 se muestran los datos de régimen de giro máximo y par para los motores comercializados en Europa en los años 2001 a 2009 (datos correspondientes a turismos).

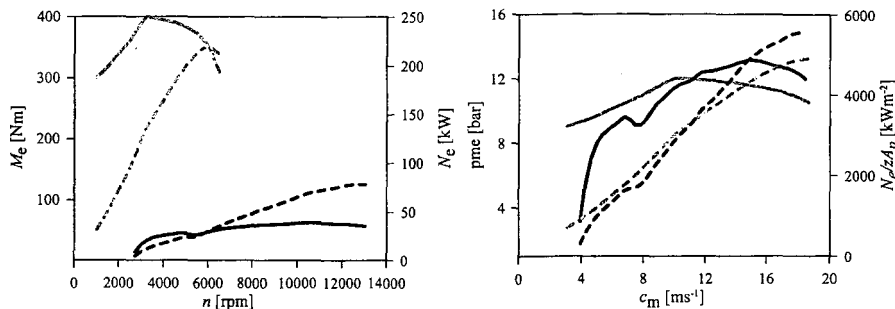


Figura 25.2 Curvas características de dos motores de 4172 (gris) y 599 cm³ (negro) de cilindrada. Izquierda: en función de n , M_e y N_e . Derecha: en función de c_m , pme y N_e/zA_p .

Aunque las diferentes tecnologías (MEP y MEC, sobrealimentados y de aspiración natural) presentan valores característicos de régimen de giro máximo y par, existe una gran dispersión dentro de cada grupo, del mismo modo que existen motores con valores muy similares de par y régimen máximo pese a corresponder a conceptos diferentes (por ejemplo motores turbosobrealimentados y de aspiración natural con idénticos valores de par). Esto se debe a que el tamaño del motor no se considera adecuadamente.

Si los mismos datos se representan en función de la velocidad lineal media máxima y la pme, tal y como se muestra en la parte derecha de la Figura 25.3, los puntos asociados a motores con tecnologías similares se agrupan. En consecuencia, es posible identificar las zonas características de los MEP (líneas continuas) y MEC (trazos), tanto de aspiración natural (negro) como turbosobrealimentados (gris). Nótese que la mayoría de puntos caen dentro de la elipse correspondiente (con pocas excepciones correspondientes a motores de características especiales) y que el solapamiento entre las zonas es mínimo, a diferencia de lo que sucedía en el gráfico de la izquierda de la Figura 25.3. En definitiva, si los parámetros c_m , N_e/zA_p y pme son los más adecuados para la comparación de motores similares, también lo son para identificar las diferencias entre motores no semejantes.

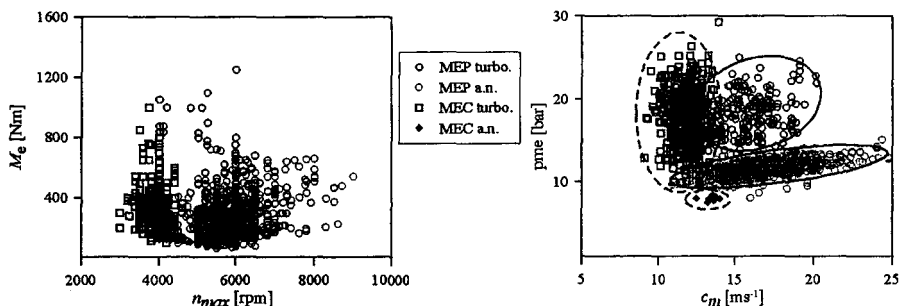


Figura 25.3 Características de los motores de vehículos automóviles comercializados en Europa en 2001-2009.

25.5 Resumen

A lo largo del capítulo se ha presentado y desarrollado La Teoría de la Semejanza, que permite la predicción del comportamiento de los motores al variar su tamaño. Se ha deducido que los motores geoméricamente semejantes que trabajan en condiciones de operación equivalentes (igualdad de c_m , mismos reglajes y condiciones ambientales) presentan equivalencia en el proceso de renovación de la carga, así como en las pérdidas mecánicas. Aunque la combustión y la transmisión de calor no son independientes del tamaño del motor, sí pueden considerarse en primera aproximación similares. De esta forma los motores semejantes presentan la misma pme y rendimiento efectivo.

A partir de la Teoría de la Semejanza es posible demostrar que los motores giran más despacio, tienen menor potencia específica y se hacen más adiabáticos (lo que en última instancia mejora su rendimiento) al aumentar su tamaño. Por su parte, la velocidad lineal media, la carga térmica N_e / zA_p y la pme permanecen constantes independientemente del tamaño del motor, por lo que son parámetros que deben ser utilizados para la comparación de motores de diferente tamaño.

Referencias y bibliografía

Referencias

1. Taylor, C.F., *The internal combustion engine in theory and practice: vol. 1. Thermodynamics, fluid flow, performance*. MIT Press, 1985.
2. Muñoz, M.; Payri, F., *Motores de combustión interna alternativos*. Fundación General de la UPM, 1989.
3. Dixon, S.L., *Fluid mechanics and thermodynamics of turbomachinery*. Butterworth-Heinemann Ltd, 1998.
4. Cantore, G.; Mattarelli, E., Similarity rules and parametric design of four stroke motoGP engines. *SAE Paper 2004-01-3560*, 2004.
5. Boretti, A.A.; Cantore, G., Similarity rules and parametric design of race engines. *SAE Paper 2000-01-0669*, 2000.
6. Buckingham, E., "On physically similar systems; illustrations of the use of dimensional equations". *Physical Review* 4, pp. 345–376, 1914.

Capítulo 26

Cinemática, dinámica y equilibrado

M. Valdés

V. Macián

26.1	Introducción.....	824
26.2	Cinemática del mecanismo biela-manivela.....	825
26.3	Dinámica del mecanismo biela-manivela.....	829
26.3.1	Equilibrio de fuerzas y momentos en los componentes del mecanismo.....	829
26.3.2	Fuerzas en motores monocilíndricos	830
26.3.3	Momentos resultantes en motores monocilíndricos.....	835
26.3.4	Fuerzas y momentos en motores policilíndricos.....	837
26.4	Equilibrado de motores.....	839
26.4.1	Concepto de equilibrado	839
26.4.2	Fuerzas que se pueden equilibrar	841
26.4.3	Equilibrado de masas con movimiento rotativo.....	842
26.4.4	Equilibrado de masas con movimiento alternativo	845
26.5	Resumen	853
	Referencias y bibliografía	853

26.1 Introducción

El estudio cinemático del mecanismo biela-manivela consiste en determinar las posiciones, velocidades y aceleraciones de los diferentes puntos del mecanismo, como paso previo para la realización del estudio dinámico, en el que el objetivo principal será la determinación de las fuerzas y momentos aplicados sobre los distintos componentes del motor. El estudio dinámico, a su vez, servirá de base para la realización de cálculos de resistencia mecánica de componentes, de fricción y lubricación y de vibraciones y equilibrado.

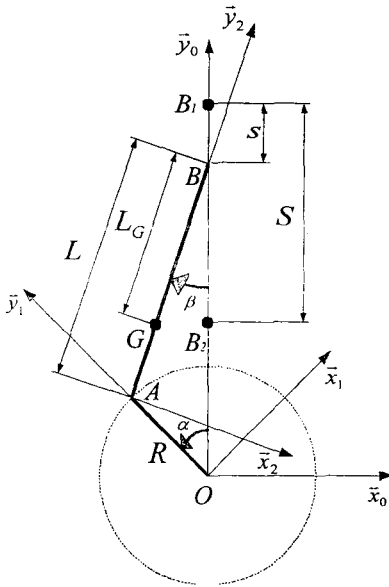


Figura 26.1 Mecanismo biela-manivela.

El mecanismo biela-manivela, representado en la Figura 26.1, está constituido por la manivela OA , la biela AB , y el pistón. En los MCIA, el mecanismo biela-manivela tiene la función de convertir el desplazamiento lineal del émbolo en un movimiento giratorio en el cigüeñal.

La manivela es uno de los brazos del cigüeñal, que unen los muñones de apoyo (punto O) y las muñequillas (punto A). La biela está articulada por su pie con el bulón del pistón en el punto B y por su cabeza con la muñequilla en el punto A . El ángulo girado por la manivela es α ; β es el ángulo formado por la biela con el eje del cilindro OB_1 . El sentido positivo de α es antihorario, medido desde el eje del cilindro OB_1 hasta la manivela OA . El sentido positivo de β es horario desde OB hasta BA .

Normalmente, el mecanismo biela-manivela está descentrado, de manera que el eje del cigüeñal no está en el mismo plano que el del cilindro o que el del bulón. Este último caso (que es el más común) queda ilustrado en la Figura 26.2, que muestra el bulón descentrado hacia la denominada cara de empuje del pistón, que es la situación más frecuente. La cara de

empuje es aquella en la que se apoya el pistón sobre el cilindro durante la carrera de expansión.

En los motores actuales, el descentramiento se emplea fundamentalmente para atenuar los choques del pistón contra las paredes del cilindro, que producen un efecto conocido como golpe de pistón (*piston slap*). Esos golpes tienen lugar siempre que el esfuerzo lateral del pistón sobre el cilindro (que se estudia en el apartado 26.3.2) cambia de sentido, lo que sucede en dos circunstancias: bien cuando el esfuerzo sobre la biela cambia de tracción a compresión, bien cuando la biela cambia de lado su inclinación. La primera circunstancia se da cuando la fuerza de inercia de las masas con movimiento alternativo compensa a la debida a la presión de los gases, mientras que la segunda tiene lugar siempre que el pistón pasa por un punto muerto.

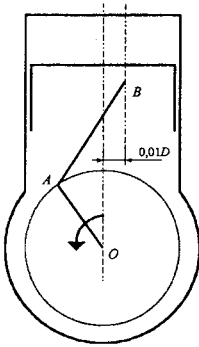


Figura 26.2 Descentramiento del eje del bulón.

Los golpes de pistón dan lugar a una energía que se transmite a través de la estructura del motor, según su rigidez y su amortiguamiento, y se radia al exterior en forma de vibraciones y ruido.

Gracias al descentramiento, el pistón pivota alrededor del bulón al cambiar de cara de apoyo, de manera que el nuevo contacto con el otro lado del cilindro tiene lugar gradualmente, empezando por la falda, en lugar de producirse simultáneamente a lo largo de toda una generatriz del cilindro. Esto contribuye no solamente a atenuar el ruido¹ sino a reducir considerablemente las tensiones mecánicas en los componentes del motor.

Por otra parte, el descentramiento provoca que la inclinación de la biela sea diferente (para posiciones simétricas del cigüeñal) durante las carreras descendente y ascendente del émbolo. Esto modifica el esfuerzo lateral que ejerce el pistón sobre las paredes del cilindro, que aumenta cuanto más inclinada está la biela. En el pasado, era una práctica usual utilizar el descentramiento para compensar la fricción y el desgaste del cilindro durante la carrera de expansión (que son elevados a causa de la alta presión reinante cuando se simultanean la expansión y la combustión) con los de la carrera de compresión, durante la cual los esfuerzos laterales son de menor cuantía. Modernamente, las mejoras en la resistencia de los materiales al desgaste, en las técnicas de mecanizado y en la lubricación del contacto entre el pistón y el cilindro han hecho que ese aspecto pase a considerarse menos importante que la atenuación del golpe de pistón.

El valor del descentramiento es relativamente pequeño, del orden de la centésima parte del diámetro del pistón, por lo que (como es habitual) se va a despreciar en los cálculos cinemáticos realizados a continuación; se conseguirá así no complicar las ecuaciones, sin que ello implique una falta de precisión de los resultados. En el estudio cinemático del mecanismo, además, es usual trabajar en las ecuaciones con el valor medio de la velocidad angular del cigüeñal, por lo que no se tienen en cuenta ni la irregularidad cíclica derivada de las variaciones del par motor ni los efectos de los transitorios como una aceleración o una parada.

26.2 Cinemática del mecanismo biela-manivela

Movimiento angular de la biela

En el mecanismo representado en la Figura 26.1 se puede establecer la relación cinemática:

$$R \operatorname{sen} \alpha = L \operatorname{sen} \beta \quad (26.1)$$

¹ La rigidez de la falda y el juego también intervienen en la generación de ruido en el golpe de pistón. Muchos pistones llevan en la parte interior de la falda insertos de acero o de Inconel, con un bajo coeficiente de dilatación, para reducir todo lo posible el juego entre la falda y el cilindro.

de la que se puede deducir el valor de β en función de α :

$$\cos \beta = \pm \sqrt{1 - \left(\frac{R}{L}\right)^2 \sin^2 \alpha} \quad (26.2)$$

El ángulo β oscila relativamente poco alrededor de 0° , por lo que su coseno es siempre positivo.

Derivando dos veces la expresión (26.1) se obtiene:

$$R \frac{d\alpha}{dt} \cos \alpha = L \frac{d\beta}{dt} \cos \beta \quad (26.3)$$

$$R \frac{d^2\alpha}{dt^2} \cos \alpha - R \left(\frac{d\alpha}{dt}\right)^2 \sin \alpha = L \frac{d^2\beta}{dt^2} \cos \beta - L \left(\frac{d\beta}{dt}\right)^2 \sin \beta \quad (26.4)$$

Tal como se ha dicho en el apartado 26.1, la velocidad angular ω del cigüeñal se considera constante:

$$\frac{d\alpha}{dt} = \omega \quad (26.5)$$

$$\frac{d^2\alpha}{dt^2} = 0 \quad (26.6)$$

Sustituyendo las expresiones (26.5) y (26.6) en las ecuaciones (26.3) y (26.4) se obtienen los valores de la velocidad y aceleración angulares de la biela, que se utilizarán en el apartado 26.3 para efectuar el cálculo dinámico:

$$\frac{d\beta}{dt} = \frac{R \cos \alpha}{L \cos \beta} \omega \quad (26.7)$$

$$\frac{d^2\beta}{dt^2} = \left[\left(\frac{d\beta}{dt}\right)^2 - \omega^2 \right] \tan \beta \quad (26.8)$$

Cinemática del punto A

La muñequilla, punto A, se desplaza sobre un círculo de centro O y radio R. De acuerdo con el sistema de referencia $(O, \vec{x}_0, \vec{y}_0)$ definido en la Figura 26.1, la posición, velocidad y aceleración del punto A valen:

$$x_A = -R \sin \alpha \quad ; \quad y_A = R \cos \alpha \quad (26.9)$$

$$v_{xA} = -R\omega \cos \alpha \quad ; \quad v_{yA} = -R\omega \sin \alpha \quad (26.10)$$

$$a_{xA} = R\omega^2 \sin \alpha \quad ; \quad a_{yA} = -R\omega^2 \cos \alpha \quad (26.11)$$

Cinemática del punto B

A cada posición angular α de la manivela le corresponde una posición del pistón, punto B, definida por el desplazamiento s .

$$s = R + L - (R \cos \alpha + L \cos \beta) \quad (26.12)$$

La posición, velocidad y aceleración del punto B valen:

$$x_B = 0 \quad ; \quad y_B = R \cos \alpha + L \cos \beta \quad (26.13)$$

$$v_{xB} = 0 \quad ; \quad v_{yB} = -R\omega \frac{\text{sen}(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \quad (26.14)$$

$$a_{xB} = 0 \quad ; \quad a_{yB} = -R\omega^2 \left[\frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta} + \frac{R \cos^2 \alpha}{L \cos^3 \beta} \right] \quad (26.15)$$

La Figura 26.3 muestra la evolución de la velocidad del pistón v_{yB} a lo largo de una revolución del cigüeñal, particularizado para un mecanismo que gira a 3000 rpm, con una carrera de 100 mm y diversas relaciones biela/manivela. La velocidad se anula en los puntos muertos y su valor absoluto pasa por sus máximos cuando la biela y la manivela están perpendiculares entre sí, lo que solamente sucedería a 90° y 270° si la longitud de la biela fuese infinita. De acuerdo con el criterio de signos de la Figura 26.1, la velocidad es negativa en el recorrido desde el PMS hasta el PMI.

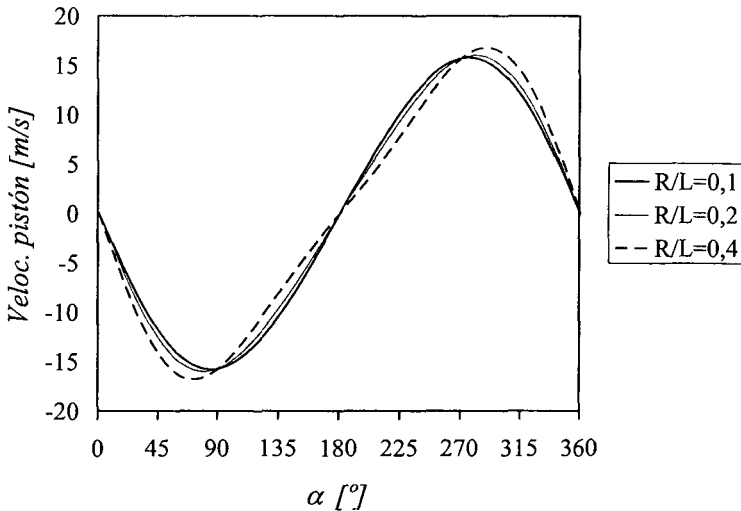


Figura 26.3 Velocidad instantánea del pistón.

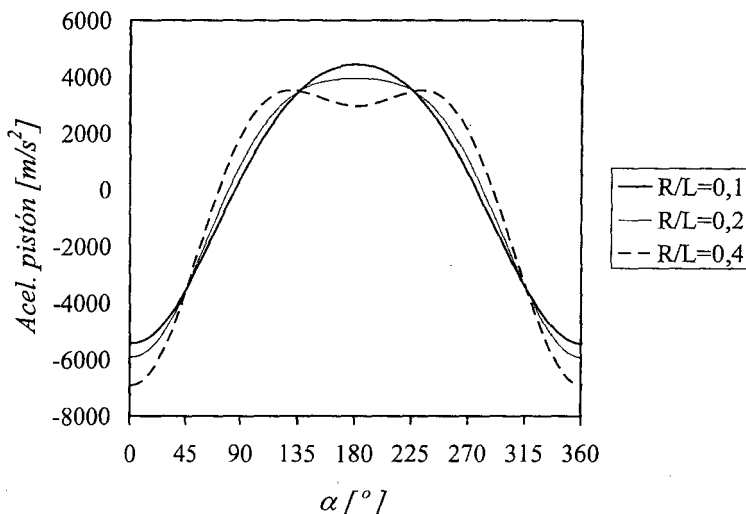


Figura 26.4 Aceleración instantánea del pistón.

La ecuación (26.15) es la expresión exacta de la aceleración instantánea del pistón a_{yB} . En el apartado 26.4.2 se usará una expresión aproximada con el fin de facilitar el equilibrado del pistón y del resto de masas con movimiento alternativo. La Figura 26.4 muestra un ejemplo de la evolución de a_{yB} a lo largo de una revolución del cigüeñal, particularizado para el mismo mecanismo de la Figura 26.3. La aceleración se anula cuando el valor absoluto de la velocidad es máximo. El valor absoluto de la aceleración es máximo en el PMS, que es cuando el pistón se frena más deprisa, si se encuentra subiendo hacia el PMS, o gana velocidad más deprisa, si está bajando hacia el PMI.

Cinemática del punto G

El movimiento de la biela se compone de un movimiento de traslación y de otro de giro pendular alrededor del eje del bulón. La posición, velocidad y aceleración del centro de gravedad de la biela G valen:

$$x_G = -L_G \sin \beta \quad ; \quad y_G = R \cos \alpha + (L - L_G) \cos \beta \quad (26.16)$$

$$v_{xG} = -L_G \frac{R}{L} \omega \cos \alpha \quad ; \quad v_{yG} = -R\omega \sin \alpha \left(1 + \frac{L - L_G}{L} \frac{\tan \beta}{\tan \alpha} \right) \quad (26.17)$$

$$a_{xG} = L_G \frac{R}{L} \omega^2 \sin \alpha \quad ; \quad a_{yG} = -R\omega^2 \left[\cos \alpha + \frac{L - L_G}{L} \left(\frac{R \cos^2 \alpha}{L \cos^3 \beta} - \sin \alpha \tan \beta \right) \right] \quad (26.18)$$

26.3 Dinámica del mecanismo biela-manivela

26.3.1 Equilibrio de fuerzas y momentos en los componentes del mecanismo

Las fuerzas que actúan sobre el mecanismo biela-manivela son las que ejerce la presión de los gases sobre las dos caras del pistón, las de inercia de las masas en movimiento, las del peso de las piezas y las de rozamiento. En todo el estudio dinámico se supondrá que el peso de las piezas es despreciable frente al resto de los esfuerzos y que los contactos entre piezas son puntuales y sin rozamiento.

Las ecuaciones se plantearán en el sistema de referencia $(O, \bar{x}_0, \bar{y}_0)$ definido en la Figura 26.1. Se empleará la notación vectorial, por ser conveniente para identificar los sentidos de las fuerzas.

Estudio dinámico de la biela

Sobre la biela están aplicadas las acciones ejercidas por la muñequilla en el punto A y por el bulón en el punto B . La resultante de las fuerzas ejercidas sobre la biela en dirección x vale:

$$\bar{X}_{Ab} + \bar{X}_{Bb} = m_b a_{xG} \bar{x}_0 \tag{26.19}$$

donde m_b es la masa de la biela y el subíndice b se emplea para indicar que las fuerzas se ejercen sobre la biela. Sustituyendo la aceleración de la biela en dirección x por su valor a_{xG} obtenido en la ecuación (26.18):

$$\bar{X}_{Ab} + \bar{X}_{Bb} = \left(m_b L_G \frac{R}{L} \omega^2 \sin \alpha \right) \bar{x}_0 \tag{26.20}$$

Procediendo del mismo modo para la resultante de las fuerzas ejercidas sobre la biela en dirección y :

$$\bar{Y}_{Ab} + \bar{Y}_{Bb} = \left\{ -m_b R \omega^2 \left[\cos \alpha + \frac{L - L_G}{L} \left(\frac{R}{L} \frac{\cos^2 \alpha}{\cos^3 \beta} - \sin \alpha \tan \beta \right) \right] \right\} \bar{y}_0 \tag{26.21}$$

Si se denomina I_b al momento de inercia de la biela con respecto a su centro de gravedad, el momento resultante de las fuerzas ejercidas sobre la biela con respecto al punto G vale:

$$-(L - L_G) \cos \beta \bar{X}_{Ab} + L_G \cos \beta \bar{X}_{Bb} + (L - L_G) \sin \beta \bar{Y}_{Ab} - L_G \sin \beta \bar{Y}_{Bb} = I_b \frac{d^2 \beta}{dt^2} \bar{z}_0 \tag{26.22}$$

donde \bar{z}_0 es el vector unitario que forma un triedro positivo con (\bar{x}_0, \bar{y}_0) .

Las expresiones (26.20) a (26.22) definen un sistema de tres ecuaciones con cuatro incógnitas, \bar{X}_{Ab} , \bar{X}_{Bb} , \bar{Y}_{Ab} , \bar{Y}_{Bb} . Será necesario plantear las ecuaciones del pistón para encontrar una ecuación suplementaria sin incógnita adicional.

Estudio dinámico del pistón

Sobre el pistón se aplica la fuerza ejercida por la biela en el punto B , la resultante de la presión de los gases sobre sus caras superior e inferior y la fuerza lateral que ejerce la pared del cilindro a lo largo de la generatriz de contacto.

El esfuerzo ejercido por la biela sobre el pistón es igual y de signo contrario al ejercido por el pistón sobre la biela. Si se emplea el subíndice p para designar las acciones ejercidas sobre el pistón, se tiene:

$$\vec{X}_{Bp} = -\vec{X}_{Bb} \quad (26.23)$$

$$\vec{Y}_{Bp} = -\vec{Y}_{Bb} \quad (26.24)$$

Suponiendo que la presión de los gases es uniforme y que el punto de aplicación del esfuerzo resultante \vec{Y}_{gas} está en el eje vertical del pistón:

$$\vec{Y}_{gas} = -\frac{\pi D^2}{4} p(\alpha) \vec{y}_0 \quad (26.25)$$

donde $p(\alpha)$ es la presión de gases resultante aplicada sobre el pistón, en el ángulo de giro del cigüeñal α . El signo menos indica que la presión resultante tiene sentido contrario al eje \vec{y}_0 .

La línea de contacto entre el cilindro y el pistón es la generatriz del pistón contenida en el plano (\vec{x}_0, \vec{y}_0) . El esfuerzo sobre esa generatriz es equivalente a una fuerza puntual aplicada en un punto C , que tiene la misma ordenada que B ya que la suma de momentos aplicada sobre el pistón debe ser nula.

$$\vec{X}_{Cp} + \vec{X}_{Bp} = \vec{0} \quad (26.26)$$

Sustituyendo la ecuación (26.23) en la (26.26):

$$\vec{X}_{Bb} - \vec{X}_{Cp} = \vec{0} \quad (26.27)$$

Sustituyendo la aceleración del pistón en dirección y por su valor a_{yB} , hallado en la ecuación (26.15), se obtiene la resultante de las fuerzas ejercidas sobre el pistón en dirección y :

$$\vec{Y}_{Bp} + \vec{Y}_{gas} = -m_p R \omega^2 \left[\frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta} + \frac{R \cos^2 \alpha}{L \cos^3 \beta} \right] \vec{y}_0 \quad (26.28)$$

donde m_p es la masa del pistón.

Utilizando las expresiones (26.24) y (26.25) en la (26.28), se tiene:

$$\vec{Y}_{Bb} = \left\{ m_p R \omega^2 \left[\frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta} + \frac{R \cos^2 \alpha}{L \cos^3 \beta} \right] - \frac{\pi D^2}{4} p(\alpha) \right\} \vec{y}_0 \quad (26.29)$$

26.3.2 Fuerzas en motores monocilíndricos

Las ecuaciones (26.20), (26.21), (26.22), (26.27) y (26.29) forman un sistema de cinco ecuaciones con cinco incógnitas que se puede escribir de forma matricial. Con ecuaciones escalares, el sistema es:

$$\begin{pmatrix} 1 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 1 & 0 \\ -(L-L_G)\cos\beta & (L-L_G)\sin\beta & L_G\cos\beta & -L_G\sin\beta & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} X_{Ab} \\ Y_{Ab} \\ X_{Bb} \\ Y_{Bb} \\ X_{Cp} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} m_b L_G \frac{R}{L} \omega^2 \sin\alpha \\ -m_b R \omega^2 \left[\cos\alpha + \frac{L-L_G}{L} \left(\frac{R \cos^2\alpha}{L \cos^3\beta} - \sin\alpha \tan\beta \right) \right] \\ I_b \frac{d^2\beta}{dt^2} \\ m_p R \omega^2 \left[\frac{\cos(\alpha+\beta)}{\cos\beta} + \frac{R \cos^2\alpha}{L \cos^3\beta} \right] - \frac{\pi D^2}{4} p(\alpha) \end{pmatrix} \quad (26.30)$$

La resolución del sistema anterior permite conocer, para cada ángulo de cigüeñal, el valor de las fuerzas que actúan sobre los diferentes puntos del mecanismo.

X_{Ab} e Y_{Ab} son las componentes de la fuerza aplicada sobre la biela en el punto A , en el sistema de referencia $(O, \vec{x}_0, \vec{y}_0)$ de la Figura 26.1. Es preferible, por ser más intuitiva, la representación de esa fuerza en los sistemas $(O, \vec{x}_1, \vec{y}_1)$, ligado a la manivela, o bien $(O, \vec{x}_2, \vec{y}_2)$, ligado a la biela.

En el primer caso, las componentes que se representan usualmente son las de la fuerza que ejerce la biela sobre la muñequilla del cigüeñal, que es igual y de signo contrario a la del cigüeñal sobre la biela y se obtiene por una rotación de ángulo α desde el sistema $(O, \vec{x}_0, \vec{y}_0)$:

$$\begin{pmatrix} \cos\alpha & \sin\alpha \\ -\sin\alpha & \cos\alpha \end{pmatrix} \begin{pmatrix} -X_{Ab} \\ -Y_{Ab} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} X_{Am1} \\ Y_{Am1} \end{pmatrix} \quad (26.31)$$

donde el subíndice m indica que las fuerzas se ejercen sobre la muñequilla.

En el segundo caso, las componentes que se representan usualmente son las de la fuerza que ejerce la muñequilla del cigüeñal sobre la biela, que se obtiene por una rotación de ángulo $-\beta$ desde el sistema $(O, \vec{x}_0, \vec{y}_0)$:

$$\begin{pmatrix} \cos\beta & -\sin\beta \\ \sin\beta & \cos\beta \end{pmatrix} \begin{pmatrix} X_{Ab} \\ Y_{Ab} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} X_{Ab2} \\ Y_{Ab2} \end{pmatrix} \quad (26.32)$$

donde el subíndice b indica que las fuerzas se ejercen sobre la biela.

Las Figuras 26.5 (a y b) representan, respectivamente, las componentes de las fuerzas sobre el punto A calculadas con las ecuaciones (26.31) (X_{Am1}, Y_{Am1}) y (26.32) (X_{Ab2}, Y_{Ab2}) . La fuerza resultante en cada ángulo de cigüeñal es el vector que une el origen $(0, 0)$ con el punto (X, Y) correspondiente a ese ángulo. Ambas figuras se han obtenido para el caso particular de un motor diesel de cuatro tiempos, turbosobrealimentado, de 2800 centímetros cúbicos de cilindrada, girando a 3600 rpm y con una presión máxima de combustión de 110 bar.

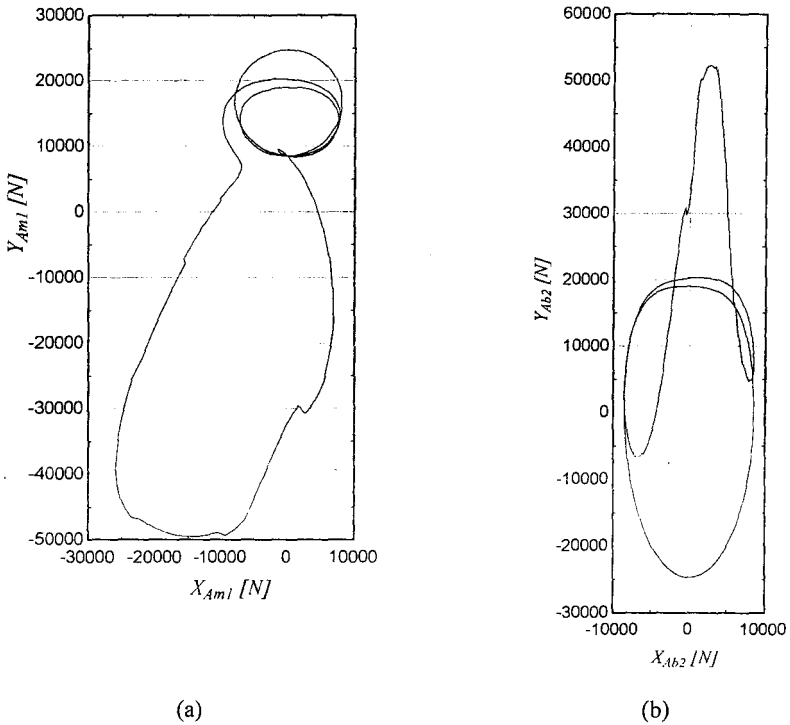


Figura 26.5 Fuerzas sobre el punto A en las condiciones operativas $n=3600$ rpm, $p_{max}=110$ bar. a) Sistema de referencia $(O, \bar{x}_1, \bar{y}_1)$, ligado a la manivela (fuerzas sobre la muñequilla); b) Sistema de referencia $(O, \bar{x}_2, \bar{y}_2)$, ligado a la biela (fuerzas sobre la cabeza de la biela).

Como se ha dicho, en la Figura 26.5 (a) el sistema de referencia está ligado a la manivela y, por tanto, gira con ella, por lo que la interpretación de la curva es más complicada que la de la Figura 26.5 (b), en la que el sistema de referencia está fijo en la cabeza de la biela y la curva resulta más sencilla de entender. Para comprender las curvas, ayuda localizar en ellas los puntos muertos y reflexionar acerca de las fuerzas ejercidas sobre el mecanismo en esos ángulos. Por ejemplo, en la Figura 26.5 (a), el punto muerto superior (PMS) de combustión es la pequeña singularidad que se aprecia en las coordenadas aproximadas $(0, -30000)$. En ese ángulo, la presión de los gases de combustión empuja al pistón y a la biela hacia abajo, por lo que sobre la muñequilla del cigüeñal se ejerce una fuerza vertical descendente. Esa misma singularidad se aprecia en la Figura 26.5 (b), en el punto de coordenadas aproximadas $(0, +30000)$; como la muñequilla ejerce sobre la biela una fuerza igual y de signo contrario a la que hace la biela sobre ella, en ese ángulo la fuerza sobre la biela es vertical ascendente. En esas condiciones, la biela trabaja a compresión (componente Y positiva), circunstancia que (como se aprecia en la figura) se produce durante la mayor parte del ciclo. Nótese que el valor máximo del esfuerzo de compresión aplicado sobre la biela sobrepasa 50000 N, esfuerzo equivalente al de

un peso de 5 toneladas, lo que justifica la sección transversal en forma de H empleada usualmente en las bielas y obliga a cuidar particularmente su resistencia al pandeo.

El PMS de admisión (en el cruce de válvulas) es el punto más alto de la curva de la Figura 26.5 (a) (0, +25000) y el más bajo de la curva de la Figura 26.5 (b) (0, -25000). En él, las inercias hacen que la biela tire hacia arriba de la muñequilla, por lo que ésta ejercerá sobre la biela un esfuerzo igual y de signo contrario hacia abajo.

Los dos PMI están en las coordenadas aproximadas (0, +20000), tanto en la Figura 26.5 (a) como en la 26.5 (b). Ahora las dos componentes según \bar{y}_1 e \bar{y}_2 son positivas porque en el PMI la manivela ha girado 180° desde el PMS y, por ello, el sistema de referencia $(O, \bar{x}_1, \bar{y}_1)$ ha girado de tal manera que el eje \bar{y}_1 va en sentido contrario al del eje \bar{y}_2 . En otras palabras, la biela sigue ejerciendo sobre la muñequilla una fuerza vertical descendente que es positiva porque \bar{y}_1 apunta hacia abajo y la muñequilla ejerce sobre la biela una fuerza vertical ascendente que también es positiva porque \bar{y}_2 apunta hacia arriba. En los dos PMI la biela sigue, por tanto, trabajando a compresión.

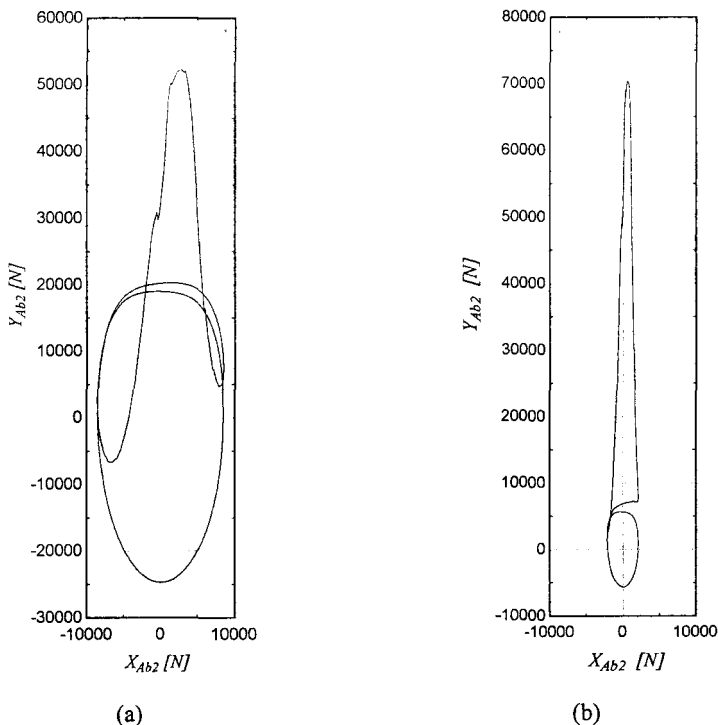


Figura 26.6 Fuerzas sobre la cabeza de la biela en $(O, \bar{x}_2, \bar{y}_2)$, a) $n=3600$ rpm, $p_{max}=110$ bar; b) $n=1800$ rpm, $p_{max}=110$ bar.

El aspecto de la curva de esfuerzos depende de la importancia relativa de las fuerzas de inercia frente a las fuerzas de gases. A modo de ejemplo, la Figura 26.6 muestra las fuerzas sobre la cabeza de la biela en dos condiciones operativas diferentes, considerando que se mantiene la ley de presión en la cámara en ambos casos pero el régimen de giro es de 3600 rpm en la Figura 26.6 a), mientras que se reduce a 1800 rpm en la Figura 26.6 b), lo que conlleva una reducción de las fuerzas de inercia. Dicha reducción se aprecia en el tamaño más pequeño del bucle ovalado de la parte inferior del diagrama, que representa la fase durante la que predominan los esfuerzos de inercia, mientras que el pico superior, de forma triangular, representa la fase durante la que predominan los esfuerzos de gases.

Por otro lado, esa disminución de las fuerzas de inercia hace crecer el resultante del esfuerzo en el ángulo correspondiente a la presión máxima de combustión, ya que las fuerzas de gases y de inercia tienen sentidos opuestos. El aumento de la resultante (de aproximadamente 50000 N hasta 70000 N) se aprecia al comparar los valores máximos en los ejes de ordenadas de las Figuras 26.6 a) y b). La resultante también crecería si se disminuyese la fuerza de inercia a base de equilibrar con contrapesos, por lo que, en algunas ocasiones, se deja cierta cantidad de masa desequilibrada, como se verá en el apartado 26.4.3. En cambio, en motores muy rápidos, o con menores presiones de combustión que el del ejemplo de las Figuras 26.5 y 26.6, el valor máximo de la curva puede obtenerse en una zona en la que predominan los esfuerzos de inercia y no los de gases, en cuyo caso se podrá reducir en mayor medida la masa desequilibrada.

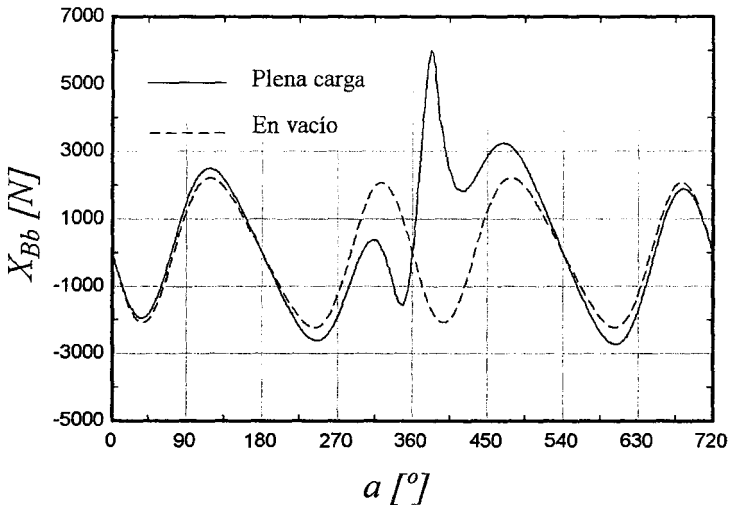


Figura 26.7 Esfuerzo lateral del pistón sobre el cilindro.

Una de las fuerzas que resulta importante calcular es la que se ejerce sobre las paredes del cilindro, ya que de ella dependerá la fuerza de fricción entre el pistón y el cilindro y, por añadidura, el desgaste de esa zona. La Figura 26.7 muestra el esfuerzo lateral del pistón sobre la biela X_{Bb} , que es igual al que se ejerce sobre la pared lateral del cilindro. En la figura se ha

representado en línea continua el esfuerzo a plena carga y en línea discontinua el que existiría de ser nula la fuerza debida a la presión de los gases, caso en el que la fuerza se debería únicamente a los esfuerzos de inercia de las masas en movimiento. El esfuerzo debido a la presión de los gases tiende a empujar al pistón (y a la biela) en el sentido de las x_0 positivas. El esfuerzo debido a la inercia es de sentido contrario al de gases, como se aprecia al comparar las dos curvas en el intervalo $[360^\circ, 450^\circ]$. Se dice que la inercia compensa a la carga.

26.3.3 Momentos resultantes en motores monocilíndricos

Par motor

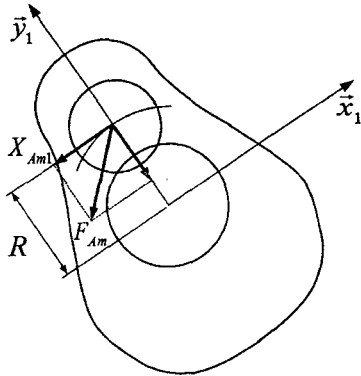


Figura 26.8 Esfuerzo responsable del par motor.

Como la Figura 26.5 (a) está dibujada en un sistema de referencia ligado a la manivela, la abscisa X_{Am1} de cada punto de la curva representa el valor de la componente del esfuerzo perpendicular a la manivela y, por tanto, tangente a la trayectoria de la muñequilla, tal como se representa en la Figura 26.8.

El par motor instantáneo M se obtiene al multiplicar ese valor, con signo negativo, dado el criterio de signos adoptado en las Figuras 26.1 y 26.8, por el radio de la manivela:

$$M = -X_{Am1}R \tag{26.33}$$

Observando de nuevo la Figura 26.5 (a), nótese que a partir del PMS de combustión la componente según \bar{x}_1 se hace negativa y suministra por ello un par motor antihorario, lo que coincide con el sentido

de giro del cigüeñal (definido en la Figura 26.1) y hace que el par motor instantáneo a partir del PMS de combustión sea positivo.

La Figura 26.9 muestra la evolución a lo largo de un ciclo del par motor instantáneo correspondiente a las curvas representadas en la Figura 26.5.

El par motor medio vale:

$$\bar{M} = \frac{1}{720} \int_0^{720} M d\alpha \tag{26.34}$$

Para que el motor suministre un par motor medio positivo la suma de las áreas que están por encima del eje de abscisas tiene que ser mayor que la de las que están por debajo. La diferencia entre ambas áreas a lo largo de un ciclo completo será proporcional al trabajo realizado por el fluido motor. Las fuerzas de inercia generan pares instantáneos pero no contribuyen al par motor medio, del que solamente es responsable la fuerza debida a la presión de los gases.

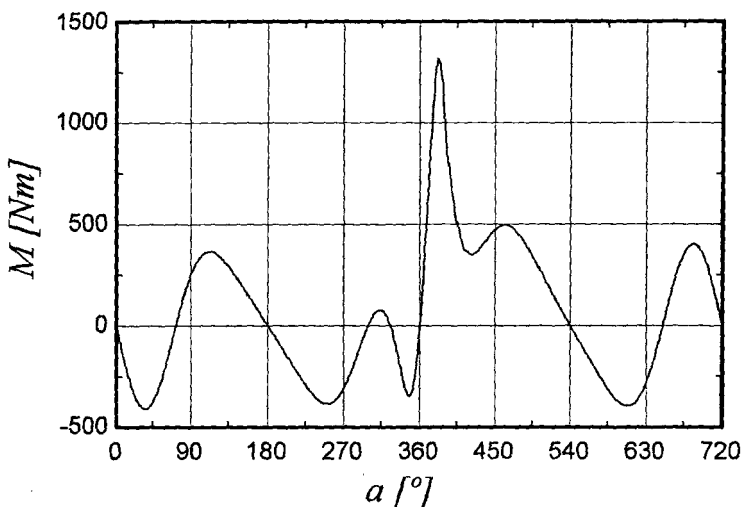


Figura 26.9 Evolución del par motor instantáneo a lo largo de un ciclo.

Momento de vuelco transversal

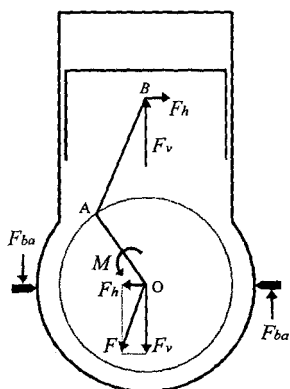


Figura 26.10 Momento de vuelco transversal.

Las fuerzas que actúan sobre el mecanismo se pueden trasladar al apoyo del cigüeñal, punto O , sobre el que actuará una fuerza F y un momento M , como se muestra en la Figura 26.10.

El momento M es igual al par motor y, en régimen estacionario, será igual al par resistente ofrecido por la transmisión al giro del cigüeñal. Si el par motor es mayor que el par resistente el cigüeñal se acelera y viceversa si el par motor es menor que el resistente.

Por su parte, la fuerza F se puede descomponer en dos vectores F_v y F_h según la vertical y la horizontal, respectivamente. El equilibrio de fuerzas exige que ambas fuerzas tengan su correspondiente esfuerzo antagonista. En el caso de F_h , el esfuerzo de sentido opuesto se ejerce en el eje del bulón, punto B . Ese esfuerzo horizontal aplicado en B es el esfuerzo lateral de la biela sobre el pistón (\vec{X}_{bp} en la ecuación (26.26)), que éste trasladará a la pared del cilindro. Los dos esfuerzos horizontales aplicados en O y en B crean un par de vuelco transversal, cuyo módulo es igual al del par motor, pero de sentido opuesto. El momento de vuelco transversal deberá ser compensado por los esfuerzos sobre los anclajes del motor en su bastidor F_{ba} . Si estos anclajes no existiesen y se aplicase un par resistente sobre el cigüeñal, el cilindro y el bloque girarían alrededor del eje del motor.

26.3.4 Fuerzas y momentos en motores policilíndricos

Reacciones en los apoyos de bancada

Los esfuerzos ejercidos sobre el mecanismo biela-manivela se aplican idénticos a sí mismos en cada uno de los cilindros de los motores policilíndricos, con un desfase que dependerá del orden de encendido para las fuerzas debidas a la presión de los gases y del ángulo de calado de las manivelas para las diferentes fuerzas de inercia.

El cálculo de las reacciones en los apoyos de bancada del cigüeñal es trivial cuando solamente existen dos apoyos, como es el caso en motores monocilíndricos: por un lado, la fuerza de la biela sobre la muñequilla genera en cada apoyo una reacción de sentido contrario, cuyo valor es la mitad del esfuerzo aplicado; por otro lado, a esas reacciones hay que sumarle las que producen los esfuerzos de inercia no equilibrados del propio cigüeñal, que serán inversamente proporcionales a la distancia que separa el centro del apoyo del punto de aplicación del esfuerzo.

La Figura 26.11 muestra, a modo de ejemplo, las reacciones en los dos apoyos de bancada debidas a la acción de las fuerzas centrífugas F_m y F_c de dos masas colocadas en diferentes posiciones, m_m en el centro de la muñequilla y m_c en un contrapeso dispuesto en prolongación de uno de los brazos del cigüeñal. Las reacciones en los apoyos para ese caso valen:

$$R_1 = \frac{-F_m}{2} + F_c \frac{L_2}{L_1 + L_2} ; \quad R_2 = \frac{-F_m}{2} + F_c \frac{L_1}{L_1 + L_2} \quad (26.35)$$

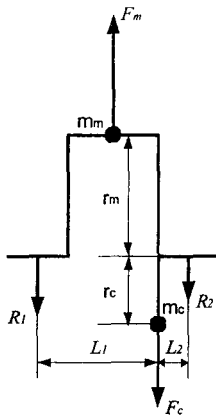


Figura 26.11 Reacciones debidas a una masa desequilibrada.

En motores con más de dos apoyos de bancada, el método más sencillo (e impreciso) para calcular las reacciones en los apoyos se basa en tener en cuenta solamente los esfuerzos aplicados en los codos del cigüeñal adyacentes al apoyo considerado. Esta hipótesis, equivalente a la existencia de una rótula en cada apoyo de bancada, se efectúa para reducir el cigüeñal a una estructura isostática.

Un método más avanzado de transformar una estructura hiperestática en isostática consiste en sustituir las ligaduras superfluas, en virtud del postulado de liberación, por sus correspondientes reacciones. Esas reacciones se calculan imponiendo la condición de que sean nulos los desplazamientos de las secciones que ocupan las posiciones de las ligaduras sustituidas. Si las ligaduras son cojinetes de fricción, la condición que se impondrá es que el desplazamiento del

gorrón dentro del cojinete sea igual al real, supuesto que éste se conoce o se puede determinar. El método se basa en la resolución de la llamada ecuación estructural del cigüeñal, el cual se asimila a una estructura de rigidez finita dada, soportada por un número determinado de cojinetes de bancada que, a su vez, están alojados en la estructura flexible del motor. Sobre el cigüeñal se aplican los siguientes esfuerzos:

- Fuerzas transmitidas por la película de aceite de los cojinetes de cabeza de biela de los distintos cilindros.
- Fuerzas transmitidas por la película de aceite de los cojinetes de bancada de los apoyos del cigüeñal.
- Momentos aplicados sobre el cigüeñal por la transmisión, la distribución y los elementos auxiliares con accionamiento directo.

Para un ángulo de giro determinado, la ecuación estructural del cigüeñal se puede escribir de la forma:

$$(R_a) = [T](F) + [K](u_a) + (C)\omega^2 \quad (26.36)$$

donde (R_a) es el vector de las reacciones ejercidas por los cojinetes sobre los gorriones de apoyo, $[T]$ es la matriz de coeficientes de transmisibilidad, (F) es el vector de esfuerzos aplicados sobre las muñequillas, $[K]$ es la matriz de coeficientes de rigidez, (u_a) es el vector de los desplazamientos de los gorriones de apoyo, (C) es el vector de las reacciones de los cojinetes sobre los gorriones de apoyo, producidas a causa de los esfuerzos centrífugos generados cuando el cigüeñal gira a 1 rad/s y ω es la velocidad angular del cigüeñal.

Las matrices $[T]$ y $[K]$ y el vector (C) se calculan por elementos finitos. Las componentes del producto $[T](F)$ son las reacciones del cigüeñal hiperestático, suponiendo nulos los desplazamientos en los cojinetes y los esfuerzos centrífugos; $[K](u_a)$ es el término de corrección para tener en cuenta que esos desplazamientos no son nulos y (C) añade la inercia del cigüeñal. La ecuación 26.36 se interpreta físicamente en el sentido de mostrar la dependencia existente entre las reacciones que aparecen en cada apoyo de bancada (R_a) y los esfuerzos aplicados sobre todas las muñequillas (F) , los desplazamientos de todos los gorriones de apoyo (u_a) y los esfuerzos centrífugos debidos a todas las masas desequilibradas del cigüeñal. El cálculo de los desplazamientos en los gorriones de apoyo (u_a) necesita de la resolución de las ecuaciones de la lubricación hidrodinámica en los cojinetes de bancada y trasciende los objetivos de este capítulo.

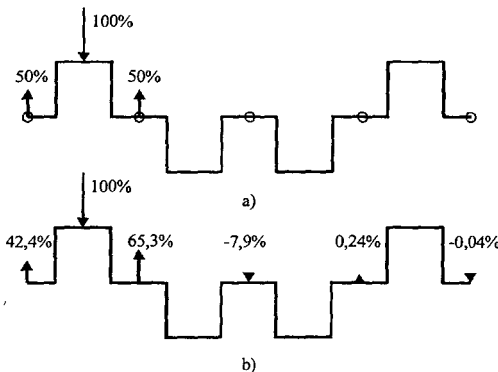


Figura 26.12 Reacciones en los apoyos de bancada del cigüeñal.

En la Figura 26.12 se comparan las reacciones provocadas por un esfuerzo aplicado en la primera muñequilla de un cigüeñal de un motor de cuatro cilindros en línea de cuatro tiempos, calculadas con un método determinado, Figura 26.12 (a) y con el método indeterminado que resulta de resolver la ecuación (26.36), cigüeñal hiperestático de la Figura 26.12 (b).

Los valores de las reacciones que aparecen en los apoyos de la Figura 26.12 (b) son los que se obtendrían mediante elementos finitos en la primera columna de la matriz de transmisibilidad $[T]$.

Momentos de vuelco longitudinales

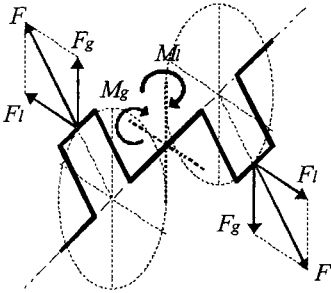


Figura 26.13 Momentos de vuelco longitudinales.

el momento de vuelco M_g , generado por el par de fuerzas F_g , se denomina momento de vuelco de galope.

De acuerdo con todo lo anterior, un motor policilíndrico estará sometido a fuerzas y momentos según los tres ejes. El objetivo del equilibrado, que se estudia en el siguiente apartado, es atenuar en la medida de lo posible las vibraciones causadas por esas fuerzas y momentos.

26.4 Equilibrado de motores

26.4.1 Concepto de equilibrado

Por definición, una máquina está equilibrada si las reacciones sobre sus apoyos son constantes. El objetivo del equilibrado es suprimir, o disminuir hasta niveles aceptables, la oscilación de las reacciones alrededor de su valor medio.

Igual que se hizo en el estudio dinámico, en los cálculos de equilibrado el peso de las piezas y los esfuerzos de fricción se consideran despreciables frente al resto de los esfuerzos. Sólo se toman en consideración, por tanto, la fuerza debida a la presión de los gases de combustión y las fuerzas de inercia de las masas en movimiento.

La fuerza debida a la presión de los gases origina:

- Un par motor M en el eje del cigüeñal, que mueve los elementos mecánicos de la transmisión.
- Un par, igual y de sentido contrario al par motor, que no se puede equilibrar y que será responsable de una parte del momento de vuelco transversal.

Las fuerzas de inercia en un motor monocilíndrico se deben a las inercias de la biela, del pistón y del cigüeñal.

Cuando el motor tiene varios cilindros, las fuerzas de cada cilindro están situadas en planos diferentes, como muestra el ejemplo de la Figura 26.13. Esto origina unos momentos de vuelco que, de no equilibrarse, producirían un movimiento de cabeceo longitudinal del motor. Los momentos de vuelco longitudinales se superponen con el momento de vuelco transversal que se estudió en el caso de los motores monocilíndricos.

En el ejemplo de la Figura 26.13, las dos fuerzas F que actúan sobre las manivelas se proyectan sobre la horizontal en F_t y sobre la vertical en F_g . El par de fuerzas F_t genera un momento de vuelco longitudinal M_t , denominado momento de vuelco de lazo, mientras que

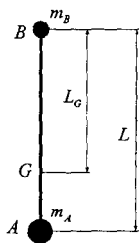


Figura 26.14 Descomposición de la masa de la biela.

Inercia de la biela

La masa de la biela m_b se puede descomponer en tres masas puntuales, unidas por una barra rígida sin masa, como muestra la Figura 26.14: una con movimiento rotativo, colocada en la cabeza de biela (punto A), otra con movimiento alternativo, colocada en el pie de la biela (punto B) y una última ligada al centro de gravedad de la biela (punto G). Esa descomposición no fue necesaria para llevar a cabo el cálculo dinámico efectuado en el apartado 26.3, pero en los cálculos de equilibrado es muy conveniente ya que (como se verá) el movimiento rotativo del punto A y alternativo del punto B permiten utilizar procedimientos de equilibrado relativamente sencillos.

Para hacer la descomposición se deben cumplir las siguientes condiciones:

$$m_b = m_A + m_B + m_G \quad (26.37)$$

$$m_A(L - L_G) = m_B L_G \quad (26.38)$$

$$I_b = m_A(L - L_G)^2 + m_B L_G^2 \quad (26.39)$$

La descomposición en tres masas, como indica la ecuación (26.37), plantea la dificultad de que el movimiento de la masa colocada en el punto G es geoméricamente complejo. En la práctica, m_G es pequeña frente a m_A y m_B , por lo que puede despreciarse sustituyendo la ecuación (26.37) por la (26.40):

$$m_b = m_A + m_B \quad (26.40)$$

Las tres ecuaciones (26.38) a (26.40) forman un sistema sobredeterminado, ya que hay tres ecuaciones y solamente dos incógnitas. La primera y la tercera ecuación del sistema permiten determinar directamente el valor de m_A y m_B , aunque entonces no se cumplirá la condición de la segunda ecuación. En otras palabras, la descomposición de la masa de la biela en únicamente dos masas puntuales permite cumplir la condición de equilibrio estático pero no la de equilibrio dinámico, ya que el momento de inercia de las masas en A y en B así calculadas no coincide exactamente con el real. En la práctica, la diferencia entre el momento de inercia de la biela real e I_b , calculado por medio de la ecuación 26.39, es despreciable y, normalmente, no se tiene en cuenta.

La masa con movimiento alternativo m_B origina:

- Un par motor instantáneo cuyo valor medio a lo largo de un ciclo del motor es nulo, y que no se equilibra.
- Un momento de vuelco transversal que se suma al debido a los gases y que, salvo en ciertos casos particulares (ver Figura 26.21 (b)), no se puede equilibrar.
- Un esfuerzo de inercia vertical, llamado esfuerzo de pilón, que sí se puede equilibrar.

La masa con movimiento rotativo m_A produce un esfuerzo de inercia que gira alrededor del centro del cigüeñal con velocidad ω y que también se puede equilibrar.

Inercia del pistón

A efectos del equilibrado, la masa del pistón m_p se suma a la masa alternativa de la biela m_A y origina los mismos esfuerzos y momentos que los descritos para ésta.

Inercia del cigüeñal

La masa desequilibrada del cigüeñal (muñequilla, brazos y contrapesos), cuyo valor, reducido al radio de la muñequilla, se denota m_m , se suma a la masa rotativa de la biela m_A , y produce, como ella, un esfuerzo de inercia que gira alrededor del centro del cigüeñal con velocidad ω .

26.4.2 Fuerzas que se pueden equilibrar

Las fuerzas de inercia que se deben equilibrar son, de acuerdo con lo anterior, las debidas a las masas con movimiento rotativo y alternativo.

La fuerza de inercia rotativa, F_{rot} , se debe a la masa rotativa de la biela m_A y a la masa desequilibrada del cigüeñal, que vale m_m , reducida al eje de la muñequilla:

$$F_{rot} = (m_A + m_m)\omega^2 R \quad (26.41)$$

F_{rot} da lugar, en motores monocilíndricos, a fuerzas en dirección \bar{x}_0 e \bar{y}_0 . En motores policilíndricos, además de las fuerzas anteriores, a momentos de vuelco de galope (alrededor de \bar{x}_0) y de lazo (alrededor de \bar{y}_0).

La fuerza de inercia alternativa, F_{alt} , debida a la masa alternativa de la biela m_B y a la masa del pistón m_p , se descompondrá, para poder equilibrarse, en una suma de esfuerzos senoidales asimilables a masas girando a las velocidades ω , 2ω , 4ω , etc. Para ello se parte de la ecuación (26.13):

$$y_B = R \cos \alpha + L \cos \beta \quad (26.42)$$

Teniendo en cuenta que, de acuerdo con la ecuación (26.2),

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \left(\frac{R}{L}\right)^2 \sin^2 \alpha} \quad (26.43)$$

se tendrá:

$$y_B = R \cos \alpha + L \sqrt{1 - \left(\frac{R}{L}\right)^2 \sin^2 \alpha} \quad (26.44)$$

Si, utilizando el binomio de Newton, se desarrolla en serie la raíz cuadrada de la ecuación (26.44), y se deriva dos veces esa ecuación, se obtiene la siguiente expresión para la aceleración del pistón:

$$a_{yB} = -\omega^2 R \left\{ \begin{array}{l} \cos \alpha + \left[\frac{R}{L} + \frac{1}{4} \left(\frac{R}{L} \right)^3 + \frac{15}{128} \left(\frac{R}{L} \right)^5 + \dots \right] \cos 2\alpha \\ - \left[\frac{1}{4} \left(\frac{R}{L} \right)^3 + \frac{3}{16} \left(\frac{R}{L} \right)^5 + \frac{35}{256} \left(\frac{R}{L} \right)^7 + \dots \right] \cos 4\alpha \\ + \left[\frac{9}{128} \left(\frac{R}{L} \right)^5 + \frac{45}{512} \left(\frac{R}{L} \right)^7 + \dots \right] \cos 6\alpha - \dots \end{array} \right\} \quad (26.45)$$

El signo menos de la ecuación (26.45) indica, de acuerdo con el criterio de signos de la Figura 26.1, que la aceleración es negativa cuando el pistón está en el PMS.

Como R/L suele ser menor que 0.3, se comete solo un pequeño error si se desprecian los términos de la serie de orden superior a 2, quedando para la fuerza de inercia alternativa la siguiente expresión aproximada:

$$F_{alt} = -(m_B + m_p) \omega^2 R \left(\cos \alpha + \frac{R}{L} \cos 2\alpha \right) \quad (26.46)$$

El término en $\cos \alpha$ es la fuerza de inercia alternativa de primer orden y el término en $\cos 2\alpha$ la fuerza de inercia alternativa de segundo orden. Ambas fuerzas dan lugar, en motores monocilíndricos, a fuerzas de pilón en dirección \bar{y}_0 . En motores policilíndricos, además de las fuerzas anteriores, a momentos de vuelco de galope (alrededor de \bar{x}_0).

26.4.3 Equilibrado de masas con movimiento rotativo.

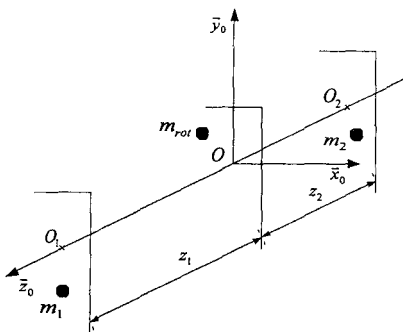


Figura 26.15 Equilibrado de masas con movimiento rotativo.

La fuerza de inercia debida a una masa con movimiento rotativo m_{rot} se puede equilibrar colocando sendas masas m_1 y m_2 en planos normales al eje de rotación, a ambos lados del plano que contiene a la masa que se quiere equilibrar, tal como se muestra en la Figura 26.15.

Para que el sólido formado por las tres masas esté equilibrado se tiene que cumplir, por una parte, que su centro de gravedad esté situado sobre el eje \bar{z}_0 y, por otra parte, que el eje \bar{z}_0 sea un eje principal de inercia:

$$\begin{aligned} x_1 m_1 + x_2 m_2 + x_{rot} m_{rot} &= 0 \\ y_1 m_1 + y_2 m_2 + y_{rot} m_{rot} &= 0 \\ x_1 z_1 m_1 + x_2 z_2 m_2 &= 0 \\ y_1 z_1 m_1 + y_2 z_2 m_2 &= 0 \end{aligned} \quad (26.47)$$

La resolución del sistema de ecuaciones (26.47) suministra:

$$\begin{aligned}
 x_1 m_1 &= \frac{z_2}{z_1 - z_2} x_{rot} m_{rot} \\
 x_2 m_2 &= \frac{z_1}{z_2 - z_1} x_{rot} m_{rot} \\
 y_1 m_1 &= \frac{z_2}{z_1 - z_2} y_{rot} m_{rot} \\
 y_2 m_2 &= \frac{z_1}{z_2 - z_1} y_{rot} m_{rot}
 \end{aligned}
 \tag{26.48}$$

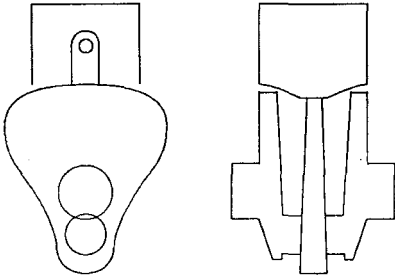


Figura 26.16 Disposición de los contrapesos de equilibrado.

Si se escogen arbitrariamente tanto la posición de los planos z_1 y z_2 como el valor de las masas m_1 y m_2 , las expresiones (26.48) permiten conocer la posición de las masas de equilibrado, al quedar cuatro ecuaciones con las incógnitas x_1, y_1, x_2, y_2 . Si las masas se colocan, mediante contrapesos de equilibrado, en el mismo plano que el de los brazos del cigüeñal que unen las muñequillas y los gorriones de apoyo, los planos z_1 y z_2 quedan determinados por la posición de esos brazos.

Por otra parte, interesa hacer que las masas m_1 y m_2 sean lo más pequeñas posible, con el fin de no sobrecargar excesivamente de peso al cigüeñal. Para ello, se utilizará todo el espacio disponible para el giro del contrapeso, poniendo la

mayor distancia posible entre las masas m_1 y m_2 y los puntos O_1 y O_2 , respectivamente, de la Figura 26.15. Esa distancia estará limitada por la necesidad de evitar que el contrapeso llegue a chocar con las paredes internas del bloque, con la falda del pistón en el PMI (como muestra la Figura 26.16) o con el cárter de aceite en el PMS.

Como se explicó en el apartado 26.3.2, en el ángulo de giro de cigüeñal correspondiente a la presión máxima de combustión, la fuerza de inercia debida a las masas con movimiento rotativo tiene sentido contrario a la fuerza debida a la presión de los gases. En consecuencia, la resultante de las fuerzas que actúan sobre los cojinetes de bancada aumenta cuando, a consecuencia del equilibrado, disminuye la fuerza de inercia rotativa. Por ese motivo, las masas con movimiento rotativo no siempre se equilibran completamente, especialmente en los motores lentos con presiones de combustión elevadas, en los que es conveniente dejar un cierto porcentaje de masa rotativa desequilibrada en el semiplano que contiene a la muñequilla. El valor de dicho porcentaje depende, en primera instancia, de la fuerza máxima que es permisible aplicar sobre los cojinetes de bancada y, en última instancia, del valor del espesor mínimo de película en dichos cojinetes. Por ello, la masa de los contrapesos de equilibrado se escoge haciendo compatible el máximo grado de equilibrado posible con valores admisibles de los esfuerzos resultantes máximos y de los espesores mínimos de película, teniendo también en cuenta otros factores como el peso propio del cigüeñal y los momentos de vuelco resultantes.

Equilibrado de las masas rotativas en un motor monocilíndrico

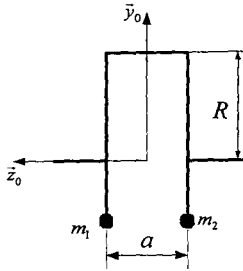


Figura 26.17 Masas de equilibrado en un motor monocilíndrico.

Para el motor monocilíndrico de la Figura 26.17, el sistema de ecuaciones (26.47) queda de la forma:

$$\begin{aligned} y_1 m_1 + y_2 m_2 + R m_{rot} &= 0 \\ y_1 \frac{a}{2} m_1 - y_2 \frac{a}{2} m_2 &= 0 \end{aligned} \quad (26.49)$$

donde $m_{rot} = m_A + m_m$ es la masa rotativa total, suma de la masa rotativa de la biela y de la masa desequilibrada del cigüeñal, reducida al eje de la muñequilla, m_m .

Existen infinitas soluciones del sistema (26.49), de las que la más frecuente consiste en utilizar dos masas iguales $m_1 = m_2$, quedando

entonces:

$$\begin{aligned} y_1 &= y_2 \\ y_1 m_1 - \frac{R}{2} m_{rot} &= 0 \end{aligned} \quad (26.50)$$

Como se ha dicho, y_1 se escoge todo lo grande que permite el espacio disponible.

Equilibrado de las masas rotativas en motores policilíndricos.

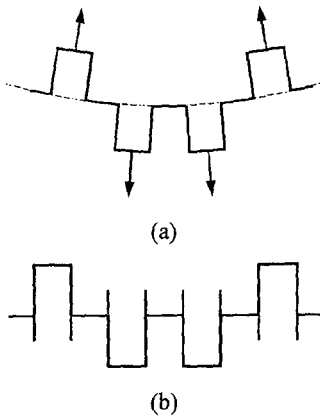


Figura 26.18 Línea elástica de un cigüeñal sin contrapesos (a) y con contrapesos (b).

Las manivelas de un motor de z cilindros en línea con los encendidos repartidos regularmente están caladas a $4\pi/z$ rad en motores de cuatro tiempos y a $2\pi/z$ rad en motores de dos tiempos. Este reparto simétrico de masas alrededor del eje de rotación asegura frecuentemente el equilibrado rotativo de modo natural. En particular, todos los cigüeñales que tienen un plano de simetría perpendicular a su eje están naturalmente equilibrados. De no ser ese el caso, se deberá llevar a cabo el estudio del apartado anterior para determinar el número, la posición y el valor de las masas de equilibrado, que se añadirán mediante contrapesos situados en prolongación de los brazos del cigüeñal.

En cualquier caso, incluso en cigüeñales naturalmente equilibrados, el cigüeñal puede estar sometido a momentos flectores, como muestra, para el caso de un motor de cuatro cilindros en línea, la Figura 26.18 (a).

Para evitar deformaciones excesivas de la elástica por los momentos flectores y para, al mismo tiempo, reducir los esfuerzos aplicados localmente sobre los cojinetes de apoyo del cigüeñal, es frecuente colocar contrapesos en la prolongación de determinados brazos. En motores de cuatro cilindros en línea, por ejemplo, se puede usar una de las dos soluciones esquematizadas en la Figura 26.18, utilizando todos los contrapesos o bien solamente los de color negro.

Las masas rotativas de los cigüeñales de los motores en V se equilibran como las de los cigüeñales de los motores en línea con la mitad de número de cilindros. Por ejemplo, un cigüeñal V6 se equilibra como el del motor de tres cilindros en línea, un cigüeñal V12 como el del motor de seis cilindros en línea, etc.

26.4.4 Equilibrado de masas con movimiento alternativo

De acuerdo con el apartado 26.4.2, la fuerza de inercia debida a las masas con movimiento alternativo vale:

$$F_{alt} = -m_{alt} \omega^2 R (\cos \alpha + \frac{R}{L} \cos 2\alpha) \quad (26.51)$$

donde $m_{alt} = m_b + m_p$ es la masa total alternativa.

La fuerza de inercia provocada por una masa con movimiento alternativo es equivalente a la creada por dos masas rotativas girando en sentidos contrarios. En efecto, utilizando la notación de los números complejos:

$$\begin{aligned} \cos \alpha &= \frac{e^{i\alpha} + e^{-i\alpha}}{2} \\ \cos 2\alpha &= \frac{e^{2i\alpha} + e^{-2i\alpha}}{2} \end{aligned} \quad (26.52)$$

$$F_{alt} = -m_{alt} \omega^2 R \frac{e^{i\alpha} + e^{-i\alpha}}{2} - m_{alt} (2\omega)^2 R \frac{R}{8L} \frac{e^{2i\alpha} + e^{-2i\alpha}}{2} \quad (26.53)$$

en donde un término en $e^{i\alpha}$ representa una fuerza centrífuga creada por una masa girando a la velocidad angular ω . Por lo tanto, la fuerza de inercia alternativa de primer orden se puede equilibrar colocando dos masas iguales, de valor $m_{alt}/2$, girando en sentidos contrarios a la velocidad ω . Las masas deben estar en contrafase con el movimiento del pistón (en la posición más baja cuando el pistón está en el PMS), tal y como se indica en la Figura 26.19 (a). La fuerza de inercia alternativa de segundo orden, Figura 26.19 (b), se equilibrará también con dos masas iguales, de valor $m_{alt}R/8L$, girando en sentidos contrarios, a la velocidad 2ω , también en contrafase con el pistón.

Equilibrado de la fuerza alternativa de primer orden en un motor monocilíndrico

Los esfuerzos alternativos de primer orden se pueden equilibrar, en virtud de la equivalencia entre una masa alternativa y dos masas rotativas, mediante varios procedimientos diferentes. La Figura 26.20 (a) representa la solución que utiliza dos árboles contrarrotantes.

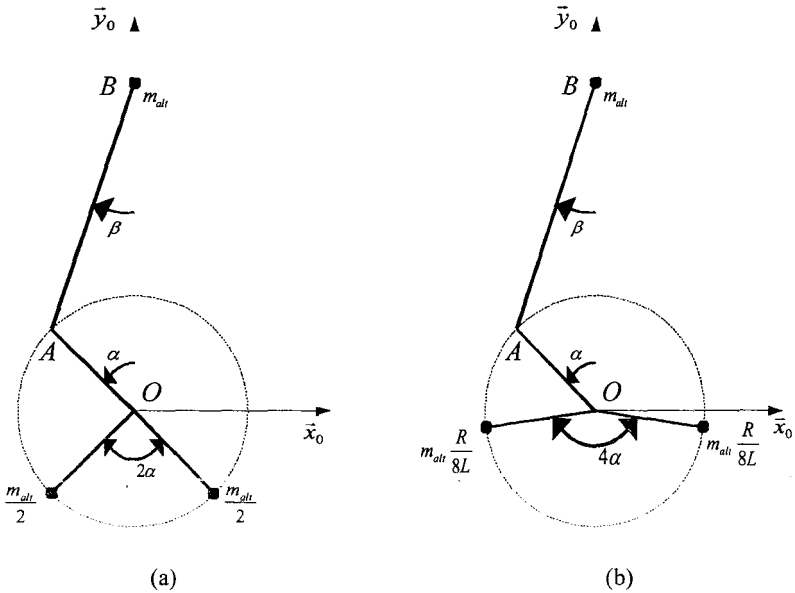


Figura 26.19 Árboles contrarrotantes de primer orden (a) y de segundo orden (b).

Puesto que uno de los dos árboles de la Figura 26.20 (a) gira en el mismo sentido y a la misma velocidad que el cigüeñal, se puede eliminar mediante el artificio de añadir $m_{alt}/2$ a la masa del contrapeso de equilibrado de las masas rotativas ($m_{alt}/4$ en cada contrapeso, si hay dos contrapesos), tal y como se muestra en la Figura 26.20 (b).

Con la disposición de la Figura 26.20 (b), se equilibra la fuerza alternativa de primer orden, pero se crea un momento de vuelco que se añade al momento de vuelco transversal. Para reducir al mínimo este momento, es necesario que el árbol de equilibrado esté lo más cerca posible del eje del cigüeñal.

Equilibrado de la fuerza alternativa de segundo orden en un motor monocilíndrico

Los esfuerzos alternativos de segundo orden se pueden equilibrar utilizando árboles contrarrotantes, bien dispuestos simétricamente con respecto al eje \vec{y}_0 , Figura 26.21 (a), o bien sin simetría, tal y como muestra la Figura 26.21 (b).

La disposición de la Figura 26.21 (b) permite contrarrestar parcialmente el momento de vuelco transversal debido a la masa con movimiento alternativo, creando un momento de vuelco contrario, aunque no igual, ya que el primero no es puramente senoidal.

Equilibrado de las masas alternativas en motores de varios cilindros en línea

En motores policilíndricos con los cilindros dispuestos en línea, las fuerzas de inercia alternativas no equilibradas se suman algebraicamente, ya que sus direcciones de actuación son paralelas entre sí. El esfuerzo alternativo de primer orden de un motor de z cilindros en línea vale:

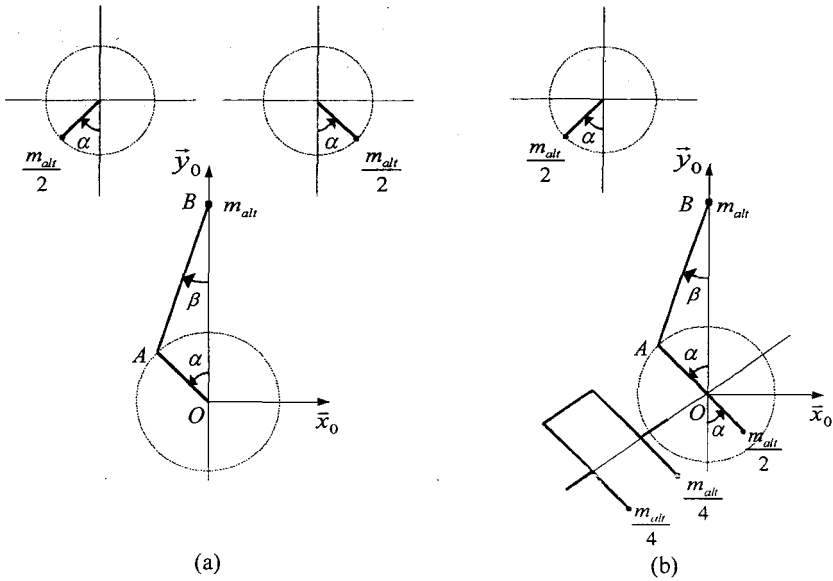


Figura 26.20 Equilibrado de primer orden mediante dos (a) o uno (b) árboles contrarrotantes.

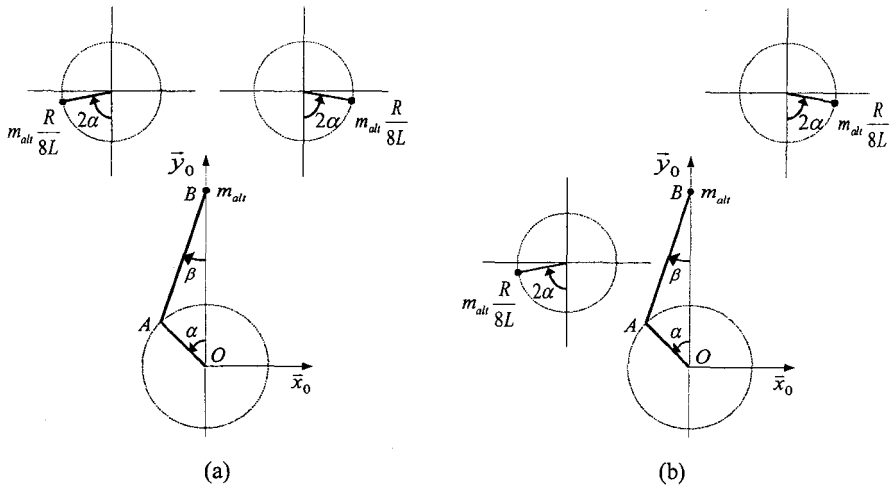


Figura 26.21 Equilibrado de segundo orden mediante dos árboles contrarrotantes simétricos (a) o no simétricos (b).

$$F_{altI} = -\sum_{j=0}^{z-1} m_{alt} \omega^2 R \cos(\alpha + \zeta j) \quad (26.54)$$

siendo ζ el ángulo de calado de las manivelas, es decir, $4\pi/z$ en motores de cuatro tiempos y $2\pi/z$ en motores de dos tiempos.

La resultante de los esfuerzos alternativos de primer orden es nula para todos los ángulos de calado que cumplan:

$$\zeta \neq 2k\pi \quad (26.55)$$

ya que:

$$\begin{aligned} \sum_{j=0}^{z-1} \cos(\alpha + \zeta j) &= z \cos \alpha \quad (\zeta = 2k\pi) \\ \sum_{j=0}^{z-1} \cos(\alpha + \zeta j) &= 0 \quad (\zeta \neq 2k\pi) \end{aligned} \quad (26.56)$$

Por lo tanto, salvo para los motores monocilíndricos y los de dos cilindros en línea de cuatro tiempos, la resultante de los esfuerzos alternativos de primer orden es nula.

El esfuerzo alternativo de segundo orden de un motor de z cilindros en línea vale:

$$F_{altII} = -\sum_{j=0}^{z-1} m_{alt} \omega^2 R \frac{R}{L} \cos 2(\alpha + \zeta j) \quad (26.57)$$

La resultante de los esfuerzos alternativos de segundo orden es nula para todos los ángulos de calado que cumplan:

$$\zeta \neq k\pi \quad (26.58)$$

ya que:

$$\begin{aligned} \sum_{j=0}^{z-1} \cos 2(\alpha + \zeta j) &= z \cos 2\alpha \quad (\zeta = k\pi) \\ \sum_{j=0}^{z-1} \cos 2(\alpha + \zeta j) &= 0 \quad (\zeta \neq k\pi) \end{aligned} \quad (26.59)$$

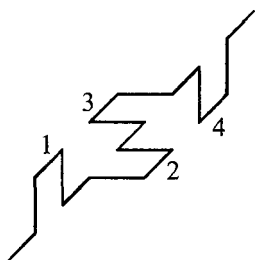
El mismo razonamiento se podría extender a órdenes mayores que el segundo. La tabla 26.1 muestra los diferentes tipos de motores con cilindros dispuestos en línea en los que algún orden de fuerzas alternativas no queda compensado entre todos los cilindros. Como los órdenes iguales o mayores que el cuarto se pueden despreciar, los únicos motores con cilindros en línea y manivelas caladas a intervalos angulares regulares² que no tienen compensados totalmente los esfuerzos de inercia alternativos son el monocilíndrico, el bicilíndrico de dos o cuatro tiempos y el muy usado en automoción de cuatro cilindros de cuatro tiempos.

² Las manivelas caladas a intervalos angulares regulares conllevan que los encendidos en los diferentes cilindros estén espaciados en el tiempo también con intervalos idénticos.

Tabla 26.1 Motores con esfuerzos de inercia alternativos no compensados.

Número de cilindros	Ciclo	Órdenes cuya suma no es nula
1	2T y 4T	1, 2, 4, 6, ...
2	2T	2, 4, 6, ...
2	4T	1, 2, 4, 6, ...
3	2T y 4T	6, 12, 18, ...
4	2T	4, 8, 12, ...
4	4T	2, 4, 6, ...
5	2T y 4T	10, 20, 30, ...
6	2T y 4T	6, 12, 18, ...

En motores monocilíndricos es frecuente disponer un árbol contrarrotante como el de la Figura 26.20 (b) y existen motores (como el CFR que se utiliza para medir el índice de octano) que tienen dos árboles contrarrotantes como en la Figura 26.20 (a). En los motores de cuatro cilindros en línea, que, como se ha dicho, se utilizan frecuentemente en automoción, se instalan modernamente (sobre todo en los motores más rápidos) dos árboles contrarrotantes, para eliminar los esfuerzos de segundo orden. Hay que tener en cuenta que esa disposición aumenta el coste del motor y también su peso y su volumen, por lo que muchas veces los esfuerzos de segundo orden se dejan sin compensar.

**Figura 26.22** Cigüeñal de un motor *cross plane*.

Una solución que se ha empleado en motores de motocicleta, en los que el peso es una variable importante, es la de calar las manivelas a 90° , en una disposición denominada *cross plane*, de manera que los encendidos dejan de estar regularmente repartidos pero, a cambio, quedan compensados entre sí los esfuerzos de inercia alternativos, de acuerdo con las ecuaciones (26.56) y (26.59), sin necesidad de poner árboles contrarrotantes. Si se disponen las muñequillas como en la Figura 26.22, el orden de encendido será 1-4-2-3-1-... y los ángulos entre cada encendido $180^\circ-90^\circ-180^\circ-270^\circ$.

El hecho de no repartir los encendidos regularmente conlleva una mayor irregularidad cíclica y aumenta las vibraciones de torsión aplicadas alrededor del nodo del primer modo de vibración pero ese inconveniente no es crucial si el motor gira normalmente a elevadas revoluciones y su cigüeñal no es muy largo, lo que aminora el problema de las vibraciones de torsión.

Equilibrado de las masas alternativas en motores en V

Un motor con los cilindros en V está constituido por dos motores en línea decalados un cierto ángulo δ , llamado ángulo de apertura de la V, tal y como se muestra en la Figura 26.23.

Para que el par motor sea lo más regular posible, el ángulo δ debe ser igual a $4\pi/z$ en motores de cuatro tiempos y a $2\pi/z$ en motores de dos tiempos.

Existen varias disposiciones de motores en V con encendidos regularmente repartidos y sin problemas de equilibrado. Por ejemplo, el cigüeñal del motor de cuatro tiempos y seis cilindros en línea, con las manivelas caladas a 120° , no presenta momentos desequilibrados, de acuerdo con la tabla 26.1, los esfuerzos alternativos de órdenes menores que el sexto son nulos. Por eso, es un cigüeñal utilizado frecuentemente para configuraciones de motores en V, W o X. Un ejemplo muy usado de lo anterior es el motor V12, con la V a 60° .

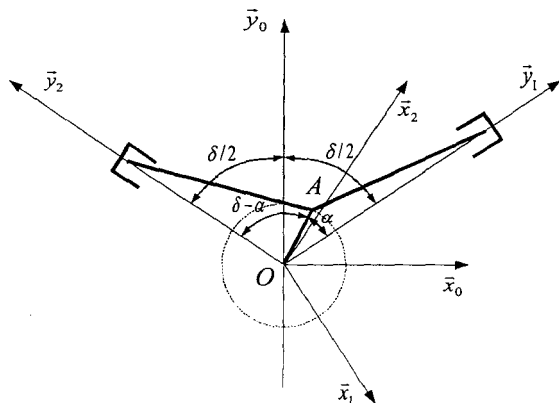


Figura 26.23 Ángulos en un motor en V.

En muchos motores en V, las fuerzas debidas a las masas alternativas y sus correspondientes momentos se compensan entre las dos bancadas de cilindros. Es posible obtener un buen equilibrado incluso si las diferentes bancadas no están compensadas naturalmente, como se demostrará más adelante para un ejemplo con una V abierta a 90° .

Las fuerzas no equilibradas de cada cilindro de la Figura 26.23 se proyectan sobre los ejes (\bar{x}_0, \bar{y}_0) y se suman para averiguar su resultante. Si el ángulo de la V es δ y el ángulo del cigüeñal α se mide desde el eje del cilindro de la bancada de la derecha \bar{y}_1 , la fuerza de inercia alternativa de ese cilindro vale:

$$F_{1alt} = -m_{alt} \omega^2 R \left(\cos \alpha + \frac{R}{L} \cos 2\alpha \right) \quad (26.60)$$

y la del cilindro del eje \bar{y}_2 :

$$F_{2alt} = -m_{alt} \omega^2 R \left\{ \cos[2\pi - (\delta - \alpha)] + \frac{R}{L} \cos 2[2\pi - (\delta - \alpha)] \right\} \quad (26.61)$$

$$F_{2alt} = -m_{alt} \omega^2 R \left[\cos(\alpha - \delta) + \frac{R}{L} \cos 2(\alpha - \delta) \right] \quad (26.62)$$

La proyección sobre las direcciones x e y de la suma de las dos fuerzas anteriores vale:

$$(F_{1alt} + F_{2alt})_x = -m_{alt} \omega^2 R \operatorname{sen} \frac{\delta}{2} \left\{ [\cos \alpha - \cos(\alpha - \delta)] + \frac{R}{L} [\cos 2\alpha - \cos 2(\alpha - \delta)] \right\} \quad (26.63)$$

$$(F_{1alt} + F_{2alt})_y = -m_{alt} \omega^2 R \cos \frac{\delta}{2} \left\{ [\cos \alpha + \cos(\alpha - \delta)] + \frac{R}{L} [\cos 2\alpha + \cos 2(\alpha - \delta)] \right\} \quad (26.64)$$

Las ecuaciones (26.63) y (26.64) se pueden simplificar usando las siguientes expresiones trigonométricas:

$$\cos a + \cos b = 2 \cos \frac{a+b}{2} \cos \frac{a-b}{2} \quad (26.65)$$

$$\cos a - \cos b = -2 \operatorname{sen} \frac{a+b}{2} \operatorname{sen} \frac{a-b}{2} \quad (26.66)$$

Si se sustituye a por α y b por $\alpha - \delta$, para el primer orden se tendrá:

$$(F_{1alt} + F_{2alt})_{x1^\circ} = 2m_{alt} \omega^2 R \operatorname{sen}^2 \frac{\delta}{2} \operatorname{sen} \left(\alpha - \frac{\delta}{2} \right) \quad (26.67)$$

$$(F_{1alt} + F_{2alt})_{y1^\circ} = -2m_{alt} \omega^2 R \cos^2 \frac{\delta}{2} \cos \left(\alpha - \frac{\delta}{2} \right) \quad (26.68)$$

y para el segundo orden:

$$(F_{1alt} + F_{2alt})_{x2^\circ} = 2m_{alt} \omega^2 R \frac{R}{L} \operatorname{sen} \frac{\delta}{2} \left[\operatorname{sen} \delta \operatorname{sen} 2 \left(\alpha - \frac{\delta}{2} \right) \right] \quad (26.69)$$

$$(F_{1alt} + F_{2alt})_{y2^\circ} = -2m_{alt} \omega^2 R \frac{R}{L} \cos \frac{\delta}{2} \left[\cos \delta \cos 2 \left(\alpha - \frac{\delta}{2} \right) \right] \quad (26.70)$$

Si la V es de 90° , entonces:

$$\cos \delta = 0 \quad ; \quad \operatorname{sen}^2 \frac{\delta}{2} = \cos^2 \frac{\delta}{2} = \left(\frac{\sqrt{2}}{2} \right)^2 = \frac{1}{2} \quad (26.71)$$

$$(F_{1alt} + F_{2alt})_{x1^\circ, v90} = m_{alt} \omega^2 R \operatorname{sen} \left(\alpha - \frac{\delta}{2} \right) \quad (26.72)$$

$$(F_{1alt} + F_{2alt})_{y1^\circ, v90} = -m_{alt} \omega^2 R \cos \left(\alpha - \frac{\delta}{2} \right) \quad (26.73)$$

$$(F_{1alt} + F_{2alt})_{x2^\circ, v90} = -\sqrt{2} m_{alt} \omega^2 R \frac{R}{L} \operatorname{sen} 2 \left(\alpha - \frac{\delta}{2} \right) \quad (26.74)$$

$$(F_{1alt} + F_{2alt})_{y2^\circ, v90} = 0 \quad (26.75)$$

En las ecuaciones (26.72) y (26.73) se aprecia que las proyecciones sobre las direcciones x e y de la suma de las fuerzas de primer orden son las mismas que las que produciría una masa

de valor m_{alt} situada en la muñequilla, por lo que es posible compensarlas colocando esa masa en un contrapeso opuesto a la muñequilla. En cuanto a las fuerzas de segundo orden, sólo existe la componente del plano horizontal.

Por esas razones, la V a 90° es una disposición muy usada, aunque según cuál sea el número de cilindros del motor, podría ocurrir que los encendidos no estuviesen regularmente repartidos. En la práctica, existen motores en los que los encendidos no suceden a intervalos regulares, las razones pueden ser múltiples y entre ellas caben destacar: las que buscan la sencillez mecánica, y utilizan un número reducido de manivelas, las que persiguen motores compactos como es el caso de motores con ángulo de la V pequeño, o aquellos que pretenden evitar vibraciones de órdenes no equilibrados, como se vio para el caso del cigüeñal *cross plane* de la Figura 26.22.

Equilibrado de los momentos de vuelco debidos a las fuerzas de inercia alternativas

Aunque, igual que sucedía con las fuerzas de inercia rotativas, las fuerzas de inercia alternativas puedan compensarse entre sí, hay que tener en cuenta que actúan en planos diferentes, por lo que pueden aparecer momentos de vuelco no equilibrados.

Los momentos de vuelco debidos a las fuerzas de inercia alternativas de cualquier orden p se pueden equilibrar creando momentos de sentido contrario mediante cuatro masas situadas en dos árboles, girando a las velocidades $p\omega$ y $-p\omega$, como muestra la Figura 26.24 para el primer orden.

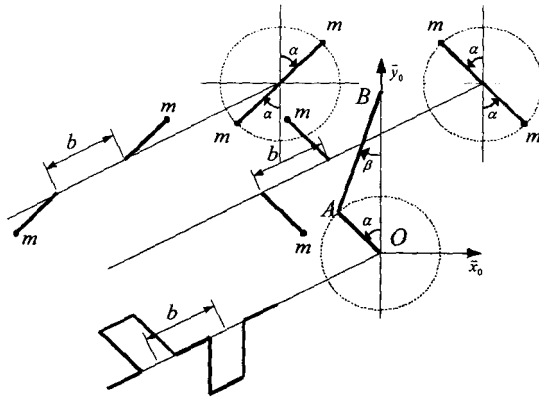


Figura 26.24 Equilibrado de momentos de vuelco con cuatro masas contrarrotantes.

Para el ejemplo de la Figura 26.24, los dos árboles crean dos momentos de vuelco de lazo, que se anulan entre sí, y un momento de vuelco de galope, que deberá compensar al del cigüeñal, de valor:

$$M = 2m\omega^2 Rb \cos \alpha \quad (26.76)$$

Para el primer orden existe un método más sencillo, que consiste en suprimir el árbol que gira en el mismo sentido que el cigüeñal, colocando las masas de ese árbol sobre los contrapesos de equilibrio de las masas rotativas. A diferencia de lo que sucedía al suprimir un árbol contrarrotante para equilibrar los esfuerzos alternativos de primer orden, en este caso no apa-

rece ningún momento adicional, ya que el momento de la primera masa del árbol que queda se anula con el de la segunda masa.

26.5 Resumen

Este capítulo está dividido en tres grandes bloques. En el primero se estudia la cinemática del mecanismo biela-manivela, con el fin de determinar las posiciones, velocidades y aceleraciones de los diferentes puntos del mecanismo.

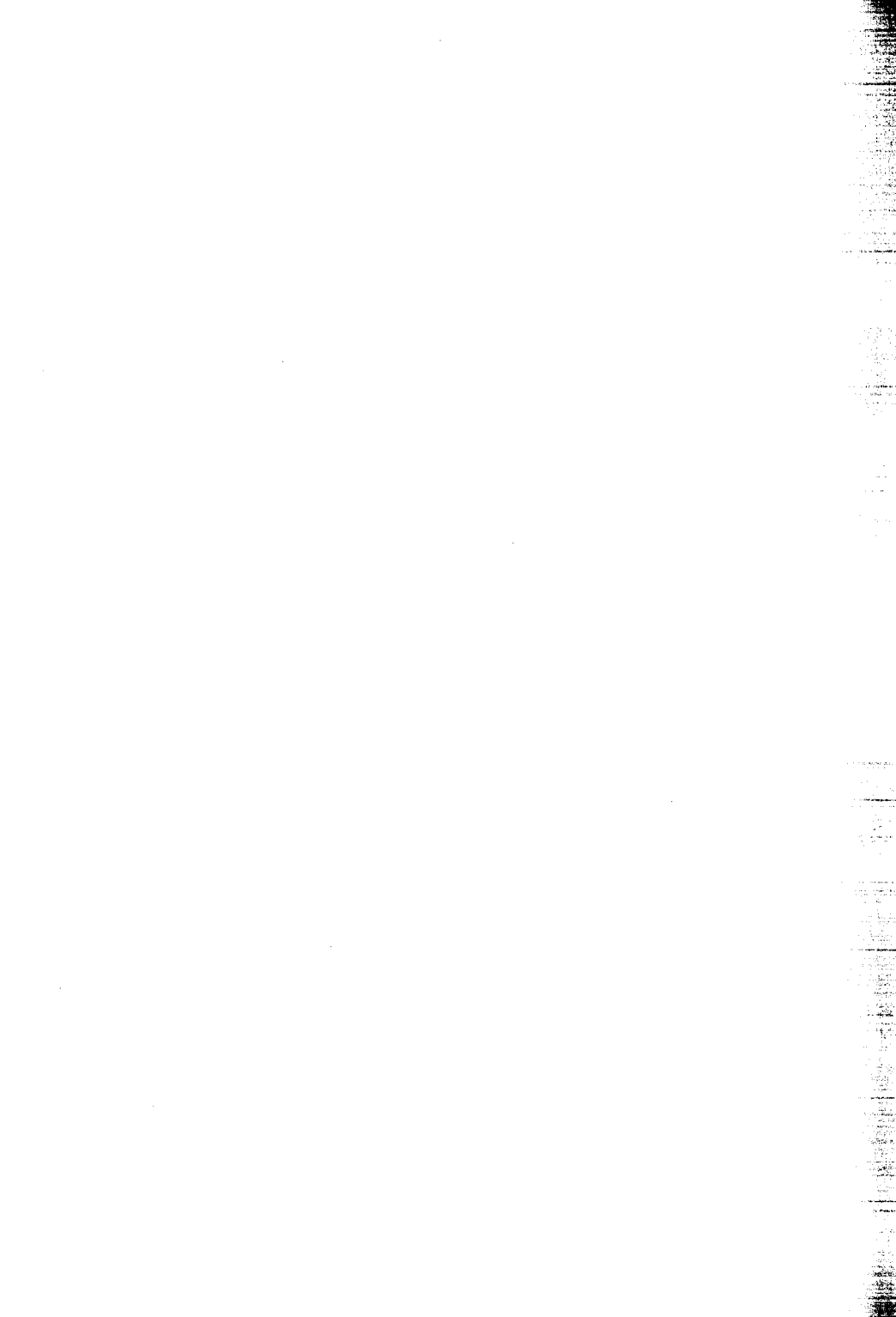
El segundo bloque plantea y resuelve las ecuaciones del estudio dinámico, gracias a las cuáles se determinan las fuerzas y momentos que actúan sobre el mecanismo, primero en motores monocilíndricos y luego en policilíndricos. Los resultados más relevantes del estudio dinámico son los diagramas de los esfuerzos aplicados sobre las paredes del cilindro, sobre los cojinetes de cabeza de biela y sobre los cojinetes de apoyo del cigüeñal en la bancada. Al analizar esos diagramas se distinguen en ellos dos efectos diferentes, que son debidos a esfuerzos antagónicos (que se compensan parcialmente entre sí): el correspondiente a las fuerzas de inercia, que actúan a lo largo de todo el ciclo, y el de la fuerza ejercida por el gas, que sólo es importante cuando la presión de combustión es elevada. En cuanto a los momentos, son relevantes el que genera el par motor, que se ejercerá sobre la transmisión, y los momentos de vuelco transversales y longitudinales, que serán absorbidos por los anclajes del motor en su bastidor.

El tercer bloque trata del equilibrado. En primer lugar, se clasifican las fuerzas de inercia que se pueden equilibrar en dos categorías: la debida a las masas con movimiento rotativo y la de las masas con movimiento alternativo. En segundo lugar, se analizan los diferentes métodos de equilibrado de fuerzas y momentos, tanto los que utilizan contrapesos como los que usan árboles contrarrotantes. Las consideraciones que se efectúan primero aplicadas al caso de motores monocilíndricos se extienden después a los motores policilíndricos en línea o en uve.

Referencias y bibliografía

Referencias

1. Haddad, S., Watson, N., *Design and applications in Diesel engineering*. Ellis Horwood, 1984.
2. Taylor, C.F., *The internal combustion engine in theory and practice (Volume 2)*. MIT Press, 1960 y 1968. 2ª ed. revisada en 1985.
3. Swoboda, B., *Mécanique des moteurs alternatifs*. Technip, 1987.
4. Muñoz, M., Payri, F., *Motores de combustión interna alternativos*. Fundación General de la UPM, 1989.
5. List, H., *Motores de combustión interna, Volumen VIII segunda parte: Dinámica de los Motores*. Editorial Labor, 1945.
6. Giacosa, D., *Motores endotérmicos*. Ediciones Omega, S. A., 1988.
7. Fenton, J., *Gasoline engine analysis*, Mechanical Engineering Publications, 1986.
8. Challen, B., Baranescu, R., *Diesel engine reference book*, 2nd ed. Butterworth-Heinemann, 1999.



Capítulo 27

Elementos constructivos

J. M. Luján

V. Bermúdez

27.1	Introducción.....	856
27.2	Sistema soporte.....	857
27.2.1	Bloque del motor.....	857
27.2.2	Bancada.....	864
27.2.3	Culata.....	866
27.3	Mecanismo pistón-biela-manivela.....	870
27.3.1	El grupo pistón.....	871
27.3.2	La biela.....	886
27.3.3	El cigüeñal.....	893
27.3.4	Cojinetes.....	898
27.4	Mecanismo de distribución.....	900
27.4.1	Árbol de levas.....	902
27.4.2	Empujadores.....	903
27.4.3	Válvulas.....	905
27.4.4	Sistema de transmisión.....	908
27.4.5	Sistemas de distribución variable.....	909
27.5	Resumen.....	911
	Referencias y bibliografía.....	912

27.1 Introducción

Los motores de combustión interna alternativos están formados, en general, por tres sistemas estructurales y un conjunto de sistemas auxiliares que permiten el correcto desarrollo de su ciclo de trabajo. A continuación se relacionan cada uno de los sistemas del motor:

- Sistemas estructurales
 - Sistema soporte.
 - Mecanismo alternativo pistón-biela-manivela.
 - Mecanismo de distribución de gases.
- Sistemas auxiliares:
 - Sistema de lubricación.
 - Sistema de refrigeración.
 - Sistema de alimentación de combustible.
 - Sistema de renovación de la carga.
 - Sistema de encendido (sólo en MEP).

En este capítulo van a detallarse las características de los tres sistemas estructurales, los sistemas auxiliares mencionados se tratan en otros capítulos de esta publicación.

La arquitectura del motor está condicionada por diferentes factores. Para su definición se tiene en cuenta el tipo de aplicación del motor, sus prestaciones, el tipo de refrigeración y el tamaño y número de cilindros. Atendiendo a los condicionantes mencionados se define la disposición geométrica de los cilindros y en base a dicha disposición se pueden clasificar. A continuación se definen las configuraciones más comunes:

- Motor en línea: los cilindros se colocan formando una fila o línea.
- Motor en V: los cilindros se disponen en dos planos formando una V, siendo el valor habitual 60° ó 90° .
- Motor en estrella: los cilindros se disponen formando una estrella en uno o varios planos. La principal aplicación es la propulsión aeronáutica de baja potencia.
- Motor de cilindros opuestos: Los cilindros se colocan uno frente a otro con un ángulo de 180° .

En la Figura 27.1 se representan ejemplos de las diferentes disposiciones comentadas.

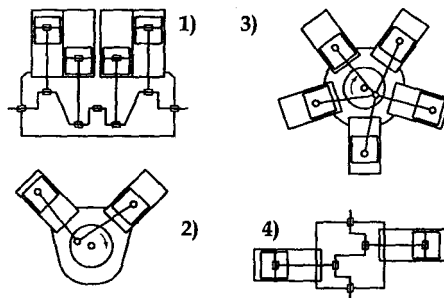


Figura 27.1 Tipos de motores según la disposición de cilindros: 1) En línea. 2) En V. 3) En estrella. 4) De cilindros opuestos.

27.2 Sistema soporte

Se denomina sistema soporte al conjunto de elementos estructurales encargados de soportar todos los mecanismos que integran el motor y, en consecuencia, las cargas estáticas y dinámicas originadas por éstos durante su funcionamiento. Estructuralmente lo componen tres partes fundamentales: bloque, bancada y culata. En algunas configuraciones el bloque y la bancada conforman una sola pieza. La Figura 27.2 muestra el despiece de los elementos estructurales de un motor de cilindros opuestos con refrigeración por agua.

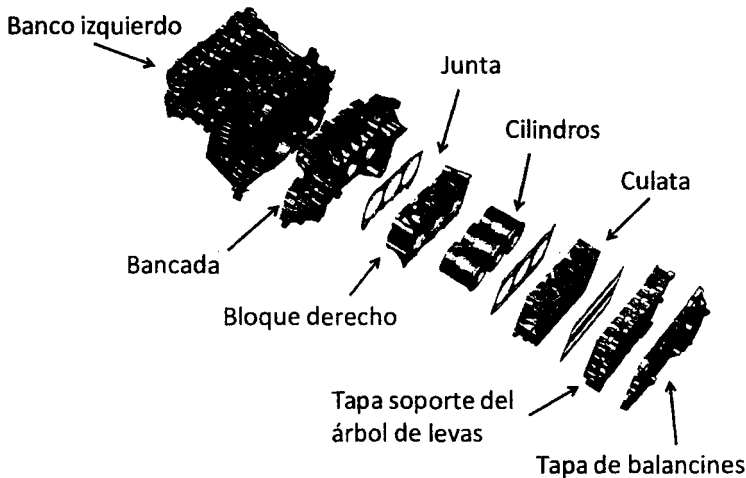


Figura 27.2 Despiece del sistema soporte de un motor de cilindros opuestos de refrigeración por agua.

27.2.1 Bloque del motor

El bloque es uno de los elementos estructurales más importantes del motor, y su diseño tiene gran repercusión en el coste, peso y tamaño del mismo. Este conjunto ejerce una influencia capital sobre el comportamiento, la fiabilidad, la durabilidad y el mantenimiento del motor durante su utilización. En el bloque del motor se pueden diferenciar tres partes, que pueden, o bien estar integradas en una sola pieza, o bien ser totalmente independientes. Cada una de estas partes presenta requerimientos específicos y esto tiene particular influencia en el diseño de todo el conjunto.

Las partes o zonas que componen el conjunto llamado bloque de cilindros son:

1. Bloque: parte estructural fundamental del conjunto, en la cual se alojan los cilindros.
2. Cilindros: pueden estar labrados en el bloque o ser elementos desmontables.
3. Bancada: es la zona donde se aloja el cigüeñal, y que en motores de gran cilindrada constituye una pieza independiente del bloque.

La arquitectura del bloque está condicionada por el tipo de refrigeración elegida para los cilindros: en los motores refrigerados por aire cada cilindro se acopla de forma independiente a la bancada, y en este caso no existe un bloque como tal, mientras que en los motores refrigerados por agua se integran como parte del bloque.

Bloque de motores refrigerados por agua

La refrigeración por agua es la más extendida en casi todas las aplicaciones de los MCIA. En esta configuración las paredes externas de los cilindros están rodeadas de la camisa de agua en cuyo diseño deben tenerse las consideraciones siguientes:

- El fluido debe circular desde la parte inferior del cilindro donde las temperaturas son más bajas, hacia la zona superior más caliente.
- Las superficies en contacto con el refrigerante deben ser lisas para facilitar el proceso de transmisión de calor.
- Al dimensionar las cavidades, conductos y agujeros por donde circulará el líquido debe tenerse en cuenta la posibilidad de que se produzca el fenómeno de cavitación, que afecta a la evacuación del calor por la disminución del coeficiente de película, pero también puede ocasionar deterioro de tipo mecánico de las superficies del cilindro y el bloque.
- También el material del bloque y de los cilindros condiciona las dimensiones de las camisas de agua, porque en dependencia de las cualidades termomecánicas del metal utilizado se requerirá mayor o menor flujo másico de agua o superficie de intercambio para transmitir el calor. En bloques de fundición gris, la longitud de las camisas de agua suele ser 95% de la longitud activa del cilindro (longitud de la zona correspondiente a la carrera del pistón) mientras que en bloques de aleación de aluminio suele ser suficiente una longitud de 40% de la longitud activa del cilindro, siendo esto posible por su elevado coeficiente de conductividad térmica. Si se reduce el tamaño de la camisa se reduce el volumen de refrigerante en el bloque e indirectamente el peso del motor, y también se reduce el tiempo necesario para calentar el motor, lo que repercute en el consumo de combustible y en las emisiones de escape.

El bloque de motores refrigerados por agua suele tener dos soluciones constructivas conocidas como *closed deck* y *open deck* (ver Figura 27.3).

En el diseño *closed deck*, a excepción de los orificios de los cilindros, el resto de la superficie está cerrada, y los diferentes conductos de comunicación entre bloque y culata para el refrigerante y el lubricante se mecanizan en un proceso posterior a la fundición del bloque. La fundición del bloque con esta solución suele realizarse por el método de fundición con molde de sal, para que se pueda de esta manera conformar los canales internos por donde circula el refrigerante.

El principal inconveniente de esta solución constructiva es la dificultad en la refrigeración de la parte alta del cilindro (zona próxima al PMS) debido a que las camisas de agua no llegan a la superficie. Sin embargo, tiene como ventaja el mayor espesor en la parte superior y una mayor superficie exterior para el apoyo de la culata y la junta de estanqueidad. Esto permite una mejor atenuación del ruido de combustión y mayor resistencia a la deformación ante cargas mecánicas o térmicas.

En la solución *open deck* la parte superior del bloque tiene abiertas las cavidades por donde circula el refrigerante hacia la culata, lo que facilita una mejor refrigeración del cilindro en la zona del PMS. Sin embargo, la superficie de apoyo de la parte superior del bloque donde apoya la junta es menor (Figura 27.3), existiendo riesgos de mayor deformación del cilindro y de la junta con la consiguiente pérdida de estanqueidad entre la unión bloque-culata. Para compensar este inconveniente, se utilizan juntas metálicas que poseen mayor rigidez y requieren menor precarga de los tornillos de unión, lo que a su vez es favorable para evitar la deformación de los cilindros por abombamiento.

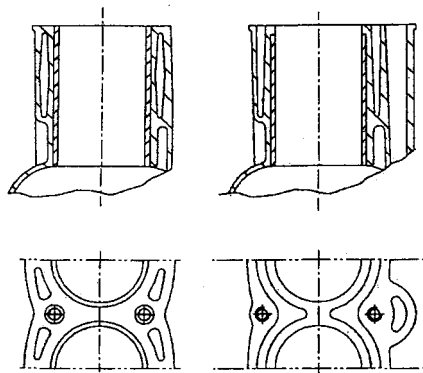


Figura 27.3 Diseño de la zona superior del bloque: *closed deck* (izquierda), *open deck* (derecha).

El diseño del bloque tiene muchos condicionantes técnicos y económicos por su repercusión en el coste final del motor. Atendiendo a la configuración y diseño de los cilindros, podemos clasificarlo en: bloque de cilindros con camisa y bloque de cilindros sin camisa.

- Cilindros sin camisa:

En los motores sin camisa es el propio cilindro labrado en el bloque el que entra en contacto con el pistón y los segmentos. Esta disposición es corriente en motores pequeños y en motores de automóvil. La ventaja fundamental que presenta esta solución constructiva frente al cilindro encamisado es el coste de fabricación, sin embargo tiene otros inconvenientes, como:

- Es necesario emplear materiales que tengan buenas características antifricción para todo el conjunto del bloque aunque solo los cilindros tengan ese requerimiento. En el caso de emplear aleación ligera es necesario realizar un tratamiento superficial de los cilindros.
- En caso de avería o con el desgaste progresivo del motor hay que mecanizar el cilindro a sobre medida, y esto sólo puede realizarse un número de veces limitado. Por esta razón, los motores que deben tener largo período de explotación suelen emplear cilindros con camisa.

Otra solución muy utilizada en bloques integrales de aleación ligera es la inserción durante el proceso de fundición de un cilindro de otro material más resistente quedando el conjunto como una sola pieza.

- Cilindros con camisa:

La camisa es una pieza postiza que se introduce en el bloque y es la que entra en contacto con el pistón y los segmentos. Este sistema tiene el inconveniente de su mayor precio, sin embargo como ventajas pueden citarse la posibilidad de emplear materiales especiales y la facilidad para sustituir la camisa en el caso de avería o desgaste. Esta solución constructiva es utilizada en la mayor parte de los motores, y se hace casi imprescindible en motores que utilizan bloque de aleación ligera.

En los motores refrigerados por agua (ver Figura 27.4) se puede efectuar una nueva subdivisión, atendiendo a que exista contacto entre el líquido refrigerante y la camisa, clasificándolos en:

- **Camisa seca:**
Recibe el nombre de camisa seca aquella que se introduce con interferencia en el cilindro y por tanto no existe ninguna holgura entre ambas piezas. Esta camisa se construye con materiales de especial resistencia al desgaste por rozamiento.
- **Camisa húmeda.**
Se denomina camisa húmeda cuando entre el bloque y la camisa existe una cámara por donde circula el líquido refrigerante. Estas camisas son de mayor espesor que las secas, porque además de resistir las cargas de rozamiento, también deben soportar todas las tensiones debido a la presión de los gases y los esfuerzos mecánicos transmitidos por el pistón. Las camisas húmedas se utilizan mayoritariamente en motores de media y gran cilindrada, pero también se empiezan a utilizar en motores de automoción. (Figura 27.5).

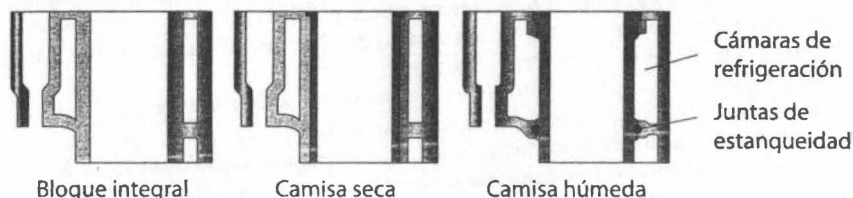


Figura 27.4 Tipos de camisas de cilindros refrigerados por agua.

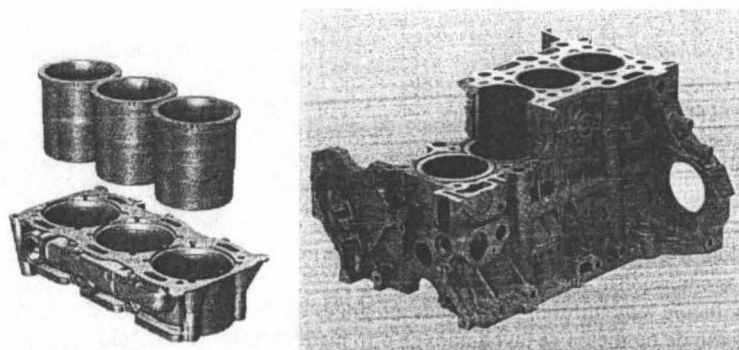


Figura 27.5 Bloque de cilindros. Camisa húmeda (izquierda), camisa seca (derecha).

En el diseño de la camisa deben tenerse en cuenta las siguientes circunstancias:

- La camisa húmeda debe tener una pestaña en la parte superior, que se ajusta a un rebaje del cilindro. Al atornillar la culata en el bloque ésta presiona sobre la camisa dejándola inmobilizada dentro del bloque. Es importante prever los esfuerzos a los que está sometida debido a la unión para que no generen deformaciones importantes en la misma.
- En las camisas húmedas se debe garantizar un cierre hermético para evitar fugas de agua. Con este fin se dispone un anillo de cobre o latón en la pestaña superior y un anillo de goma en la inferior.

- En el caso de camisa seca la interferencia debe ser tal que no pueda producirse el deslizamiento de ésta respecto al cilindro cuando el motor está en funcionamiento.

Cilindros de motores refrigerados por aire

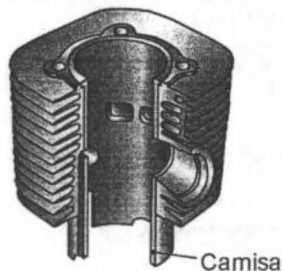


Figura 27.6 Cilindro y camisa de un motor refrigerado por aire.

La refrigeración por aire es más delicada debido al bajo valor del coeficiente de película entre la pared del cilindro y el aire. Con este tipo de refrigeración es usual encontrar cilindros de aleaciones ligeras porque presentan coeficientes de conductividad térmica elevados. Como se mencionaba antes, el cilindro de aleación ligera se encamisa en muchos casos y en este se suele fundir el cilindro con sus aletas sobre la propia camisa, lo que garantiza un contacto perfecto entre ambas piezas. También se emplea el montaje de las camisas con interferencia, calentando el cilindro y enfriando la camisa para garantizar el contacto. Este sistema tiene la ventaja sobre el

anterior de que permite sustituir la camisa, y en el caso de motores de dos tiempos, los conductos de transferencia pueden ser acabados con mayor precisión. Sin embargo, presenta el inconveniente de que necesita más operaciones a la vez que el rechazo de piezas es mayor, ya que la precisión en el mecanizado y montaje de cilindro y camisa debe ser alta para impedir que se formen bolsas de aire entre ambas piezas que llevarían al gripado del pistón.

El esquema soportante de estos cilindros pueden ser de dos tipos: con espárragos sustentadores que unen cilindro y culata a la bancada, quedando el cilindro comprimido entre la culata y la bancada, el otro esquema consiste en la sujeción de los cilindros a la bancada mediante una brida y espárragos cortos siendo independiente dicha unión de la culata. En la Figura 27.6 se muestra una sección de un cilindro refrigerado por aire de motor 2T.

Rugosidad superficial de los cilindros

El nivel de acabado de la superficie del cilindro determina cómo se distribuye la película de aceite y la cantidad de lubricante retenido en la pared, es por eso que el grado de rugosidad tiene un efecto marcado en el consumo de lubricante y en el desgaste de pistón y segmentos. La superficie de los cilindros no debe tener rugosidades excesivas que provoquen el desgaste intenso del pistón y sus segmentos, pero también es una mala solución que la superficie tenga acabado de espejo, porque la retención de aceite sería nula, empeorando la lubricación de las zonas de contacto entre pistón y cilindro, lo cual intensifica el desgaste de los mismos. Generalmente, se mecaniza la superficie interior del cilindro con un ángulo de inclinación entre 45° - 50° respecto a su generatriz, como se muestra en la Figura 27.7. Este tipo de mecanizado facilita la retención de



Figura 27.7 Superficie interior de cilindro de fundición gris tras bruñido con ángulo de 47° .

lubricante y ayuda al asentamiento de las superficies de los segmentos y el pistón durante el período de rodaje del motor.

El bruñido del cilindro puede realizarse por diferentes métodos siendo muy distinto el acabado superficial que se consigue en cada caso. En la Figura 27.7 se muestra el nivel de rugosidad de la superficie interior del cilindro utilizando diferentes procesos de bruñido. En el estado del arte actual los valores de rugosidad pueden llegar a ser inferiores a $0,3 \mu\text{m}$.

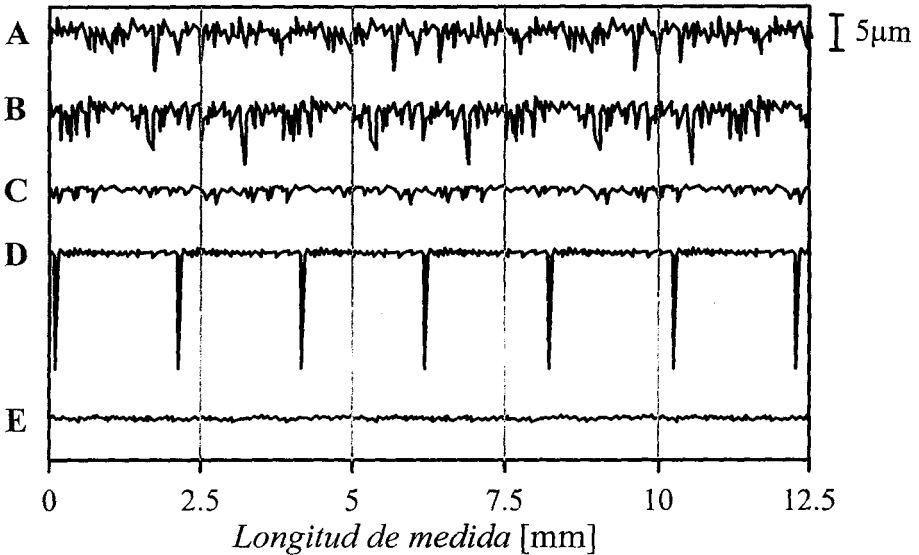


Figura 27.8 Perfil de rugosidad superficial del cilindro con diferentes métodos de bruñido. A: bruñido estándar. B: bruñido de meseta. C: bruñido con herramienta helicoidal. D: textura por aplicación laser. E: bruñido estándar ligero.

Materiales de los cilindros

El caso concreto de los cilindros, el material con mayor utilización es la fundición gris y debe reunir las siguientes características:

- La estructura debe ser perlítica con un pequeño contenido de ferrita y cementita ($< 3\%$). Deben evitarse estructuras ferríticas, porque es un componente muy blando, y por tanto tiene baja resistencia al desgaste. La estructura perlítica es muy apropiada para el cilindro, porque al ser un eutectoide formado por ferrita y cementita se produce el fenómeno siguiente: las placas de ferrita se desgastan y crean pequeñas oquedades que sirven para almacenar el aceite de lubricación; la cementita en cambio, por su gran dureza, no se desgasta y es la que se encarga del rozamiento.
- Debe contener grafito fino y bien distribuido que contribuya a mejorar la resistencia al desgaste.
- Debe contener una red de fósforo bien distribuido, pero sin sobrepasar el $0,7\%$ para evitar disminuciones en la resistencia mecánica.

Una técnica empleada en algunos casos es el cromado del cilindro; sin embargo, este tratamiento tiene el inconveniente de retener mal el aceite. Este problema se soluciona en parte

con un tratamiento de chispa o granallado posterior al cromado. Entre las ventajas que presenta el cromado pueden citarse las siguientes:

- Tiene un coeficiente de rozamiento con el acero muy bajo.
- Elimina las microsoldaduras.
- Es muy resistente a la corrosión.

También se utilizan tratamientos para evitar el encamisado de los cilindros de aleación ligera de motores pequeños, siendo los más utilizados los siguientes:

- Cromado: ya se han mencionado con anterioridad sus ventajas importantes, pero su principal desventaja es el alto coste del producto final si se desea obtener un cilindro con buenas propiedades
- Compuestos a base de níquel, silicio y carburo: estos elementos se electrodepositan en la superficie interna de los cilindros, si bien presentan unas propiedades antifricción superiores al cromado, los costos de fabricación son superiores. Este tipo de tratamiento no está extendido para la producción en grandes series.
- Aleaciones de aluminio y silicio: este tratamiento consiste en utilizar una aleación de aluminio y silicio y una vez mecanizado el cilindro se trata la superficie interna por medios químicos haciendo desaparecer el aluminio, con lo que queda una capa de silicio de gran dureza y porosidad apropiada para funcionar en buenas condiciones como superficie frontal. Esta superficie combinada con el uso de pistones cromados da lugar a un conjunto cilindro-pistón con un coste inferior a los mencionados anteriormente, pero con unas prestaciones inferiores.

Distancia entre cilindros

Un parámetro importante en el diseño del motor es la distancia entre ejes de dos cilindros consecutivos. Para su definición se deben tener en cuenta los siguientes aspectos:

- Los requerimientos de refrigeración del cilindro en función de la carga térmica a que se halla sometido.
- El tipo de camisa en motores refrigerados por agua.
- Las dimensiones de las aletas en motores refrigerados por aire.
- La longitud y número de apoyos que tendrá el cigüeñal en la bancada.
- La longitud de las muñequillas de biela del cigüeñal (muy importante en motores en V con bielas dispuestas una detrás de la otra).

La Tabla 27.1 muestra los rangos de valores típicos de la distancia entre cilindros para diferentes configuraciones de motores, expresados tomando como referencia el propio diámetro del cilindro.

Tabla 27.1 Distancia entre ejes de cilindros según el tipo de motor.

Tipo de motor	Distancia entre ejes de cilindros consecutivos
Motores en línea de encendido por compresión	(1,2 – 1,35)D
Motores en línea de encendido provocado	(1,1 – 1,25)D
Motores en V con bielas dispuestas en serie en cada muñequilla	(1,3 – 1,55)D
Motores con cilindros individuales refrigerados por agua	(1,8 – 1,9)D
Motores refrigerados por aire	(1,4 – 2,0)D

27.2.2 Bancada

La bancada es el elemento estructural sobre el que se apoya el cigüeñal, por lo que su rigidez es esencial para un buen funcionamiento del motor. Existen diversas soluciones constructivas en función de los distintos diseños, que se pueden agrupar en tres tipos:

- Motores en los que el bloque de cilindros y la bancada forman una unidad común. Este es el caso habitual en motores de pequeña y mediana cilindrada refrigerados por agua (Figura 27.9).
- Motores en los que los distintos cilindros están separados entre sí, siendo todos solidarios por medio de tornillos a bancada. Esta solución es típica en los motores refrigerados por aire, para aumentar la superficie de las aletas, y en los grandes motores Diesel, pero también se empieza a utilizar en motores de automoción de altas prestaciones (Figura 27.10).
- Motores que presentan soluciones intermedias como por ejemplo agrupar un cierto número de cilindros en una sola pieza.

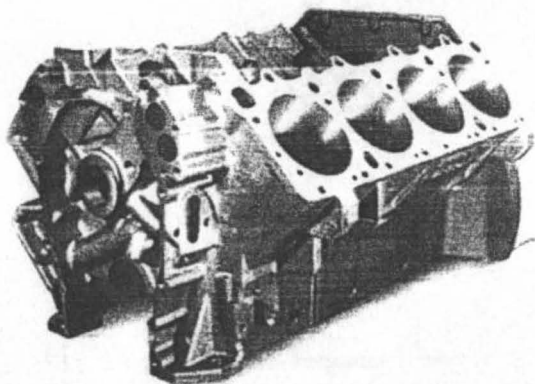


Figura 27.9 Bloque de cilindros con bancada integrada de un motor en V.

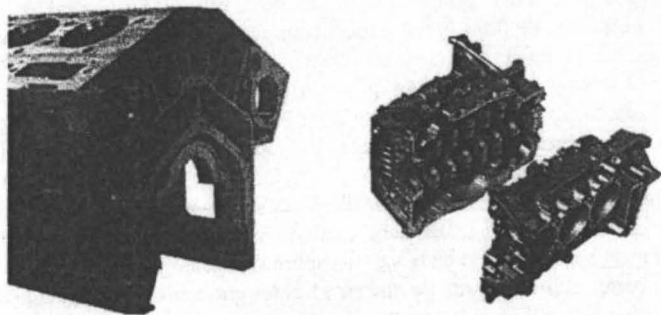
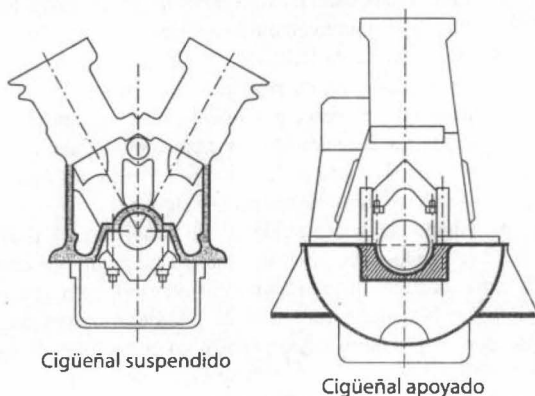


Figura 27.10 Bancada de motor en V estacionario (izquierda), bancada de motor de cilindros opuestos de automoción (derecha).

Fijación del cigüeñal

La unión del cigüeñal a la bancada puede ser de dos formas (Figura 27.11):

- Cigüeñal suspendido: el árbol se sujeta de la bancada colgándolo mediante sombreretes individuales en cada uno de los puntos de apoyo.
- Cigüeñal apoyado: el árbol se sienta sobre el cárter cuyos puntos de apoyo son simétricos con los de la bancada.



Cigüeñal suspendido

Cigüeñal apoyado

Figura 27.11 Fijación del cigüeñal a la bancada.

En los motores con bloque de cilindros y bancada en una sola pieza, es usual emplear el cigüeñal suspendido del propio bloque. Esta solución puede provocar importantes deformaciones de los sombreretes e incluso del propio bloque, y se ha usado para motores con cilindros hasta 400 mm de diámetro. Una posible solución para incrementar la rigidez de los sombreretes es su integración en una pieza, tal como se muestra en la Figura 27.12; este tipo de diseño se utiliza fundamentalmente en motores de pequeña cilindrada fabricados de aleaciones ligeras.

A medida que crece el tamaño del motor se tiende al empleo del cigüeñal apoyado sobre una bancada, que admite esfuerzos muy superiores. Con el fin de poder desmontar el cigüeñal sin tener que levantar el bloque de cilindros, en los grandes motores se emplea el cárter túnel (Figura 27.13), y en otros casos se hace accesible el cigüeñal por medio de tapas laterales.

Materiales para el bloque y la bancada

El peso del motor depende en gran medida del material que se utilice en la fabricación del bloque de cilindros y la bancada y, a su vez, la optimización del diseño estructural de dicha pieza también está condicionada por el material.

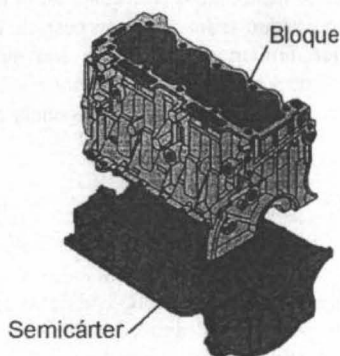


Figura 27.12 Bloque de cilindros open-deck con bancada integrada y sombreretes integrados en semicárter.

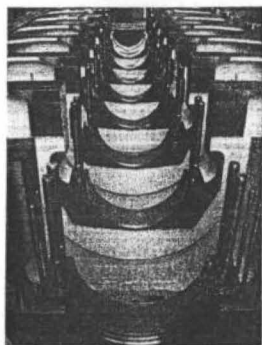


Figura 27.13 Cárter tipo túnel de motor marino.

Los materiales más comúnmente empleados para la fabricación del bloque y la bancada son:

- Hierro fundido: Es muy frecuente en motores de automoción. Como ventajas más importantes se pueden destacar su aptitud para tomar formas complicadas, su elevada rigidez, y una alta resistencia a la fatiga además de ser una solución más barata y que hace menos ruidosos los motores. Su mayor inconveniente es el peso.
- Aleación ligera (Al-Si, Mg): La construcción de un bloque de aleación ligera responde siempre a una necesidad de disminuir el peso, por lo que suele utilizarse en automoción. La aleación ligera tiene problemas de resistencia mecánica y su rigidez es inferior a la del hierro fundido, siendo además menos estable de forma.
- Chapa de acero soldada: Su empleo está prácticamente reducido a los grandes motores alternándolo con la fundición.

Presenta la ventaja de tener un peso más reducido. Por otra parte, en el montaje permite manejar piezas de cualquier volumen. Es muy usual en grandes motores marinos.

La mayoría de los motores se construyen de fundición gris, pero en motores de automoción de pequeña cilindrada se ha extendido el uso de aleaciones de aluminio al silicio (Al-Si). Los bloques de aleaciones ligeras Al-Si tienen un peso entre 40% y 60% menor que el peso de los de fundición gris de diseño equivalente, pero la reducción de peso que se consigue es menor que la obtenida si se comparan los pesos específicos de estos materiales, ya que las cualidades de resistencia mecánica de la fundición gris son superiores a las de las aleaciones Al-Si. Esto obliga a diseñar el bloque de Al-Si con mayor espesor de paredes e incrementar la cantidad de tabiques y nervios de refuerzo estructural, lo que implica mayor cantidad de material utilizado.

La utilización de las aleaciones de magnesio no se ha extendido a la producción en masa de motores, pero sí tiene mucha aplicación en motores para vehículos de competición. Con su uso se pueden conseguir reducciones en peso de hasta 25% respecto a las Al-Si, pero los inconvenientes que limitan su utilización son su mayor coste (hasta tres veces superior al de aleaciones de Al-Si), menor resistencia mecánica y menor resistencia a la corrosión.

27.2.3 Culata

La culata es una de las piezas del motor de diseño muy complejo por la cantidad de funciones y requerimientos que debe cumplir. La complejidad de su estructura está motivada por la gran cantidad de elementos que soporta (válvulas, resortes, inyectores, bujías, balancines, árboles de levas, colectores de admisión y escape), por el gran número de orificios y conductos labrados en ella (de refrigeración, de engrase, pipas de admisión y escape de gases), por la gran precisión que requiere su mecanizado y por las exigencias térmicas y de resistencia mecánica que tiene que cumplir (Figura 27.14).

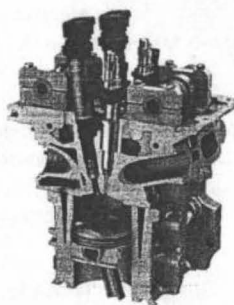


Figura 27.14 Corte transversal de la culata de un MEP de inyección directa.

Existen algunas directrices que es necesario seguir para el diseño correcto de la culata:

- *Conductos (o pipas) de admisión:* deben diseñarse teniendo en cuenta el flujo de gas, el flujo calorífico y la resistencia mecánica del conjunto. Un principio general es hacer los conductos rectos siempre que sea posible, y evitar restricciones en su sección superiores a las del paso del fluido por las válvulas (ver capítulo 8). En los motores Diesel, es necesario crear un cierto torbellino en el fluido. Para lograrlo, se diseñan los conductos en forma helicoidal o bien con entrada tangencial al cilindro, de forma que el fluido tenga una componente rotacional (Figura 27.15). El empleo de este tipo de soluciones puede impedir la obtención de elevados rendimientos volumétricos, por lo que el diseño resulta un compromiso de difícil solución.

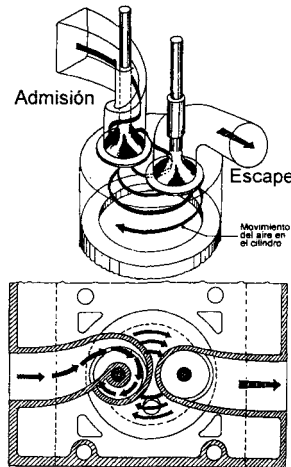


Figura 27.15 Esquema de la geometría de pipas de admisión y escape de un MEC.

- *Conductos (o pipas) de escape:* tienen como requisito más crítico la refrigeración de la válvula de escape. Para aumentar el flujo calorífico, además de dar más sección a la espiga de la válvula, se acerca la guía lo más posible a la cabeza de la válvula. En general, es admisible sacrificar el coeficiente de flujo frente a una buena refrigeración y se admiten velocidades más altas que en la admisión.
- *Asientos de válvulas:* La adopción de asientos postizos de material duro y resistente al impacto es casi obligada, aunque la culata sea de hierro. Particularmente importante es la válvula de escape debido a la mayor temperatura con que ésta funciona. Los asientos suelen ir montados con interferencia en la culata.
- *Guías de válvulas:* Las guías de válvula suelen ser de aleaciones especiales para disminuir el desgaste por fricción. La guía de válvula debe estar montada y mecanizada con gran precisión para asegurar un buen centrado de la válvula sobre su asiento y conseguir un cierre perfecto. Por otra parte, está encargada de disipar el calor que transmite la válvula de escape. El juego entre la válvula y su guía es un parámetro crítico pues hay que evitar, por una parte, el agarrotamiento por dilatación de la válvula y, por otra parte, que el aceite pueda circular a través del huelgo hacia la cámara de combustión. El consumo de aceite en

las guías es más importante en la válvula de admisión por la depresión que crea el pistón en el conducto de admisión durante su carrera descendente, que en la válvula de escape.

Materiales de la culata

Los materiales más utilizados en la fabricación de la culata son la fundición gris y las aleaciones de aluminio. En los MEC de aplicación industrial es habitual el uso de culatas de fundición gris de alta aleación. La elevada rigidez del este material lo hace preferente para esta aplicación.

En MEP y MEC utilizados en vehículos ligeros generalmente se emplean culatas de aleaciones de aluminio porque, aunque presentan mayor dilatación térmica, contribuyen a reducir el peso del motor y porque tienen mayor coeficiente de transmisión de calor, aspecto muy importante en MEP para evitar la combustión detonante. Las aleaciones ligeras más utilizadas son Al-Si, Al-Si-Mg, y Al-Si-Mg-Cu.

Debido a las propiedades de las aleaciones de aluminio es necesario insertar asientos y guías de válvulas de otros materiales cuyas características cumplan con las exigencias mecánicas y térmicas de esas zonas de la culata.

Los materiales utilizados para las guías de válvulas se clasifican en tres tipos:

- Materiales ferrosos para proceso de sinterizado: son polvos metálicos constituidos de aceros aleados con pequeñas proporciones de Cu, P y Sn. La combinación ternaria Fe-C-P constituye la fase que aporta la dureza al producto final. También se incluyen en las combinaciones de materiales algún lubricante sólido, por ejemplo MnS, MoS₂ o grafito, con el objetivo de mejorar la resistencia al desgaste en condiciones de fricción.
- Materiales ferrosos de fundición: a este grupo pertenece la fundición de hierro de estructura perlítica/ferrítica con grafito elemental que actúa como lubricante sólido. Cuando se requiere mayor dureza y resistencia al desgaste se utilizan aleaciones con diferentes metales como Si, P, Cu, Mn y Mo.
- Materiales no ferrosos: en este grupo se incluyen fundamentalmente aleaciones Cu-Zn-Al con pequeñas concentraciones de Mn y Si. La combinación de estos metales tiene como ventajas su elevada conductividad térmica, buena resistencia al desgaste y su facilidad de mecanizado.

Para los asientos de válvulas, los materiales utilizados se pueden agrupar en tres tipos:

- Aleaciones de fundición ferrosa: a este grupo pertenece la fundición gris y el hierro fundido austenítico. Este último posee un coeficiente de expansión térmica muy apropiado para culatas de aluminio. También se utiliza el acero martensítico porque tiene buenas cualidades mecánicas hasta temperaturas del orden de 600 °C y su resistencia a la corrosión mejora al combinarlo con cromo.
- Aleaciones no ferrosas: a este grupo pertenecen las aleaciones de níquel o cobalto. Estas tienen buenas características mecánicas hasta temperaturas superiores a 850 °C. Sus desventajas son la baja conductividad térmica y su elevado costo. También se incluyen en este grupo aleaciones especiales que contienen cobre dopado con berilio, que tienen una gran conductividad térmica y suelen ser utilizadas en motores de competición.
- Aleaciones de acero para proceso de sinterizado: estos polvos están compuestos de la ternaria Fe-Cu-C, con pequeñas cantidades de Ni, Co, Cr y Mo que mejoran sus cualidades mecánicas, anticorrosivas y de resistencia al desgaste. También en estos materiales se suelen incluir lubricantes sólidos como grafito, MnS, MoS₂, o CaF₂ para facilitar los procesos de mecanizado de los asientos.

Junta de culata

La junta de culata es la encargada de conseguir la estanqueidad de la unión bloque-culata, pero también contribuye a la transmisión y distribución de esfuerzos entre ambas piezas y por tanto en sus deformaciones. Durante su servicio deberá soportar elevadas temperaturas y una gran cantidad de ciclos de calentamiento-enfriamiento y esto provoca la fluctuación dinámica de sus dimensiones.

Esta junta debe ser flexible para poder absorber las irregularidades debido al mecanizado de las superficies en contacto (profundidad $\sim 50 \mu\text{m}$) y también debe compensar las irregularidades por deformación de la culata ($200\text{--}300 \mu\text{m}$) debidas a las cargas originadas por el apriete de los tornillos de sujeción.

En su estructura se combinan metales como aluminio, cobre o acero en forma de mallas o láminas y elastómeros que soporten alta temperatura. La junta puede ser construida en una o varias capas. Las estructuras más empleadas son:

- Malla o lámina de metal recubierta con elastómero de cartón grafitado en ambas caras.
- Lámina de metal con elastómero de silicona en los orificios de circulación de líquido.
- Lámina de metal con nervios deformables en las zonas de agujeros de cilindros.

La Figura 27.16 ilustra diferentes estructuras de juntas.



Figura 27.16 Izquierda: Junta de malla metálica cubierta de lámina de grafito. Derecha: Junta metálica con nervios en el reborde del agujero del cilindro.

Especial atención requiere la zona correspondiente al agujero de sellado del cilindro porque en el borde interior las condiciones de presión y temperatura son muy elevadas y varían cíclicamente, y esto demanda una gran flexibilidad. Para conseguir mayor resistencia, los agujeros de la empaquetadura se cierran con un reborde que incrementa el espesor en esa zona y además protege a la empaquetadura de la acción de los gases de combustión. La Figura 27.17 muestra tres ejemplos de soluciones constructivas del reborde.

Cierre de meandro



Cierre de panal de abeja



Cierre de segmento



Figura 27.17 Diferentes rebordes utilizados en el agujero del cilindro de juntas de culata

En la Figura 27.18 se puede observar el comportamiento elástico (deformación-carga) de juntas con diferente tipo de cierre. Se puede apreciar que con un pretensado de los tornillos de

culata de 80 kN el efecto de la fuerza de los gases ($\Delta F = 60$ kN) provoca una reducción en la fuerza de apriete de la junta y en consecuencia se modifica el espesor del reborde. Las juntas con cierre de segmento y de panal de abeja se comportan de forma similar ($0,6 \mu\text{m}$ y $0,8 \mu\text{m}$) mientras que la junta de cierre de meandro cambia su espesor $2,7 \mu\text{m}$, lo que constituye una deformación un 75% mayor que las otras juntas.

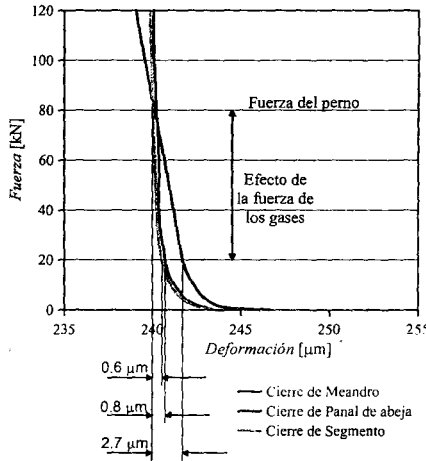


Figura 27.18 Comportamiento elástico de los diferentes rebordes de junta.

Para conseguir una unión estanca es importante tanto la magnitud de la deformación como la uniformidad de la misma. Una opción para conseguir que se deforme uniformemente la junta es la construcción del reborde con espesor variable, denominado reborde topográfico.

Otro aspecto muy importante para conseguir uniformidad en la deformación de la junta es el apriete de los espárragos de montaje. Esta operación debe realizarse siguiendo un orden establecido y aplicando de forma progresiva un par de apriete, esto debe producir una pretensión en la unión que sea superior a la fuerza ejercida por los gases.

27.3 Mecanismo pistón-biela-manivela

Este mecanismo cumple la función fundamental del motor, que consiste en intercambiar energía con los gases que operan dentro del cilindro. Durante este proceso, convierte el movimiento lineal del grupo pistón (originado por la fuerza de presión de los gases resultado de la combustión) en movimiento circular del cigüeñal. Los elementos que componen el mecanismo son: el grupo pistón, la biela y el árbol cigüeñal. (Figura 27.19).

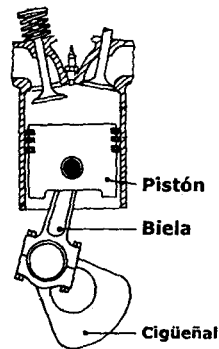


Figura 27.19 Conjunto pistón-biela-cigüeñal.

27.3.1 El grupo pistón

Se denomina grupo pistón al conjunto de elementos integrado por el pistón, los segmentos y el pasador o bulón. Este conjunto, durante su trabajo, describe un movimiento lineal alternativo, que trabaja con cargas y regímenes de velocidad muy variados, que condicionan sus características constructivas. Sus principales funciones son:

- Transmitir al cigüeñal por medio de la biela los esfuerzos debidos a los gases.
- Ser estanco a los gases y al aceite.
- Transmitir el calor que recibe durante el proceso de combustión a las paredes del cilindro.

Partes del pistón

En el pistón se pueden distinguir las partes que se detallan en la Figura 27.20:

- La cabeza, sobre la que actúa directamente la presión de los gases de combustión.
- Las ranuras donde se alojan los segmentos, los cuales se encargan de asegurar la estanqueidad a los gases y al aceite y disipar una parte importante del calor del pistón al cilindro.
- El alojamiento del bulón.
- La falda o parte frotante, cuya función es servir de guía y eventualmente disipar calor.

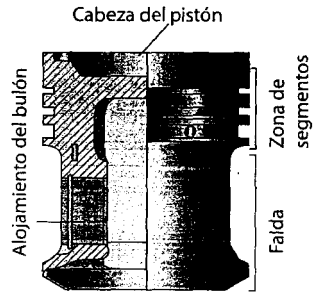


Figura 27.20 Partes del pistón.

Condiciones de operación del pistón

En la Tabla 27.2 se detallan las condiciones de trabajo y los requerimientos que se exigen a los pistones.

Tabla 27.2 Condiciones de trabajo y requerimientos del pistón.

Condición de trabajo	Requerimientos
– Cargas mecánicas debido a la presión de los gases de combustión.	– Elevada resistencia a cargas estáticas y dinámicas a elevadas temperaturas.
– MEC: $P_{max} \approx 180$ bar	– Pequeña deformación plástica
– MEP: $P_{max} \approx 100$ bar	– Mantenimiento de la dureza a elevado estado térmico.
– Cargas debido a las fuerzas de inercia. En MEP a elevado régimen de giro la aceleración del pistón puede superar los $20\,000\text{ m/s}^2$	– Alta conductividad térmica
– Altas temperaturas debido a la combustión.	– Bajo coeficiente de fricción y elevada resistencia al desgaste
$T_{gas} \approx 1300\text{ K}$.	– Pequeña masa
– Distribución de temperatura no uniforme tanto en dirección radial como axial.	– Bajo coeficiente de dilatación térmica
– Condiciones críticas de fricción/lubricación en los segmentos y falda.	
– Cambio de contacto en la falda debido al movimiento pendular en el PMS (efecto de campana). La fuerza lateral en la falda del pistón alcanza hasta un 8% de la fuerza vertical originada por los gases y las fuerzas de inercia.	

Cabeza del pistón

La cabeza del pistón puede tener geometrías muy diferentes según el tipo de motor. En los MEP con formación externa de la mezcla aire combustible suele ser plana o ligeramente abombada. En algunos casos el constructor da una cierta inclinación a la cabeza buscando una cámara de combustión acorde con la relación de compresión definida en el diseño. Sin embargo, hay casos en los que la geometría no puede ser tan sencilla, por ejemplo, en los motores de inyección directa tanto en MEC como en MEP, en los que la cámara de combustión está labrada en el propio pistón, y por tanto la geometría es compleja.

En los MEC hay que poner especial atención a la distribución de temperaturas en la cabeza. En algunas ocasiones se colocan materiales especiales en la zona donde incide el chorro del inyector. Otro caso típico de geometría de cabeza de pistón complicada es cuando exista peligro de interferencia entre el pistón y las válvulas, por lo que hay que prever el alojamiento del plato de la válvula en el pistón. La forma interior de la cabeza del pistón, es decir, el fondo del pistón, debe diseñarse buscando una alta resistencia mecánica y una buena evacuación del calor. Es normal el uso de nervios que permiten espesores de cabeza más pequeños y cumplen la doble función estructural y conductora del flujo de calor.

En la Figura 27.21 se muestra algunas geometrías utilizadas en la actualidad para cada tipo de motor (MEP o MEC).

MEP de inyección indirecta

MEP de inyección directa

MEC de inyección directa



Figura 27.21 Diferentes geometrías de cabeza de pistón según el tipo de motor.

Ranuras de alojamiento de segmentos

La cantidad de segmentos es variable según el constructor y el tipo de motor. La tendencia más generalizada en la actualidad respecto al número de segmentos es la siguiente:

- En MEP de 4T: Dos segmentos de estanqueidad y un segmento rascador de aceite.
- En MEP de 2T: Dos segmentos de estanqueidad.
- En MEC de automoción (vehículos utilitarios): Dos segmentos de estanqueidad y uno rascador de aceite.
- En MEC de aplicación industrial: el número de segmentos varía dependiendo de la aplicación. Por ejemplo, en motores de automoción industrial es habitual que se utilicen dos segmentos de estanqueidad y uno de engrase. En grandes motores de aplicación industrial o marina se suelen dotar los pistones con 3 ó 4 segmentos de estanqueidad y 2 de engrase.

El número de segmentos en el pistón se ha reducido en los diseños de los últimos años como medida para reducir las pérdidas de fricción del motor.

Alojamiento del bulón

El alojamiento del bulón debe ser extremadamente rígido para evitar deformaciones debidas a los esfuerzos y a las dilataciones térmicas.

Con el mismo fin, el mejor emplazamiento del eje del bulón es el centro de gravedad del pistón, sin embargo esto no siempre es posible.

Falda

La falda tiene por misión guiar el pistón y repartir el esfuerzo normal debido a la oblicuidad de la biela. Para evitar el cabeceo del pistón, el juego entre la falda y el cilindro debe ser reducido, sin embargo también la falda debe poseer una geometría capaz de absorber las dilataciones diferenciales entre pistón y cilindro para evitar el gripado del pistón.

En general, en los motores Diesel las faldas son completas, sin embargo en los MEP las faldas están dispuestas como muestra la Figura 27.22. Con esta construcción se puede eliminar peso, viniendo en ocasiones obligada por necesidades constructivas para permitir el paso de los contrapesos del cigüeñal cuando el pistón alcanza el punto muerto inferior.

MEP

MEC



Figura 27.22 Diferentes configuraciones de falda.

En muchos casos se efectúan unos rebajes en la zona del pistón donde se encuentra alojado el bulón, para evitar agarrotamientos en esta zona debidos a dilataciones térmicas. En los grandes motores de aplicación marina o industrial es habitual el uso de faldas postizas en los pistones. (Figura 27.23)

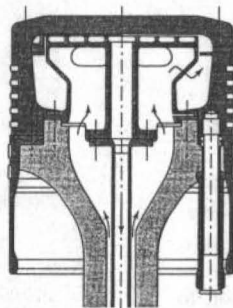


Figura 27.23 Pistón de falda desmontable y cabeza refrigerada interiormente por aceite.

Un aspecto muy relevante del pistón es su masa, debido a la repercusión que tiene en las fuerzas de inercia del mecanismo alternativo y en las pérdidas mecánicas. La optimización de las dimensiones de la falda, de la zona de segmentos y de la geometría interior del pistón han sido aspectos cruciales para conseguir pistones ligeros con elevadas cualidades mecánicas. La Figura 27.24 muestra 3 etapas de optimización del diseño de pistones en las que se ha conseguido una reducción en masa superior al 20%.

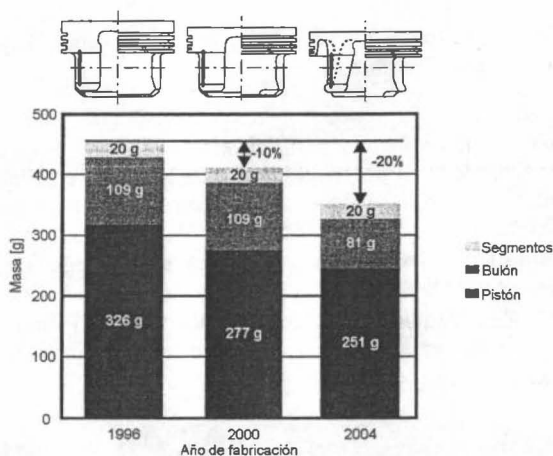


Figura 27.24 Evolución del diseño de un pistón con control de dilatación. (conjunto base: pistón 326 g, bulón 109 g, segmentos 20 g).

El pistón está sometido a temperaturas que varían según las zonas, y dado que el reparto de masas en el mismo no es uniforme, las dilataciones que sufre no son iguales. Si se suma a estas consideraciones el hecho de los pequeños juegos entre la falda del pistón y el cilindro para conseguir un buen guiado y evitar ruidos, es evidente la necesidad de controlar las dilataciones del pistón. Las soluciones que habitualmente se adoptan son varias:

- **Pistones con ranura:** el pistón lleva una ranura vertical en la falda que en algunos casos se prolonga horizontalmente. Esta ranura está situada en el lado opuesto al sometido a esfuerzo normal en la carrera de expansión (Figura 27.25). Las ranuras compensan las dilataciones térmicas y las deformaciones debidas a tensiones mecánicas. Esta solución es muy poco utilizada en la actualidad.
- **Pistones con rectificado excéntrico:** estos pistones se mecanizan de tal manera que su forma en frío es elíptica, siendo el eje mayor de la elipse perpendicular al eje del bulón. Cuando se calienta el pistón la zona del alojamiento del bulón sufre una dilatación mayor como consecuencia de ser una zona donde existe más cantidad de material. Por otra parte, esta dilatación crea una cierta retracción en un plano perpendicular al eje del bulón, con lo que al final el pistón tiene una forma circular a la temperatura de régimen. Este efecto se conoce como efecto de anillo.
- **Pistones bimetálicos:** esta solución consiste en insertar en el pistón unas láminas o anillos de un metal con bajo coeficiente de dilatación, generalmente acero (Figura 27.26), intentando evitar o disminuir drásticamente la dilata-

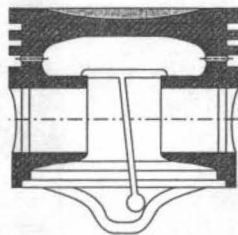


Figura 27.25 Pistón con ranura vertical en la falda y horizontal en la zona de los segmentos.

ción en cualquier dirección. Para ello se disponen uno o varios anillos de acero en el pistón, que con su bajo coeficiente de dilatación impiden al pistón aumentar de tamaño.

- **Pistones en forma de barrilete y cónicos:** se adoptan en general estas formas para conseguir un buen ajuste pistón-cilindro cuando se alcanza la temperatura de funcionamiento prevista (Figura 27.27). Dado que la distribución de temperaturas no es uniforme, y la distribución de masas tampoco, la dilatación es variable de una parte a otra del pistón.

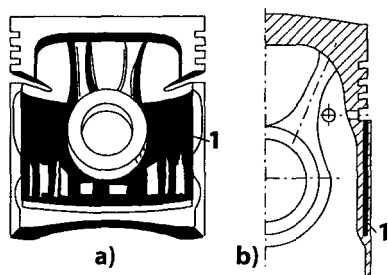


Figura 27.26 Pistones bimetálicos: a) Lámina de acero longitudinal ranurada (1). b) Cinta de acero insertada durante fundición (1).

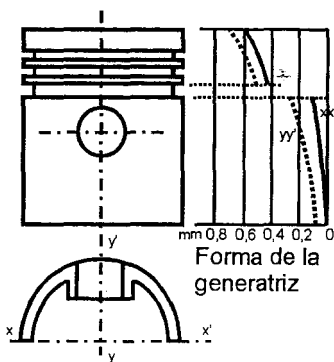


Figura 27.27 Pistón en forma de barrilete.

Problemas térmicos

Uno de los problemas más importantes que existen en el pistón son las altas temperaturas que pueden alcanzar las distintas partes del mismo. La magnitud de calor absorbido por el pistón de un motor Diesel funcionando a plena carga puede ser del orden del 15% de su potencia efectiva, mientras que en un MEP este valor desciende hasta un 8%. Esta diferencia es atribuible al coeficiente de película del gas, que aumenta con el número de Reynolds, el cual alcanza valores muy altos con la elevada turbulencia de los motores Diesel.

La distribución de temperaturas en la cabeza del pistón depende en gran medida de la disposición de las válvulas, pues son éstas las que determinan la dirección de los flujos de gases calientes y de la carga fresca. Se admite como temperatura máxima admisible 450 °C, pues valores superiores pueden provocar temperaturas excesivas en las gargantas de los segmentos y como consecuencia, el engomado de éstos debido a la oxidación de lubricante. Se quiere indicar aquí que la potencia máxima de los motores Diesel sobrealimentados viene limitada en muchos casos por la temperatura de los pistones. La gráfica de la Figura 27.28 representa los niveles de temperatura de un pistón con canal de refrigeración en la cabeza.

Con el fin de evitar, o al menos minimizar, las consecuencias indeseables de las altas temperaturas, se puede recurrir a:

- Utilizar segmentos especiales de sección trapezoidal.
- Utilizar aceites con elevado índice de viscosidad.
- Evitar una transmisión excesiva de calor hacia la zona de alojamiento de los segmentos.
- Refrigerar el pistón por su interior con aceite. Esta es la técnica más extendida actualmente en MEC y se pueden encontrar diferentes soluciones en función de la potencia específica y carga térmica del motor. La Figura 27.29 muestra tres soluciones de refrigeración con el propio aceite de lubricación.

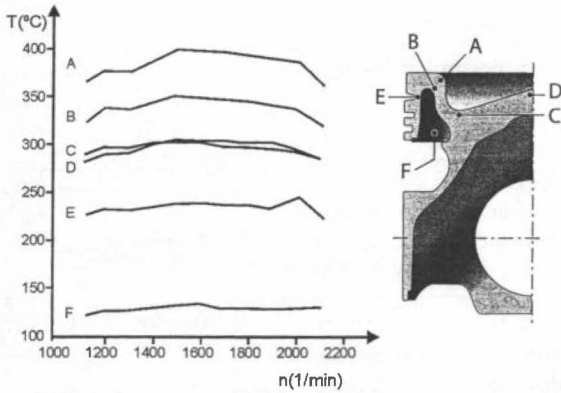


Figura 27.28 Variación de la temperatura en diferentes zonas del pistón de un MEC industrial trabajando a plena carga y régimen de giro variable.

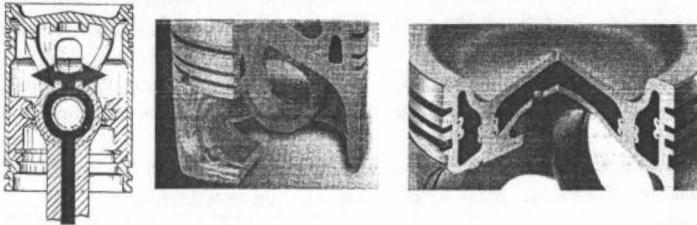


Figura 27.29 Pistones refrigerados por aceite. **A:** chorro de aceite proyectado desde la biela. **B:** canal bajo la cámara de combustión. **C:** canal de lubricación al nivel del 1° segmento.

Otra solución empleada en el caso particular de los grandes motores marinos de 2T es la refrigeración con agua, para lo cual es necesario disponer de conductos telescópicos situados por la parte inferior del pistón, para la entrada y salida del agua. En la Figura 27.30 se puede apreciar la disposición de los conductos y los canales de refrigeración en el interior de pistón. Esta solución requiere que la cabeza y la falda del pistón sean dos piezas independientes.

La Tabla 27.3 presenta un resumen del uso de refrigeración del pistón en función del tipo y potencia específica de motores de aplicación en automoción.

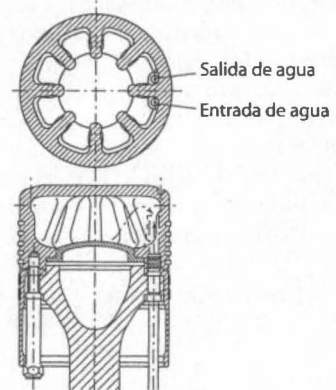


Figura 27.30 Pistón refrigerado por agua en un motor de aplicación marina.

Tabla 27.3 Resumen del uso de refrigeración del pistón.

Tipo de motor	Potencia específica / tipo de refrigeración		
MEP	< 40 kW/l	40 – 60 kW/l	> 60 kW/l
	No requiere	Refrigeración con chorro de aceite	Pistón de acero refrigerado por chorro de aceite
MEC	< 35 kW/l	35 – 45 kW/l	>45 kW/l
	Refrigeración con chorro de aceite	Pistón con canal de refrigeración alrededor de la cámara de combustión	Pistón con canal de refrigeración al nivel del 1 ^{er} segmento de compresión.

Materiales de los pistones

Los materiales más utilizados para la fabricación de pistones son:

- **Fundición:** Es frecuente en pequeños motores industriales y normalmente es de estructura perlítica con silicio en un elevado porcentaje. Sus mejores cualidades son la elevada resistencia mecánica y su capacidad para trabajar a fricción. El mayor inconveniente es el peso.
- **Acero:** Su mayor aplicación ha sido en motores de émbolo de aviación, en automoción fue utilizado en motores de fabricantes norteamericanos. Las ventajas fundamentales de este material son su elevada resistencia mecánica y la ligereza. Normalmente llevan un alto porcentaje de cobre.
- **Aleaciones con Silicio:** El silicio disminuye el coeficiente de dilatación y aumenta la dureza y la conductividad, mejorando la resistencia al desgaste. El mayor inconveniente de su empleo reside en la merma de las características mecánicas del pistón.
- **Aleaciones ligeras:** Como por ejemplo Al-Cu-Ni o Al-Cu-Fe que tienen buenas características mecánicas y elevados coeficientes de conductividad, siendo en contrapartida el coeficiente de dilatación térmica bastante alto.
- **Aleaciones combinadas:** en este tipo de aleaciones se integran las ventajas del silicio con las de otros materiales, como cobre y níquel que incrementan la resistencia térmica y por tanto la estabilidad dimensional. Algunos fabricantes utilizan combinaciones de hasta seis materiales diferentes, como por ejemplo las utilizadas en motores MEP, que en muchos casos están formadas por la combinación de Al-Si-Cu-Ni-Mg-Fe las cuales tienen buenas características mecánicas, elevados coeficientes de conductividad y coeficiente de dilatación térmica moderado. La Tabla 27.4 muestra algunas proporciones típicas de estas aleaciones para pistones de motores MEP.

Tabla 27.4 Aleaciones combinadas en pistones de aluminio de motores MEP.

Material	(%)
Silicio	11 – 19
Cobre	0,8 – 4
Magnesio	0,8 – 1,2
Níquel	0,8 - 3
Hierro	≤ 0,7

Otra solución utilizada en motores industriales es la fabricación de pistones cuyas partes son independientes, combinando materiales diferentes en la cabeza y en la falda. La combinación más extendida es el empleo de acero forjado en la cabeza y aleación de aluminio al silicio en la falda. (Figura 27.31)

Proporciones geométricas del pistón

La configuración y dimensionado del pistón se definen en la etapa de diseño considerando un gran número de parámetros asociados a las cargas térmicas y mecánicas, la forma y posición de la cámara de combustión, el espesor de la cabeza, el número de segmentos y su espesor, la altura del 1º segmento respecto a la cámara de combustión, el diámetro del bulón, etc. En la Figura 27.32 se presenta un esquema que destaca las dimensiones básicas de diseño de un pistón.

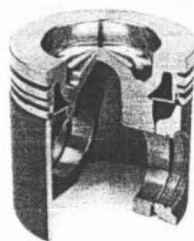


Figura 27.31 Pistón con falda de Al-Si y con cabeza y apoyo para el bulón de Fe.

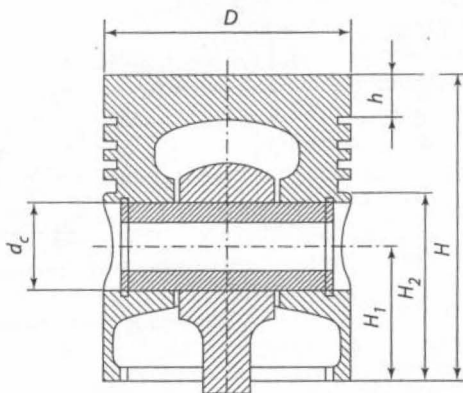


Figura 27.32 Esquema de dimensiones básicas de diseño del pistón.

A título indicativo en la Tabla 27.5 se dan algunas dimensiones del pistón referidas a su magnitud característica, que es el diámetro D .

Tabla 27.5 Dimensiones relativas de pistones

Dimensiones	Rango típico	
Altura (H)	$(0,6 - 1,5)D$	
Distancia del bulón a la cabeza ($H-H_1$)	$(0,3 - 0,6)D$	
Longitud de la falda	$(0,4 - 0,7)D$	
Diámetro exterior del bulón (d_c)	$(0,2 - 0,4)D$	
Altura de segmentos:	Estanqueidad (h)	$(0,02 - 0,025)D$
	Rascadores ($H-H_2$)	$(0,04 - 0,045)D$
Juego diametral:	En cabeza	0,004D
	En falda	0,0015D

Segmentos

Las funciones que deben desarrollar los segmentos pueden resumirse en tres:

- Asegurar la estanqueidad a los gases.
- Evacuar calor del pistón hacia el cilindro.
- Asegurar la estanqueidad al aceite.

Para cumplimentar estas funciones de junta de estanqueidad metálica, el segmento debe ejercer una fuerza elástica radial sobre la pared del cilindro para garantizar el contacto permanente entre ambas superficies.

Las funciones mencionadas anteriormente están encomendadas a dos tipos de segmentos (véase la Figura 27.33):

- *Segmentos de estanqueidad o de compresión*, que realizan fundamentalmente las dos primeras funciones antes enunciadas. El primero de estos segmentos suele conocerse como segmento de fuego, siendo particularmente crítico su funcionamiento.
- *Segmentos rascadores*. Estos segmentos son también conocidos como segmentos de engrase, lo cual es incorrecto ya que su función es arañar el aceite de las paredes del cilindro para que no llegue a la cámara de combustión.

A continuación, se van a analizar las características fundamentales que deben cumplir los segmentos para realizar satisfactoriamente las funciones que tienen encomendadas.

Estanqueidad a los gases

La estanqueidad a los gases debe estar asegurada fundamentalmente por el segmento de fuego. Hay que garantizar una adecuada estanqueidad entre cilindro y segmento y también entre el segmento y su alojamiento en el pistón.

Para cumplir la primera condición es necesario que exista contacto entre segmento-cilindro a lo largo de toda la periferia, lo que se consigue por la tensión radial debido a la carga de cierre inherente a los segmentos, incrementada por la presión de los gases que actúa por su parte interior, como se aprecia en el esquema de fuerzas que actúan sobre el segmento de compresión (Figura 27.34).

Respecto a la segunda condición, se consigue mayor estanqueidad disminuyendo el juego entre el segmento y su alojamiento en el pistón y reduciendo el juego entre los extremos del segmento, realizándose el cierre mediante la presión de los gases y las fuerzas de inercia a las que se ve sometido el segmento.

Estanqueidad al aceite

El paso del aceite a la cámara de combustión presenta problemas económicos, de mantenimiento, de generación de emisiones de escape y además puede provocar: la formación de depósitos carbonosos que facilitan el autoencendido, el engrase de bujías y la pérdida de estanqueidad en el cierre de las válvulas. Para evitar estos efectos indeseables es necesario que los segmentos de compresión contribuyan en la eliminación del aceite. También con la reducción del juego entre el segmento y la garganta se reduce al mínimo el bombeo de aceite que genera el movimiento relativo entre el segmento y el pistón.

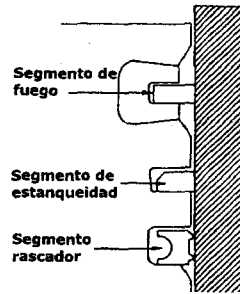


Figura 27.33 Tipo y disposición de los segmentos en el pistón.

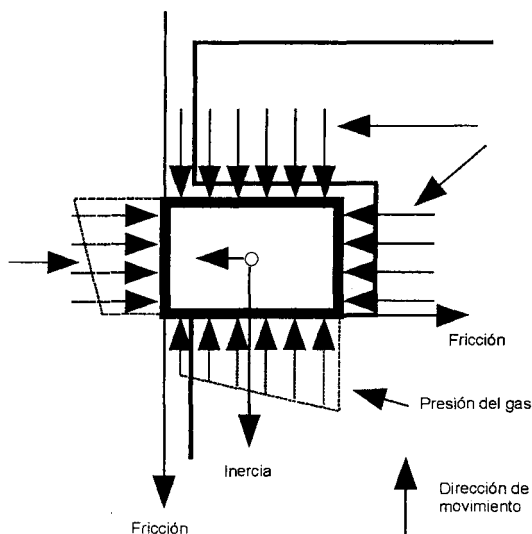


Figura 27.34 Esquema de fuerzas que actúan en el segmento de compresión.

Evacuación de calor

La cantidad de calor evacuado por unidad de tiempo depende de:

- El gradiente de temperaturas entre cilindro y pistón. Si este gradiente es muy elevado, la temperatura de funcionamiento del pistón también lo será, así como la del segmento, lo que puede crear problemas de engomado en el mismo.
- La superficie de contacto entre la garganta y el segmento. Esta es una razón para disminuir el juego entre el segmento y su alojamiento en el pistón.
- La superficie de contacto entre el segmento y el cilindro. Esta es una razón que aboga por el aumento de la sección del segmento, que tiene como contrapartida más grave la disminución de presión que el segmento ejerce sobre el cilindro. La superficie de contacto debe ser especialmente importante en el segmento de fuego.

Formas constructivas de los segmentos de estanqueidad

Para cumplir las funciones que tienen encomendadas estos segmentos, las soluciones geométricas que se adoptan son las que se muestran en la Figura 27.35.

- *Segmento rectangular:* Se utilizan como segmentos de fuego, puesto que la superficie de contacto con el cilindro es elevada, lo que facilita la estanqueidad y la evacuación del calor. Sin embargo, presentan el inconveniente de un mal asentamiento con las paredes del cilindro.
- *Segmento con chaflán interior:* El corte o escalón provoca un desequilibrio de las tensiones que actúan sobre el segmento, lo que hace que se tuerza ligeramente y adopte una posición de cuña respecto del cilindro durante las carreras descendentes (Figura 27.36); esto le permite contribuir en el rascado del aceite del cilindro durante la carrera de admisión. En las carreras de compresión y escape el segmento tiende a deslizar por encima de la película de aceite, con lo que no bombea aceite hacia la cámara de combustión. Finalmente, en la carrera de expansión la presión de los gases hace que desaparezca su ligera torsión, y el con-

tacto entre el segmento y el cilindro se efectúa a lo largo de una mayor superficie. No se suelen emplear como segmentos de fuego, debido a que la superficie de contacto con el cilindro es reducida, y por tanto la capacidad para transmitir calor es también baja.

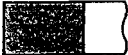




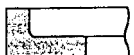
Tipo de segmento	Forma geométrica
Rectangular	
Con chaflán interior	
De uña	
Cónico exterior	
Trapezoidal	
En L	

Figura 27.35 Geometrías de la sección transversal de los segmentos de estanqueidad

- *Segmento de uña*: Su funcionamiento es análogo al de los segmentos de chaflán interior. Generalmente se coloca como segundo segmento de compresión.
- *Segmento cónico exterior*: Se monta con su base mayor en la parte inferior, siendo su funcionamiento muy semejante a los segmentos con chaflán interior. Debido a su pequeña superficie de contacto se adaptan muy rápido al cilindro durante el período de rodaje.
- *Segmento trapezoidal*: es un segmento complejo de mecanizar. Se utilizan cuando hay tendencia al engomado debido a la oxidación del aceite en la ranura, por su capacidad para eliminar los residuos asfálticos y carbonosos. También se aplica como segmento de fuego en pistones sometidos a elevada carga térmica.
- *Segmento en L*: Se utiliza como segmento de fuego, pues reaccionan rápidamente a la presión de los gases garantizando un buen cierre. Están situados en el borde superior del pistón, y tienen la ventaja de ser segmentos muy seguros contra las vibraciones. Se utilizan mayoritariamente en MEP de dos tiempos.

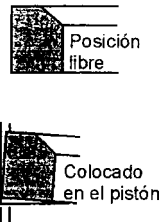


Figura 27.36 Posición adoptada por el segmento con chaflán interior en estado libre y dentro de la ranura del pistón durante las carreras de admisión, compresión y escape.

Todos los segmentos que presentan una arista viva de contacto con el cilindro facilitan el rodaje, pues al ser la superficie de contacto muy reducida se desgastan rápidamente, llegando-se a un contacto segmento-cilindro a lo largo de toda la periferia.

Segmentos rascadores

Pueden ser o bien de una sola pieza fundida o bien de varias piezas. Se distinguen de los anteriores por llevar orificios o ranuras para evacuar el aceite.

La Figura 27.37 recoge las configuraciones geométricas más utilizadas en los segmentos rascadores de aceite, que son:

- *Segmento con chaflanes exteriores*: es un anillo con ranura en el centro y con las superficies de contacto biseladas para aumentar la presión en los bordes que rozan con el cilindro. La zona de contacto generalmente está cromada.
- *Segmentos de doble rail*: Están formados por tres piezas, garantizándose el cierre de los raíles contra el alojamiento del pistón y contra las paredes del cilindro por un tensor. Se fabrican de chapa de acero estampada y son utilizados fundamentalmente por los fabricantes americanos.
- *Segmentos con expansor*: En estos segmentos la presión contra el cilindro viene favorecida por un muelle. Las dos superficies de contacto tienen forma troncocónica o de uña para facilitar el rascado del aceite, y en muchos casos estas superficies se encuentran cromadas para alargar la vida del segmento.






Tipo de segmento	Forma geométrica
Con chaflanes exteriores opuestos	
Con chaflanes exteriores paralelos	
Con doble rail	
Con resorte expansor de lámina	
Con resorte expansor tubular	

Figura 27.37 Geometrías de la sección transversal de los segmentos rascadores.

Proporciones geométricas.

La altura del segmento debe estar comprendida en un intervalo que abarca aproximadamente $(0,02-0,04)D$. Si la altura aumenta excesivamente, la presión sobre la pared del cilindro disminuye, aumentando el peligro de pérdida de estanqueidad. En cambio, cuando la altura es mucho menor, debido al incremento de presión, crece el desgaste.

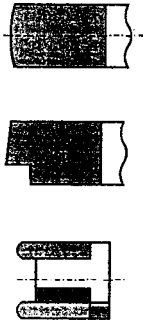
La sección del segmento es aproximadamente cuadrada, por lo que el espesor del segmento viene a ser del mismo orden de magnitud que la altura.

Con relación a los juegos se puede decir que el juego entre los extremos no debe ser excesivo para evitar fuga de gases, sin embargo hay que garantizar que los extremos no se toquen en ningún caso. Respecto de los juegos en la garganta, también hay que buscar un compromiso

que por una parte evite el engomado y gripado debido a los juegos pequeños y por otra el golpeteo contra el pistón y el bombeo de aceite como consecuencia de los juegos elevados.

En la Figura 27.38 se muestran a modo orientativo las combinaciones de segmentos generalmente utilizados en motores utilizados en automoción.

Motores MEP



Motores MEC

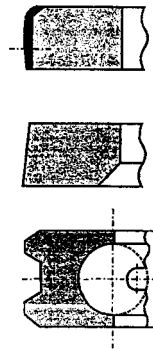


Figura 27.38 Combinaciones típicas de segmentos en motores de automoción.

Presión radial de los segmentos

Antiguamente, los segmentos se diseñaban de tal forma que la presión superficial de los mismos era constante. Sin embargo con el aumento de las velocidades de rotación de los motores empezaron a aparecer problemas de vibraciones en los aros.

Este movimiento vibratorio provocado por el ciclo alternativo de las fuerzas tanto de inercia como de los gases, puede producirse en sentido axial o radial.

Para controlar las vibraciones, los segmentos se fabrican con presión radial variable. Existen dos tipos fundamentales de segmentos con estas características, los segmentos con diagrama de presión radial en forma de pera y los de diagrama en forma de manzana (Figura 27.39).

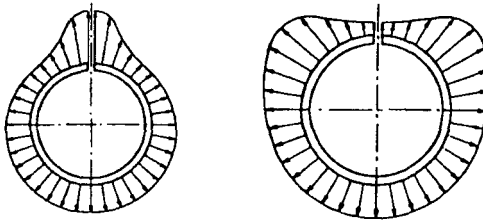


Figura 27.39 Distribución de presiones en los segmentos. Izquierda: diagrama de pera. Derecha: diagrama de manzana.

- *Segmentos con tensión radial distribuida en forma de pera:* la presión radial de estos aros es mayor en los extremos de cierre, y como el movimiento vibratorio empieza por lo general en este punto, se consigue de esta forma aumentar el régimen de giro para el cual el segmento entra en resonancia. Esta solución es muy utilizada en motores 4T y no se reco-

mienda para motores 2T, ya que al pasar el extremo del aro junto a las lumbreras se engancharían en estas como consecuencia de su elevada presión y podría producirse su rotura.

- *Segmentos con tensión radial distribuida en forma de manzana*: son los apropiados para motores 2T porque la presión radial mayor se desplaza hacia los cuadrantes situados a derecha e izquierda de la abertura del segmento, tal y como aparece representado en la Figura 27.39, derecha.

Materiales de los segmentos

En general se emplean fundiciones especiales con composiciones del tipo 3.5% C, 1.5~4.5% Si, 0.6% Mn, 0.3~0.99% P, que en ocasiones llevan otros metales como Cr, Mo, Ti, Va, etc., aleados. Es importante que el material sea homogéneo para garantizar una presión uniforme sobre las paredes del cilindro.

Para evitar desgastes en el segmento pueden emplearse revestimientos superficiales como por ejemplo el cromado, que aumenta apreciablemente la dureza superficial del mismo. El problema del segmento cromado es que por su propia dureza superficial tiene un período de rodaje más largo. Sin embargo, como ya se ha indicado al estudiar los cilindros, presenta la ventaja de disminuir el coeficiente de rozamiento y eliminar las microsoldaduras o gripado. Su empleo está muy extendido fundamentalmente en el segmento de fuego. Otro tratamiento superficial también empleado es el revestimiento con molibdeno.

Bulón.

La misión del bulón es facilitar la transmisión de esfuerzos entre el pistón y la biela debidos a la presión de los gases y a las fuerzas de inercia originadas por la masa de los elementos con movimiento alternativo.

Fijación del bulón

Existen tres formas de fijación del bulón:

- Bulón fijo a la biela y flotante en el pistón.
- Bulón fijo al pistón y flotante en la biela.
- Bulón flotante en biela y en pistón.

El sistema de fijación a la biela puede ser por interferencia o por tomillo. Con esta solución no se requiere de cojinete en pie de biela, reduciéndose así el riesgo de alteración del paralelismo entre pie y cabeza de biela por holguras en los cojinetes. Otra ventaja de este sistema es que el diámetro del bulón y la superficie de apoyo en la biela pueden ser menores.

El sistema flotante requiere del montaje de un cojinete de fricción en el pie de biela con la consiguiente necesidad de lubricación de las superficies de contacto. Esta solución origina mayor ruido en su funcionamiento en frío. Cuando el conjunto se calienta mejora el ajuste entre bulón y cojinete del pie de biela debido a que los materiales utilizados en ambos elementos tienen diferente coeficiente de dilatación. Generalmente se utiliza acero para el bulón y bronce para el cojinete.

El bulón flotante está muy generalizado en todos los tipos de motor debido a su facilidad de montaje, ya que se evita tener que calentar el pie de biela.

Con esta solución de montaje, para evitar el movimiento axial del bulón, se coloca un anillo elástico de seguridad en cada extremo del agujero de su alojamiento en el pistón. En la Figura 27.40 se muestra el acoplamiento pistón - biela con bulón flotante con anillos de seguridad limitadores de movimiento axial.

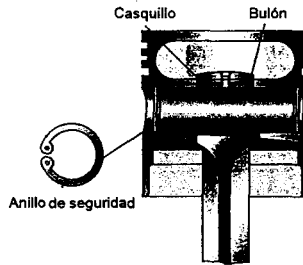


Figura 27.40 Bulón flotante con anillos elásticos limitadores de movimiento axial.

Las dimensiones del bulón influyen notablemente en la altura del pistón y su masa y también en las dimensiones y masa del pie de biela, lo cual repercute en las fuerzas de inercia de todo el conjunto de piezas con movimiento alternativo. Al diseñar el bulón se deben tener en consideración los esfuerzos de flexión y cizallamiento a los que estará sometido de forma cíclica, y la capacidad para soportar estos esfuerzos depende de las dimensiones fundamentales del bulón y del material elegido para su fabricación. Otros aspectos muy importantes a tener en cuenta es el tratamiento de la superficie exterior para incrementar su resistencia al desgaste en las zonas de contacto con el pistón y la biela.

Actualmente, el dimensionado final del bulón se realiza mediante cálculo tridimensional de Elementos Finitos, pero en la etapa inicial de diseño el dimensionado del bulón se establece en función del diámetro del cilindro. En Tabla 27.6 se presentan los valores de diámetro exterior y de espesor de la pared del bulón en función del diámetro del pistón utilizando la nomenclatura de la Figura 27.41.

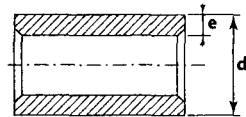


Figura 27.41 Dimensiones básicas de diseños del bulón.

Tabla 27.6 Dimensiones relativas típicas del bulón flotante.

Tipo de motor	Diámetro (d)	Espesor (e)
MEP 2T	$(0,20 - 0,25)D$	$(0,020 - 0,030)D$
MEP 4T	$(0,20 - 0,26)D$	$(0,030 - 0,045)D$
MEC	$(0,32 - 0,36)D$	$(0,080 - 0,085)D$
MEC sobrealimentado	$(0,38 - 0,40)D$	$(0,095 - 0,110)D$

Materiales del bulón

Las características que debe cumplir un material para su empleo en la fabricación de un bulón son: una elevada capacidad de carga y unas buenas cualidades para trabajar a fricción. Suelen emplearse aceros de cementación o bien aceros al cromo-níquel de cementación. También se emplean aceros al carbono con temple superficial por alta frecuencia.

27.3.2 La biela

La biela tiene por misión transmitir los esfuerzos generados por los gases sobre el pistón hacia las manivelas del cigüeñal y viceversa. No obstante la biela está sometida a otros esfuerzos mecánicos, y debe ser capaz de resistirlos sin deterioro ni deformación.

El diseño de una biela debe centrarse en conseguir la máxima rigidez con la mínima masa, para de esta forma disminuir las fuerzas de inercia. En la biela se distinguen tres zonas atendiendo a su función estructural. En la Figura 27.42 se identifican dichas partes, denominadas:

- Pie de biela: es la zona de la biela vinculada al pistón a través del bulón.
- Cabeza de biela: es la zona de la biela que se une a la muñequilla del cigüeñal. Para facilitar su montaje se construye en dos partes quedando una solidaria al cuerpo y la otra desmontable llamada sombrerete o tapa, la cual se une mediante tornillos.
- Cuerpo de la biela: une la cabeza y el pie transmitiendo las cargas recibidas desde el pistón o desde el cigüeñal.

Las dimensiones que caracterizan el diseño de la biela son las siguientes: la distancia entre los ejes de cabeza y pie, el diámetro, anchura y espesor del pie, el diámetro, anchura y espesor de la cabeza y el espesor del cuerpo y forma geométrica del cuerpo.

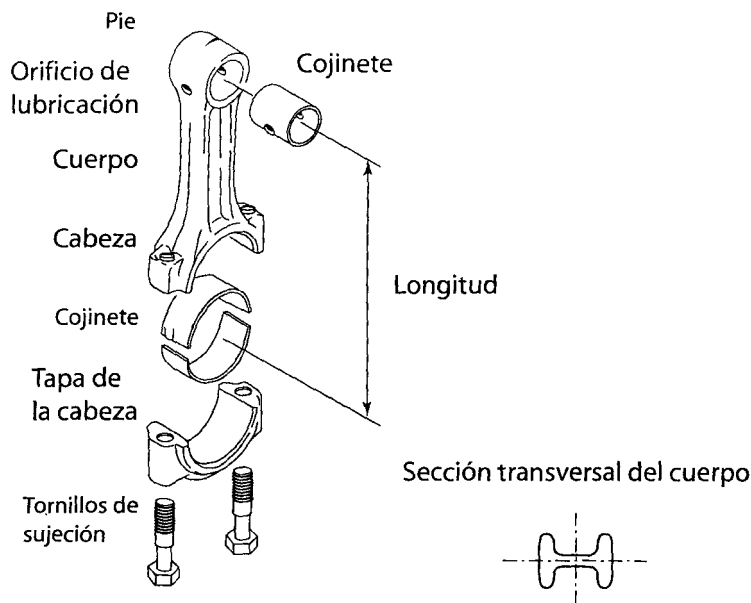


Figura 27.42 Partes y dimensiones fundamentales de la biela.

De todas estas dimensiones la que más influye sobre las características del motor es la longitud de la biela (L), definida como la distancia entre ejes del pie y la cabeza. Este parámetro geométrico repercute en la cinemática y dinámica del mecanismo biela-manivela, aspecto que ha sido tratado en el capítulo 26.

Al aumentar la longitud de la biela se incrementa su masa, pero dicho cambio no es debido únicamente a que ésta sea más o menos larga. Como la biela trabaja a compresión, al aumentar

la distancia entre ejes aumenta su esbeltez y por tanto disminuye su resistencia al pandeo, siendo necesario aumentar también su sección transversal, con lo que su peso crece en una proporción mayor.

Para una carrera determinada, la distancia entre el eje del cigüeñal y el plano superior del bloque de cilindros depende de la distancia entre ejes de la biela, por lo que un incremento en la longitud de la biela supone un aumento del tamaño y peso del motor.

Pie de biela

Como se explicó al hablar del bulón existen dos montajes posibles: bulón fijo y bulón flotante.

El montaje fijo puede materializarse, o bien por medio de tornillos o bien con un montaje con interferencia entre bulón y biela. La ventaja más importante de este tipo de montaje es la eliminación de ruido, a la vez que se limitan las posibles desalineaciones producidas por la holgura entre biela y bulón del montaje flotante.

En el caso de bulón flotante, este se desliza en el interior del pie de biela. Si se adopta esta solución hay que montar un cojinete por interferencia y garantizar el engrase adecuado de la superficie interior del mismo. El cojinete suele ser una fina lámina de acero recubierta con una película de bronce de 0,05 a 0,06 mm de espesor. Cuando la biela se calienta la interferencia aumenta debido a los diferentes coeficientes de dilatación del bronce y del acero. El lubricante puede llegar hasta este cojinete de dos formas. Una consiste en que el aceite que proviene del rascado de los segmentos del pistón caiga por gravedad a través de un taladro practicado en la parte superior de la biela. El otro método es enviar aceite a presión a través de un canal practicado en el cuerpo de la biela, que canaliza el aceite que proviene de los conductos de lubricación del cigüeñal (Figura 27.43).

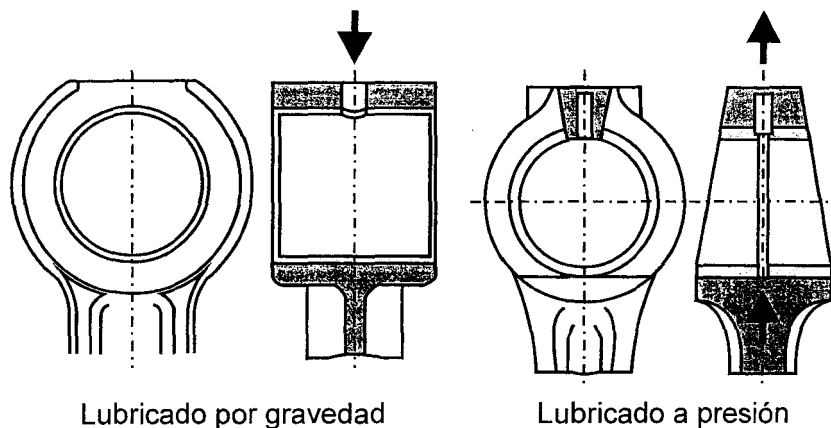


Figura 27.43 Métodos de lubricación del pie de biela.

La forma geométrica que se elija para el pie de biela puede tener incidencia en la masa oscilante con movimiento alternativo (pistón, bulón y pie de biela). En la Figura 27.44 se muestra una comparativa entre las geometrías trapezoidal y paralela del pie de biela y su repercusión en el peso final del conjunto, donde se aprecia una notable reducción de masa en el pie de biela y el bulón al utilizar la geometría trapezoidal.

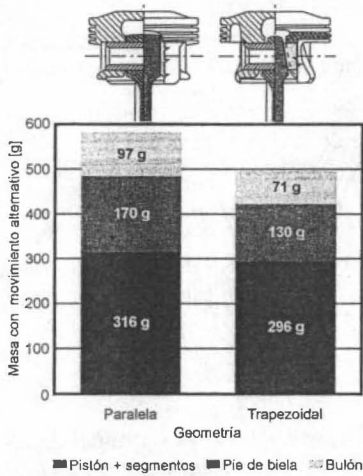


Figura 27.44 Efecto de la geometría del pie de biela sobre la masa en movimiento alternativo

Para elevar la resistencia mecánica del pie de biela, aumentado su rigidez y reduciendo la concentración de tensiones, se siguen los siguientes criterios en el diseño:

- Incremento del radio de transición (ρ) (ver Figura 27.45) desde el cuerpo hacia el exterior del pie reduciendo el entallado transversal del cuello de la biela.
- Reducción del voladizo del pie en la dirección axial del bulón. Para conseguirlo se dispone la doble T del cuerpo en esa dirección y en algunos diseños se emplean tres nervios.
- El agujero para el bulón se ubica desplazado hacia arriba con una excentricidad e_1 , con lo que se consigue un mayor espesor en el cuello que es la zona más crítica. También la transición en forma de arco por la parte interior contribuye a reducir la concentración de tensiones.

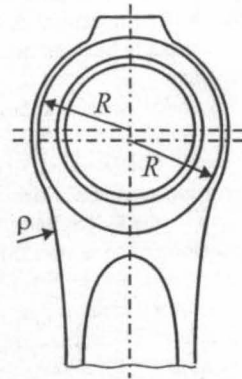


Figura 27.45 Dimensiones básicas de diseño del pie de biela.

Cuerpo de la biela

La sección del cuerpo de la biela debe seleccionarse teniendo en cuenta su capacidad para evitar el pandeo. La sección más habitual es la doble T porque tiene gran rigidez con una masa relativamente pequeña. En los MEC de 2T de gran cilindrada es más común el uso de bielas con cuerpo de sección circular, pues posee mayor rigidez y, aunque su masa es elevada, este aspecto no es crítico en estos motores generalmente lentos.

Las variaciones bruscas de sección son indeseables en la biela porque producen puntos de acumulación de tensiones. Así, la unión entre del cuerpo con la cabeza y con el pie debe ser progresiva utilizando los mayores radios de acuerdo posibles.

Cabeza de biela

Con respecto a la cabeza de biela se puede decir que:

- Las dimensiones están fijadas por la carga en los cojinetes.
- Las dimensiones exteriores definen la mandolina, que se debe tener en cuenta al diseñar las paredes del cárter y la longitud de los cilindros.

Normalmente la cabeza de biela es partida para poder realizar el montaje sobre el cigüeñal, con lo que se evita que éste sea de varias piezas. El plano de unión de la biela y la tapa de biela es normalmente perpendicular al eje de la biela. En algunas ocasiones, este plano no es perpendicular para reducir el tamaño de la mandolina, y poder extraer el conjunto pistón-biela por el cilindro y facilitar la tarea de montaje y desmontaje, puesto que no hay que desmontar el cigüeñal (Figura 27.46 derecha). El inconveniente de este montaje es que genera esfuerzos cortantes, lo que va en detrimento de los cojinetes. Para mejorar la resistencia a los esfuerzos de cizallamiento, la superficie de unión entre la cabeza y su tapa se fabrica con estrías cónicas.

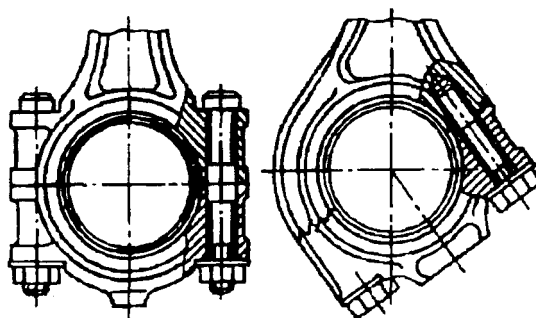


Figura 27.46 Soluciones constructivas de la cabeza de biela.

Para realizar el mecanizado de la cabeza de la biela se aplican dos métodos. El más generalizado es el corte con sierra, rectificando de las superficies y por último con la cabeza ensamblada se rectifica el agujero para alojar el cojinete. El otro método consiste en fracturar la cabeza de biela con esfuerzos de tracción. Este método se puede utilizar cuando el material de la biela posee un valor de resistencia a la tracción del orden del doble al correspondiente de resistencia a la fluencia. Con estos valores es posible producir el corte sin que se produzcan deformaciones significativas de las partes.

En la Figura 27.47 se muestra un esquema del proceso. En primer lugar, se marca la línea de corte realizando una muesca o fisura mediante laser en la parte interior de la cabeza. Posteriormente, se introduce a elevada velocidad una cuña que origina una elevada tensión provocando la propagación radial de la fisura hacia la zona exterior. Las superficies en la zona fracturada suelen tener una rugosidad inferior a $30 \mu\text{m}$, una vez que se ha realizado el corte por tracción. Al romperse la cabeza las superficies quedan mecánicamente hermanadas por sus irregularidades y no es necesario utilizar elementos guías para garantizar la alineación de ambas piezas.

Este método reduce el número de operaciones de mecanizado respecto del método convencional por lo que resulta más económica su aplicación.

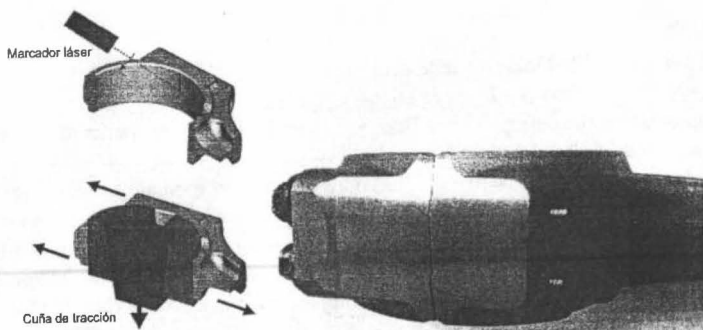


Figura 27.47 Esquema del proceso de fractura por tracción. Derecha: cabeza de biela con corte de fractura por tracción.

Fijación de la tapa de la cabeza de biela

La fijación de la tapa se realiza con tornillos de expansión. Estos pernos están sometidos principalmente a cargas de tracción originadas por las fuerzas de inercia de las partes con movimiento alternativo y por la fuerza centrífuga de la masa rotativa de la biela. Teniendo en cuenta la magnitud de estas cargas, los pernos de sujeción se diseñan con una geometría caracterizada por tres zonas de diferente diámetro acorde con su función.

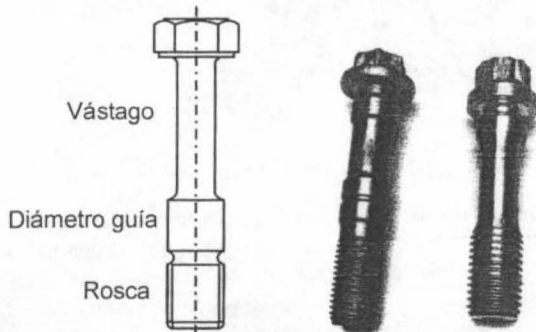


Figura 27.48 Estructura de los pernos de fijación de la tapa de biela.

En la Figura 27.48 se pueden observar dos diseños diferentes de tornillos, pero ambos tienen en común una zona roscada, generalmente con paso de hilo fino, un núcleo de centrado de mayor diámetro y un vástago entallado de menor diámetro que el filete de la rosca. El uso de un vástago largo ofrece una mayor flexibilidad a los tornillos, y contribuye a descargar la zona pretensada de la rosca.

Tipos de biela

La estructura de la biela adopta diferente configuración en función de la disposición de los cilindros. En los apartados anteriores se han descrito las bielas sencillas utilizadas en motores en línea y también en V con disposición de bielas en serie, pero en el resto de configuraciones de motor la geometría de la cabeza de biela es diferente. En la Figura 27.49 se pueden apreciar

diferentes tipos de bielas utilizadas para las disposiciones de cilindros en V y radial, y en la Figura 27.50 se presentan las bielas para motores de 2T de pequeña y de gran cilindrada.

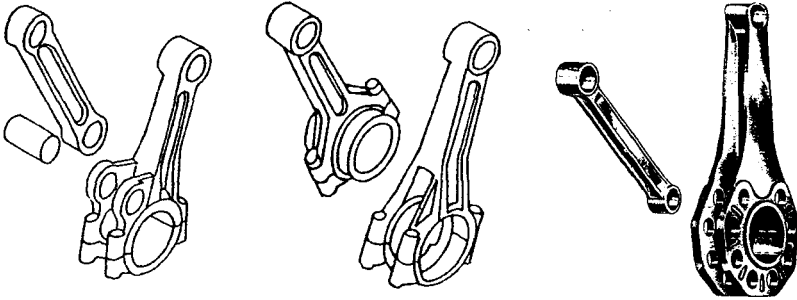
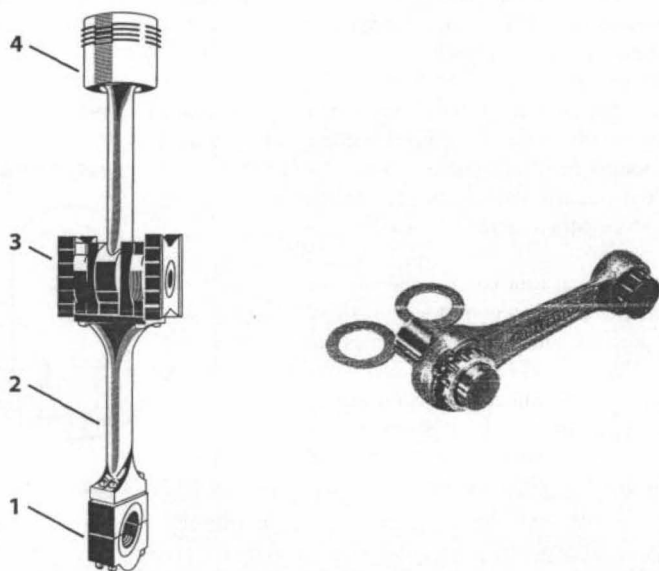


Figura 27.49 Diferentes tipos de bielas para motores en V y radial. Izquierda: biela maestra y bieleta. Centro: biela de horquilla. Derecha: biela maestra y bieleta de motor radial.

- **Montaje de biela maestra y bieleta:** con este montaje se emplea un cojinete para la cabeza de biela y otro para la bieleta. El eje que une la biela y la bieleta no presenta grandes problemas, pues recibe los mismos esfuerzos que el bulón. El inconveniente de este montaje es que la carrera de ambos cilindros es distinta.
- **Montaje en horquilla:** en este montaje, la cabeza de la biela principal está constituida por una horquilla. En la parte central de dicha horquilla se aloja la otra biela. Normalmente el cojinete es solidario a la biela en horquilla, mientras que la otra biela desliza sobre la parte exterior del cojinete.
- **Montaje de dos bielas gemelas sobre la misma muñequilla:** este es el tipo de montaje más empleado en los motores en V. Presenta la ventaja de que el proceso de fabricación es más racional al ser ambas bielas iguales, a la vez que la cinemática de los dos cilindros de la V coincide. Como inconvenientes tiene el que los ejes de los cilindros de la V deben estar desplazados, con lo que la longitud total del motor aumenta levemente y aparecen momentos flectores adicionales en las muñequillas.
- **Bielas para motor radial o en estrella:** la construcción típica de los motores en estrella es con una biela maestra y bieletas para cada uno de los demás cilindros. Esta construcción ha sido muy empleada en los motores de émbolo de aviación.
- **Bielas para motores de 2T de pequeña cilindrada:** en los motores de 2 tiempos (2T), la biela trabaja prácticamente siempre a compresión, ya que los máximos esfuerzos de tracción son debidos a las fuerzas de inercia en el punto muerto superior, existiendo en este punto un fuerte esfuerzo de compresión debido a la alta presión de los gases generada por el proceso de combustión. Este hecho posibilita el que tanto el pie como la cabeza de biela puedan tener un espesor muy reducido.

Por otro lado, si el barrido es por cárter, situación normal en los 2T pequeños, la lubricación se realiza por mezcla, por lo que es ineludible montar rodamientos en lugar de cojinetes tanto en el pie como en la cabeza de biela, lo que condiciona el hecho de que la biela tenga que ser de una sola pieza para servir de pista a los rodillos. Al ser la biela de una sola pieza, el cigüeñal debe ser partido, montándose las diferentes piezas por interferencia en caliente.

- *Bielas para motores de 2T de gran cilindrada:* En los motores muy grandes, los esfuerzos laterales debidos a la oblicuidad de la biela son de tal magnitud que los pistones sufrirían fuertes tensiones si tuvieran que absorberlos. Para solucionar este problema se montan crucetas con patines especialmente preparados para soportar estos esfuerzos laterales (Figura 27.50).



1. Cabeza. 2. Cuerpo de biela de sección cilíndrica. 3. Patín deslizante. 4. Pistón con vástago

Figura 27.50 Izquierda: biela con patín de cruceta para MEC de 2T de gran cilindrada. Derecha: biela con cojinetes de aguja para MEP de 2T de pequeña cilindrada.

Materiales

Los materiales utilizados en la construcción de la biela son:

- Aceros al carbono. Una composición habitual de acero al carbono es 0.35% C y 0.60% Mn.
- Aceros especiales. Los aceros especiales se emplean sobre todo en motores rápidos para dar más ligereza al conjunto. Son en general aceros al cromo-níquel.
- Aleaciones de titanio y aluminio. Son aleaciones ligeras de baja densidad (< 4,5 g/cc). Su coste es elevado, por lo que sólo se ha utilizado en motores de competición y en motores de aplicación aeronáutica.
- Fundición de grafito esferoidal. La fundición de grafito esferoidal es muy empleada por sus buenas características mecánicas y su bajo precio.

Tabla 27.7 Propiedades mecánicas de los materiales utilizados en las bielas.

Material	Módulo de Young (MPa)	Límite de fatiga (MPa)	Límite de fluencia (MPa)	Límite de tracción (MPa)	ρ (g/cm ³)
Fundición	170 000	200	410	750	7,20
Acero al carbono	210 000	320	550	900	7,85
Acero aleado (Cr/Mo)	210 000	480	800	1050	7,85
Aleación Ti-Al	128 000	225	1000	1080	4,50

27.3.3 El cigüeñal

El cigüeñal es el encargado, a través de la biela, de transformar el movimiento alternativo de los pistones en un movimiento rotativo que suministre el par útil de tracción del motor.

Esencialmente, un cigüeñal es un árbol acodado con los codos decalados entre sí un cierto ángulo, que depende fundamentalmente de aspectos como el tipo de ciclo de trabajo (2T ó 4T), el número de cilindros y la disposición de los mismos. Atendiendo a su montaje en la bancada, se puede considerar al cigüeñal como una viga apoyada en diferentes puntos sometida a esfuerzos de flexión y torsión alternados. Las partes fundamentales del cigüeñal son:

- Las muñequillas, que son los gorriones sobre los que se articulan las bielas.
- Los apoyos, que son los gorriones donde se sustenta el cigüeñal a la bancada.
- Los brazos, que unen las muñequillas con los apoyos conformando las manivelas.
- Los contrapesos, colocados en posición opuesta a las manivelas.

En los extremos del cigüeñal se acoplan el volante de inercia a un lado y los elementos de transmisión de potencia para la distribución y los sistemas auxiliares al otro. En la Figura 27.51 se muestra un cigüeñal indicándose las partes que lo integran.

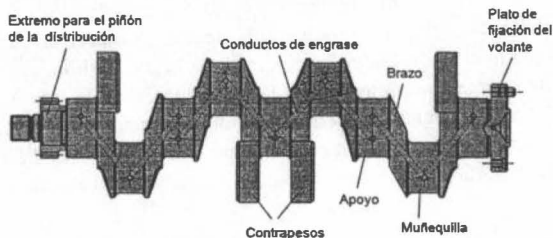


Figura 27.51 Partes del cigüeñal de un motor de 4 cilindros en línea.

Análisis de la geometría del cigüeñal

En las primeras fases de diseño del motor se definen el diámetro de los cilindros y la separación entre ellos y, en consecuencia, la longitud del cigüeñal queda prácticamente definida también. Lo mismo ocurre con el radio de la manivela, que debe ser igual a la mitad de la carrera del pistón también definida en la etapa inicial. Partiendo de estas premisas, las dimensiones básicas a determinar en la fase de cálculo de resistencia estructural del cigüeñal son:

- El diámetro y la longitud de la muñequilla.
- El diámetro, la longitud y número de apoyos.
- El recubrimiento o solape entre del diámetro de la muñequilla y el diámetro del apoyo (Ver Figura 27.52).

Se dice que el recubrimiento es positivo cuando el radio de la muñequilla más el radio del apoyo es mayor que el radio de la manivela. El recubrimiento da una idea de la rigidez del cigüeñal, de tal forma que a mayor recubrimiento más rigidez tendrá el árbol.

Muñequilla del cigüeñal

Tanto el diámetro como la longitud de la muñequilla vienen determinados por los cojinetes pero es necesario en cualquier caso comprobar si la geometría del cigüeñal es capaz de resistir los esfuerzos a los que estará sometida.

La unión entre la muñequilla y el brazo debe hacerse con radios de acuerdo amplios para evitar concentraciones de tensión en estos puntos.

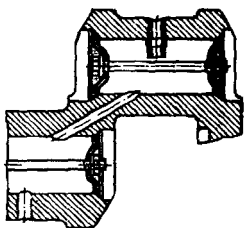


Figura 27.53 Detalle interior de las muñequillas del cigüeñal.

El punto por donde desemboca el aceite en la muñequilla deberá colocarse en la zona de menores presiones específicas según el diagrama polar de cargas de la muñequilla.

El aumento del diámetro de la muñequilla así como la disminución de la longitud de la misma, hacen que el cigüeñal sea más rígido. Sin embargo, una reducción importante de la longitud del cojinete conduce a una excesiva presión en el mismo. Por otro lado el diámetro no puede ser aumentado de forma importante, ya que las velocidades relativas resultantes serían excesivas.

Apoyos del cigüeñal

El cálculo de los apoyos del cigüeñal se efectúa de una forma análoga al cálculo de las muñequillas. En general, el diámetro de los apoyos suele ser mayor que el diámetro de las muñequillas, por existir menos problemas de espacio. En este caso, el factor preponderante suele ser la velocidad de deslizamiento, que no debe superar como máximo los 18-20 m/s.

La unión del apoyo con el brazo también debe hacerse mediante radios de acuerdo adecuados, pero en general estos puntos son menos críticos que los de unión entre el brazo y la muñequilla.

El apoyo del lado del volante de inercia suele denominarse primer apoyo, y es más ancho que los demás, puesto que debe resistir el peso del volante que está en voladizo. El aumento del número de apoyos da rigidez al cigüeñal.

El cigüeñal debe poseer un cojinete de empuje axial, así como los anillos de cierre necesarios para evitar las fugas de aceite por los extremos.

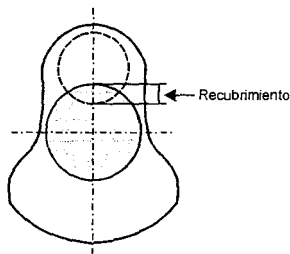


Figura 27.52 Sección transversal del cigüeñal: detalle del recubrimiento.

Es práctica habitual utilizar muñequillas huecas (Figura 27.53), pues esta disposición no disminuye la resistencia del cigüeñal, sino que por el contrario puede llegar a reducir la concentración de tensiones. Por otra parte, disminuye la masa en rotación que hay que equilibrar con los contrapesos.

En cuanto a los taladros interiores para la circulación del aceite y posterior distribución a las muñequillas, deben estar situados en zonas donde no provoquen un deterioro apreciable de la resistencia mecánica del cigüeñal.

Los MEP emplean cigüeñales con apoyos junto a cada cilindro o bien alternados debido a las bajas presiones de combustión. Los MEC suelen tener apoyos junto a cada cilindro debido a los altos picos de presión de los gases debido a la combustión, excepción hecha de los motores en V donde se suelen emplear bielas gemelas. Hay que tener en cuenta que aparte de las consideraciones hechas, el aumento del número de apoyos encarece el cigüeñal y aumenta las pérdidas mecánicas, pero este inconveniente no ha limitado el uso de esta solución porque la tendencia actual es fabricar el cigüeñal totalmente apoyado, esto significa que cada muñequilla de manivela tiene apoyos a ambos lados.

Brazos y contrapesos

La forma y disposición de brazos y contrapesos depende fundamentalmente del proceso empleado para la fabricación. En general puede afirmarse que:

Los contrapesos equilibran como máximo del 50 al 60% de las masas rotativas.

En el caso de cigüeñales fundidos los brazos pueden ser huecos para aligerar el peso del conjunto.

Cuando el cigüeñal está completamente mecanizado suelen emplearse contrapesos postizos. Esta es una práctica habitual en cigüeñales estampados (Figura 27.54). Existe una clara tendencia a aumentar el número de contrapesos, para absorber los esfuerzos en los sitios en que se producen. De esta forma puede aligerarse el volante, dado que los propios contrapesos ejercen la función de volantes de inercia.

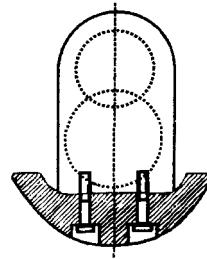


Figura 27.54 Contrapesos postizos del cigüeñal.

Consideraciones generales de diseño.

Las dimensiones principales de un cigüeñal referidas al diámetro del cilindro y a la carrera vienen fijadas por una parte por consideraciones de resistencia de materiales, pero por otra parte por consideraciones prácticas de fabricación. La necesidad de aumentar la resistencia y la rigidez ha ido aumentando a medida que aumentaban las presiones medias efectivas y las velocidades lineales medias de los pistones. Sin embargo resulta notable que los parámetros generales de diseño se mantienen prácticamente independientes del número y posición de los cilindros. Las mejoras de diseño han sido en cambio muy considerables en los últimos años, lo que ha permitido mantener el tamaño del cigüeñal a pesar del aumento de la pme y del régimen de giro.

En la Tabla 27.8 se dan una serie de datos generales que pueden orientar la elección de las dimensiones del cigüeñal:

Tabla 27.8 Dimensiones relativas del cigüeñal.

Dimensiones	MEP	MEC
Diámetro de la muñequilla ($d_{m.b.}$)	$(0,55 - 0,65)D$	$(0,55 - 0,70)D$
Longitud de la muñequilla ($l_{m.b.}$)	$(0,45 - 0,60)d_{m.b.}$	$(0,50 - 0,65)d_{m.b.}$
Diámetro del apoyo de bancada (d_{apoyo})	$(0,60 - 0,70)D$	$(0,70 - 0,80)D$
Longitud del apoyo de bancada (l_{apoyo})	$(0,45 - 0,60)d_{apoyo}$	$(0,40 - 0,60)d_{apoyo}$

El solape de apoyo y muñequilla (recubrimiento) aumenta la rigidez y mejora la resistencia del cigüeñal siempre que no produzca concentración de tensiones.

El vaciado del apoyo y, sobre todo, el vaciado de la muñequilla favorecen la distribución de las líneas de fuerza y suele elevar la resistencia mecánica del cigüeñal.

En la zona de transición de las manivelas deben mecanizarse radios de acuerdo entre muñequillas y brazos, y entre apoyos y brazos (Figura 27.55a). Si además se hace más profunda la curvatura de transición, se consigue mayor reducción de las tensiones (Figura 27.55b). Estos radios de acuerdo por tanto elevan la resistencia mecánica del cigüeñal.

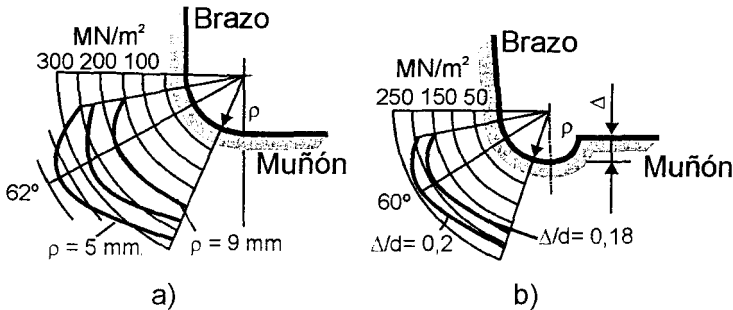


Figura 27.55 Concentración de tensiones en la transición del apoyo al brazo utilizando diferentes radios de acuerdo y profundidad de la curvatura en el cigüeñal de un motor MEP.

También el acabado de las superficies es importante para evitar la producción de grietas favorecidas por la rugosidad.

Siempre que sea posible hay que evitar todo tipo de chavetas y taladros en el cigüeñal, dado que su geometría siempre induce a concentración de tensiones.

Material

Los materiales usados en los cigüeñales están asociados a dos tipos de proceso de fabricación. Dado que el cigüeñal es una pieza de geometría relativamente complicada, la fundición es un método muy extendido para fabricarlo, mientras que el otro método utilizado es la forja. Por esto, los materiales suelen agruparse en atención a los siguientes tipos:

- Materiales fundidos:
 - Fundición gris con grafito esferoidal modificado con magnesio.
 - Fundición gris maleable de estructura perlítica.
 - Hierro fundido aleado con níquel y molibdeno.
- Materiales forjados:
 - Aceros al carbono.
 - Aceros aleados al Cr-Ni-Mo.

Si se comparan los cigüeñales fabricados por cada método se pueden atribuir las siguientes ventajas a los árboles de fundición:

- Son más económicos.
- Los materiales empleados tienen mejor comportamiento durante los procesos de acabado final, por ejemplo en el mecanizado de radios de acuerdo que incrementan la resistencia a la flexión.
- La baja densidad del hierro fundido nodular reduce el peso del árbol hasta un 10% respecto a los de acero de diseño equivalente.

- Se pueden fabricar los árboles con las muñequillas y apoyos huecos lo que contribuye a reducir el peso.

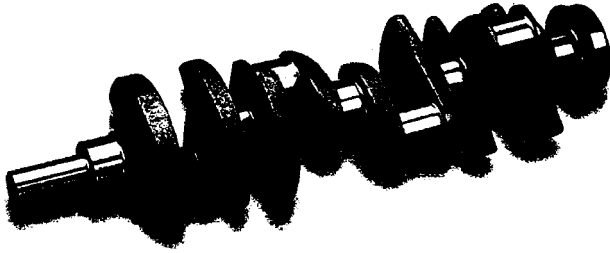


Figura 27.56 Cigüeñal fundido para MEC de 4 cilindros: cigüeñal macizo (peso ≈ 12 kg).

Como desventajas de los árboles fundidos frente a los forjados pueden citarse las siguientes:

- Tienen menor módulo de Young y en consecuencia son menos rígidos y presentan un peor comportamiento ante las vibraciones torsionales.
- Suelen presentar características menos favorables para evitar el desgaste de los cojinetes debido a los microporos presentes en la superficie.
- Tienen menor dureza y al aplicarle procesos térmicos de endurecimiento el incremento conseguido es bajo.

En la Tabla 27.9 se presentan las propiedades mecánicas de materiales de fundición y de forja utilizados en la fabricación de cigüeñales.

Tabla 27.9 Propiedades mecánicas de dos materiales muy utilizados en los cigüeñales.

Material	Límite de tracción (MPa)	Límite de elasticidad (MPa)	Módulo de Young (MPa)
Fundición gris con grafito esferoidal GJS-700-2	700	420	180
Acero aleado 38MnS 6	950	550	210

Atendiendo a los inconvenientes y ventajas citadas, los cigüeñales forjados tienen mayor aplicación en MEC porque se caracterizan por tener a bajo régimen de giro un elevado par, por lo que imponen mayor exigencia en cuanto a rigidez y comportamiento capacidad para soportar los esfuerzos oscilantes a bajas frecuencias vibraciones. En los motores MEP está más extendido el uso de cigüeñales fundidos.

En general, los cigüeñales se tratan térmicamente para endurecer las superficies de rozamiento pero con estos procesos pueden surgir tensiones térmicas que provocarían posteriores grietas por fatiga. Los tratamientos más utilizados son el temple por electroinducción y la nitruración. Con este último se consigue un mayor incremento de la resistencia a la fatiga y al desgaste, sin embargo es un proceso difícil de integrar en las líneas de producción a gran escala, por lo que muchos fabricantes han limitado su aplicación.

27.3.4 Cojinetes

Los elementos del mecanismo biela-manivela descritos con anterioridad se vinculan entre sí generalmente a través de cojinetes planos o de deslizamiento. La elección de este tipo de cojinete está justificada por su capacidad para soportar elevadas presiones específicas, impactos, la posibilidad de ser fabricado para un fácil montaje en piezas de geometría compleja y también su bajo coste. En su contra se puede señalar su elevado nivel de rozamiento y los requerimientos de lubricación que esto impone.

Cojinetes planos

Estos cojinetes se montan en el pie y la cabeza de la biela y en los apoyos del cigüeñal a la bancada. En la articulación del pistón con la biela suele colocarse un casquillo cilíndrico empotrado en el pie de biela, mientras que en la cabeza de biela y en los apoyos de bancada el cojinete utilizado está formado por dos semicasquillos. En la Figura 27.57 se puede observar dicha estructura.

Condiciones de operación

El tipo de movimiento, velocidad y carga a las que está sometido el cojinete está condicionado por la función de la pieza donde está ubicado, en la Tabla 27.10 se presentan dos parámetros que caracterizan las condiciones de trabajo de los cojinetes a tendiendo a su ubicación.

Tabla 27.10 Condiciones de operación de los cojinetes y dimensiones.

Punto de montaje	Velocidad lineal (m/s)	Carga específica (MPa)	Relación L/D
Pie de biela	< 3	70 – 120	< 1
Cabeza de biela	10 – 18	50 – 90	0,28 – 0,35
Apoyo de bancada	12 – 20	40 – 60	0,25 – 0,32

Dimensiones básicas de los cojinetes planos

Los parámetros geométricos que caracterizan dimensionalmente al cojinete son: diámetro, longitud y espesor. La relación entre la longitud y el diámetro (L/D) es fundamental en el diseño. Si se tiene en cuenta la presión específica que soporta el cojinete se puede considerar que con mayor longitud para un diámetro dado, mayor fuerza podrá soportar el cojinete. Sin embargo, esto no es cierto porque al incrementar la longitud también se puede deformar con más facilidad, existiendo puntos sometidos a mayor presión específica y por otra parte también aumentan los riesgos de desalineación axial.

Otra magnitud importante de diseño que influye en el trabajo del cojinete es la holgura o juego diametral entre él y el elemento conjugado. Este parámetro se define en base la capacidad de carga hidrodinámica requerida en la articulación y la capacidad de paso para el lubricante. El juego mínimo relativo al diámetro del cojinete se presenta en la Tabla 27.11, pero en cualquier caso debe ser superior a 5 μm .

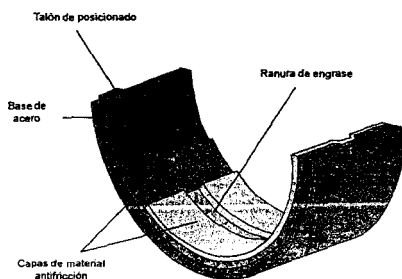


Figura 27.57 Estructura de un cojinete de apoyo.

Tabla 27.11 Dimensiones de los cojinetes del cigüeñal relativos al diámetro.

Relación L/D	Juego diametral	Espesor
0,25 – 0,06	$(0,001 - 0,005)D$	$(0,03 - 0,05)D$

Materiales empleados en los cojinetes planos

Para garantizar un correcto trabajo y poder responder a los requerimientos exigidos, los materiales empleados en los cojinetes deben poseer las siguientes características:

- Resistencia mecánica: Particularmente importante es la resistencia a la fatiga debida a los esfuerzos alternativos que recibe.
- Deformabilidad: Es decir la capacidad de deformarse plásticamente en los puntos de presión elevada y adaptarse en general a la forma del gorrón.
- Incrustabilidad: Es la capacidad para permitir la incrustación en el cojinete de partículas duras de materiales extraños no filtrados y arrastrados por el aceite. De esta forma se evita que circulen por la película de aceite donde podrían rayar el cojinete y el gorrón.
- Resistencia al gripaje: Es la resistencia a que se produzca una soldadura entre el cojinete y el eje.
- Resistencia a la corrosión.
- Capacidad para funcionar sobre gorriones no endurecidos.
- Resistencia a temperaturas elevadas.
- Alta conductividad térmica.

En la actualidad los cojinetes utilizados en biela y apoyos del cigüeñal están formados por dos o tres capas diferentes. Poseen una base generalmente de acero que sustenta a las otras, que constituyen el cojinete propiamente dicho. Las otras capas están conformadas por diversos metales, que pueden agruparse en:

- *Cojinetes de metal blanco*: también conocidos como cojinetes Babbitt, poseen todas las características enunciadas como deseables anteriormente, excepto la alta resistencia mecánica. Este inconveniente no es tan acusado si se utiliza en pequeños espesores, es por ello que se utilizan pequeños recubrimientos de metal blanco sobre una base algo más ancha de cobre-plomo por ejemplo, que posee una mayor resistencia. Este recubrimiento actúa de protección frente al agarrotamiento y se encarga de absorber las partículas de materiales extraños de menor espesor que el propio recubrimiento. Como aleaciones típicas pueden citarse:
 - A base de estaño: 80-90% Sn, 8-13% Sb, 2-6% Cu.
 - A base de plomo: 80-86% Pb, 2% Sn, 15% Sb.
- Cobre-plomo: no son aleaciones, sino mezclas, de ahí que su homogeneidad sea difícil de conseguir. Su estructura consta de una matriz esponjosa de cobre con partículas de plomo distribuidas entre los intersticios. Esta combinación persigue unir la resistencia estructural del cobre con las propiedades antifricción de plomo. Respecto al metal blanco, tiene la ventaja de una mayor resistencia mecánica. Sin embargo, es menos deformable que el metal blanco y no admite incrustaciones, a no ser que exista una elevada proporción del plomo, lo que disminuye evidentemente su resistencia mecánica. Otros problemas que presenta la utilización de esta mezcla son la susceptibilidad del plomo a la corrosión, y la tendencia que tiene la mezcla al gripado. Para evitar estos problemas, el cojinete de cobre-plomo se recubre con una fina capa de metal blanco. La asociación de cobre-plomo con un reves-

timiento de metal blanco (estaño, plomo, indio, cadmio) es, en el momento actual, la solución más empleada en motores altamente solicitados. Mezclas típicas de cobre-plomo son:

- Cojinete fundido: 70~75% Cu, 25~30% Pb.
- Cojinete sinterizado: 45~75% Cu, 30~55% Pb.
- *Aleaciones de aluminio*: el empleo de cojinetes de aluminio tiene como inconvenientes su baja deformabilidad e incrustabilidad, sin embargo pueden atenuarse estos inconvenientes añadiendo un porcentaje de estaño, lo que por otra parte reduce la resistencia mecánica. Una técnica bastante empleada es la adición de una aleación reticular de aluminio-estaño en capas muy finas sobre soportes de acero, para finalmente recubrirlas de metal blanco para favorecer el rodaje. Una composición típica es: 79% Al, 20% Sn, 1% Cu.

Rodamientos

El empleo de cojinetes de bolas o rodillos en vez de cojinetes de fricción puede estar justificado por las razones siguientes:

- *Engrase*: Los rodamientos no son tan exigentes en cuanto a la cantidad de aceite que necesitan para una buena lubricación.
- *Espacio*: Para una determinada capacidad de carga, los rodamientos suelen ser más estrechos, pero tienen un diámetro exterior considerablemente mayor.
- *Rozamiento*: Los rodamientos reducen significativamente el rozamiento respecto a los cojinetes de fricción, particularmente en el arranque.

Sin embargo, el rodamiento presenta una serie de inconvenientes como son:

- Poca resistencia a la fatiga.
- Posibilidad de que el fallo sobrevenga bruscamente.
- Problemas de montaje.

En general, el empleo de este tipo de elementos se encuentra limitado a aplicaciones especiales, particularmente en los motores de dos tiempos de pequeña cilindrada, cuyo cigüeñal se puede desarmar en varias partes (Figura 27.58). También se emplean en motores 4T de cuatro cilindros, en los apoyos de los ejes contrarrotantes que se acoplan al mecanismo alternativo para equilibrar las fuerzas y momentos de inercia de 2º orden.

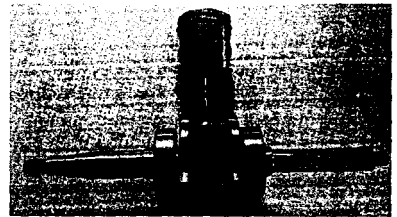


Figura 27.58 Cigüeñal con rodamientos en los apoyos (motor de 2T de pequeña cilindrada).

27.4 Mecanismo de distribución.

Se entiende por mecanismo de distribución el conjunto de elementos mecánicos que producen la apertura y cierre de las válvulas de admisión y escape de los motores, según las leyes dispuestas por cada fabricante para cada motor. Este mecanismo tiene una influencia determinante sobre el proceso de renovación de la carga del motor, puesto que su actuación gobierna los instantes y características de la comunicación del cilindro con los colectores de admisión y escape. El mecanismo de distribución permite cumplimentar los diagramas de fases definidos para la apertura y cierre de cada una de las válvulas.

Elementos que integran el mecanismo de distribución

El mecanismo está constituido generalmente por los siguientes elementos: árbol de levas, empujadores, varillas, balancines, válvulas, resortes y sistema de transmisión (Figura 27.59).

A lo largo de la historia de los motores alternativos, se han utilizado diferentes y muy variados esquemas de accionamiento. Sin embargo, en atención a la posición de las válvulas y a la del árbol de levas, es posible efectuar una clasificación de dichos sistemas en dos grupos:

- Árbol de levas en bloque o lateral (OHV).
- Árbol (o árboles) de levas dispuestos en la culata (OHC).

La Figura 27.60 presenta las configuraciones de accionamiento típicas, en las que aparecen ejemplos de ambos esquemas de accionamiento.

Comparando las dos disposiciones mencionadas en cuanto a la situación del árbol de levas, se observa claramente que las configuraciones que sitúan el árbol de levas lateral y válvulas en culata (OHV) tienen, en general, mayor número de elementos, siendo la cadena cinemática más larga. Esta configuración es, por tanto, más sensible a las dilataciones, a la vez que fuerza fenómenos de inercia más acusados.

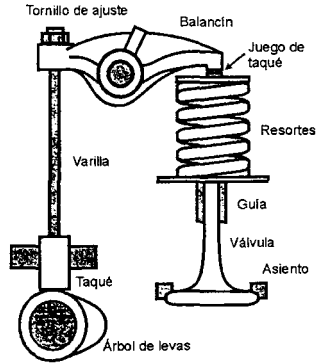


Figura 27.59 Elementos de un sistema de distribución.

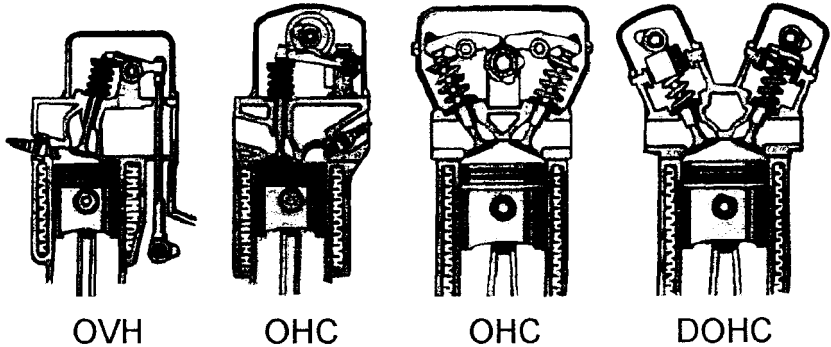


Figura 27.60 Disposición de válvulas y árbol de levas.

Las configuraciones con el árbol de levas en cabeza (OHC) presentan no obstante, problemas de diversa índole. Por una parte su accionamiento es más conflictivo, debido a la lejanía de este árbol con el cigüeñal del motor que, como se indicará más adelante, será el encargado de arrastrar mecánicamente al árbol (o árboles) de levas. Por otro lado, la lubricación del mismo se realiza con mayor dificultad. En los motores con culatas partidas no es posible la disposición OHC debido a las posibles desalineaciones que puedan aparecer entre cada uno de los múltiples árboles de levas que es necesario disponer. Se procede en lo que sigue a detallar las características de cada uno de los elementos que componen el mecanismo de distribución.

27.4.1 Árbol de levas.

Los árboles de levas son elementos esbeltos que, como su propio nombre indica, contienen las levas encargadas de gobernar la apertura y cierre de las válvulas de admisión y escape de los motores. Se construyen en fundición, obteniéndose en una sola pieza bruta el árbol con todas sus levas. Posteriormente se mecanizan los perfiles exactos de las mismas, así como los apoyos del árbol, ya con las precisiones y tratamientos superficiales necesarios para su correcto funcionamiento. Estos elementos deben tener gran rigidez y contar con suficiente resistencia para absorber los esfuerzos flectores y de torsión a los que se ven sometidos. Deben asimismo resistir las cargas producidas por las vibraciones que genera su propio funcionamiento.

En general, el árbol de levas es accionado por el cigüeñal del motor mediante elementos de transmisión. Estos elementos pueden ser cadenas, correas dentadas o engranajes. En los motores de cilindros en línea, el árbol de levas va dispuesto bien lateralmente sobre cojinetes en una situación próxima al cigüeñal del motor, o bien en la culata (OHC) como se ha indicado anteriormente. Es común el uso de dos árboles (uno para el accionamiento de las válvulas de admisión y otro para las de escape) para los motores de culata hemisférica, que controlan dichos grupos de válvulas por separado. En los motores con disposición en V, el árbol de levas se ubica normalmente encima del cigüeñal entre los dos bloques de cilindros.

En numerosas ocasiones, el árbol de levas tiene asignadas otras funciones tales como el accionamiento de la bomba de combustible o aceite, el distribuidor de encendido o la bomba de vacío. Para ello se mecanizan en el propio árbol piñones, levas adicionales o diversos sistemas de conexión para los elementos adicionales que necesita arrastrar.

Perfiles de leva

La forma de apertura ideal de las válvulas es aquella que permite disponer de la máxima sección de paso del gas de forma instantánea, y que produzca un cierre instantáneo en el momento preciso. Sin embargo, debido a las limitaciones derivadas de los esfuerzos, las válvulas no pueden abrirse y cerrarse bruscamente, sino que deben seguir una cierta ley. Además, para que las válvulas siempre asienten con firmeza, y para permitir las dilataciones y desgastes que aparecen, es preciso que exista un cierto juego en el mecanismo. La Figura 27.61 presenta los perfiles ideal, realista y real de las actuales válvulas de los motores, teniendo en cuenta todas estas limitaciones.

Para evitar esfuerzos bruscos al entrar en contacto la leva con su seguidor o bien la válvula con el balancín, los juegos indicados anteriormente deben absorberse mediante una rampa de velocidad constante, zona A de la Figura 27.61. Cuando el seguidor de la leva golpea la rampa, los esfuerzos debido al impacto, dado un diseño determinado, serán función de la velocidad de la rampa. Estos esfuerzos son difíciles de predecir, por lo que normalmente se recurre a velocidades de rampa que la experiencia haya confirmado como tolerables. Al final de la rampa el perfil de la leva debe ser tal que la válvula sufra un rápido levantamiento. La velocidad y aceleración de este levantamiento será función de la geometría del perfil, lo que corresponde a la zona B de la Figura. Finalmente, después de la etapa de aceleración, el muelle debe decelerar la válvula hasta velocidad nula, para moverla a continuación en sentido negativo, siempre siguiendo la geometría de la leva. Evidentemente, si la deceleración es muy brusca puede producirse una falta de contacto entre las piezas, perdiéndose así la continuidad de la cadena cinemática.

En función del perfil de leva utilizado, se impone una mayor o menor aceleración al conjunto, que afecta, tanto al área descubierta por la válvula, como a los esfuerzos originados por el sistema.

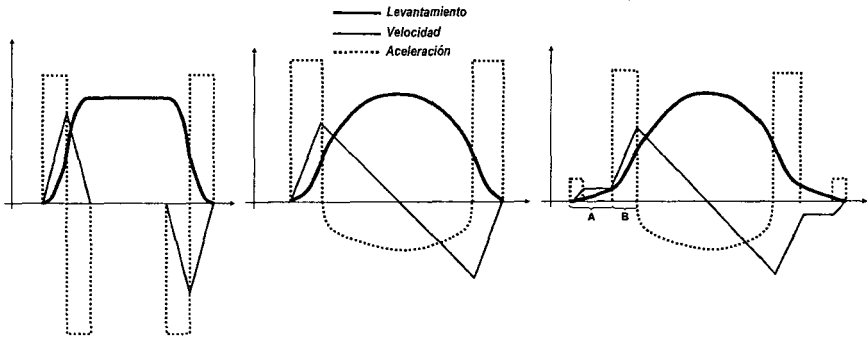


Figura 27.61 Leyes de levantamiento aproximada (izquierda), realista (centro) y real (derecha). Diagramas de perfil, velocidad y aceleración de la leva.

27.4.2 Empujadores.

El movimiento de la leva es transmitido al balancín mediante el empujador y la varilla empujadora. Entre el empujador y la leva hay un movimiento relativo de deslizamiento, por lo que es necesario el engrase. En ocasiones, el empujador está dotado de un rodillo para evitar fricciones. El inevitable desgaste que pueda producirse en el sistema, debe tener lugar en el empujador, puesto que si se produce en la leva ésta variará su perfil, y por tanto el diagrama de distribución del motor. Por otro lado, la varilla empujadora debe tener un diámetro suficiente y una longitud lo menor posible para evitar el fenómeno del pandeo, así como excesivas dilataciones térmicas.

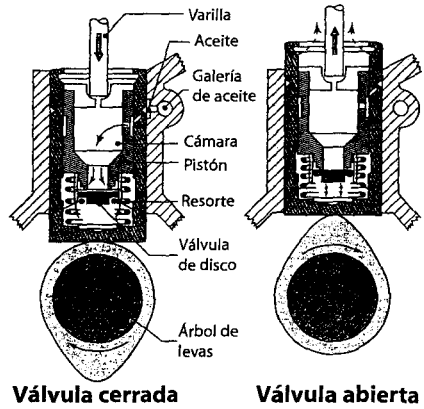
Entre el balancín y la válvula se suele disponer un juego que varía en un rango de (0,1 - 0,4) mm, conocido como juego de taqués, que debe ser ajustado en el montaje del motor y en las operaciones de mantenimiento. Existen otros tipos de sistemas para absorber este huelgo con un funcionamiento más silencioso como son los taqués hidráulicos. Se indican a continuación las características de estos taqués.

Empujador o taqué hidráulico

Este sistema de taqués consiste en intercalar en la cadena cinemática de la distribución un mecanismo hidráulico que anula el juego entre el taqué y la válvula en todo momento y de forma automática. La adopción de taqués hidráulicos permite reducir el ruido de la distribución al eliminar los golpes que se producen cuando se absorbe el juego de taqués del sistema clásico.

Esencialmente, el taqué hidráulico está compuesto por una camisa móvil accionada por la leva y un pistón que puede moverse dentro de la camisa, dejando una cámara intermedia de aceite, siendo este pistón el encargado de accionar el resto de la cadena cinemática hasta la válvula. En la Figura 27.62 aparece representado un taqué de este tipo.

El aceite con el que se llena la cámara del taqué es suministrado por la bomba de lubricación del motor. Con el fin de permitir que el aceite entre en la camisa del taqué y permanezca en ella, ésta dispone de una válvula unidireccional que suele ser de bola o de disco. De esta forma, la cámara se llena con la cantidad de aceite suficiente para eliminar el juego de los elementos que constituyen el taqué. Este sistema elimina las operaciones de mantenimiento, salvo el cambio de los taqués, necesario únicamente ante posibles disfunciones del sistema, producidas por el envejecimiento de los elementos.



Válvula cerrada

Válvula abierta

Figura 27.62 Taqué hidráulico.

Muelles

La fuerza del resorte debe ser capaz de mantener el contacto entre las levas y las válvulas, así como con el mecanismo intermedio durante los períodos de deceleración, lo cual depende de la masa de las partes móviles y de la aceleración generada por el perfil de la leva. El material aceptado para los muelles de las válvulas es el acero con 0,5% C. También pueden encontrarse muelles que utilizan diferentes aleaciones de carbono, pero que suponen un encarecimiento de estos elementos.

Los muelles de las válvulas deben estar parcialmente comprimidos cuando la válvula está cerrada para garantizar el cierre y evitar que puedan abrirse ante elevadas depresiones en el cilindro. Además, los muelles se tienen que diseñar de tal forma que su frecuencia propia sea suficientemente alta como para que al régimen máximo del motor no exista la posibilidad de resonancia con algún armónico. Para garantizar que no ocurra el fenómeno de resonancia, en muchos motores se suelen emplear alternativas como las de doble resorte cilíndrico de paso constante, un solo resorte de paso variable o un resorte cónico.

Movimientos oscilatorios parásitos

Los órganos del sistema de distribución no son rígidos sino que se deforman, sobre todo cuando el motor funciona a altos regímenes. Este efecto puede producir que dichos elementos entren en resonancia en ciertos momentos. En esas condiciones, las leyes de levantamiento y aceleración de las válvulas no son las previstas de forma teórica, lo que puede originar caídas de potencia e incluso averías y roturas en el motor.

Estudios experimentales del movimiento de la válvula han permitido comprobar que el movimiento de ésta puede diferir extraordinariamente del teórico. Especialmente importantes son las desviaciones en el tramo de aceleración negativo debido a la generación de puntas de aceleración y rebotes posteriores. También son importantes las oscilaciones en el momento del cierre de la válvula, puesto que podrían alcanzarse altas velocidades de impacto de la válvula sobre su asiento. En tales casos, las colisiones de la válvula contra el asiento pueden ser tan violentas que ocasionen rebotes de la propia válvula, con el peligro de que las válvulas pueden colisionar con el pistón cuando este se encuentra en el punto muerto superior de cruce. Por lo anterior, es necesario reducir al máximo los citados movimientos parásitos, mediante el con-

veniente diseño tanto de los perfiles de las levas, como de los elementos que constituyen los diagramas de distribución.

Distribución desmodrómica

A diferencia de lo que sucede en el tipo tradicional de distribución con muelle recuperador, el sistema desmodrómico establece que el árbol de levas gobierne completamente los movimientos de la válvula, tanto el de apertura como el de cierre. La ventaja fundamental que ofrece este sistema es la de permitir trabajar al motor a elevados regímenes de giro en mejores condiciones que en un motor con muelles, ya que al estar la válvula totalmente guiada los movimientos parásitos prácticamente no existen. La Figura 27.63 muestra la configuración de un sistema desmodrómico. Salvo algunas excepciones, este sistema no se utiliza prácticamente más que en competición por su elevado coste, complejidad y dificultad de puesta a punto, además de presentar desajustes debidos a los desgastes.

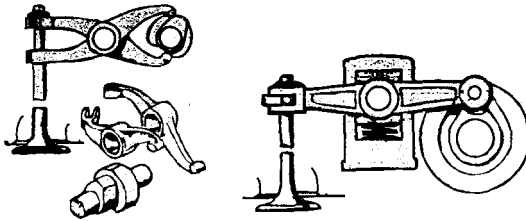


Figura 27.63 Diferentes tipos de accionamiento de válvula en la distribución desmodrómica.

27.4.3 Válvulas.

El proceso de renovación de la carga en los motores de cuatro tiempos es posible gracias a la apertura y cierre de los conductos de admisión y escape. Los elementos encargados de controlar este proceso reciben el nombre de válvulas. Estas piezas también aparecen en algunos grandes motores Diesel de dos tiempos de barrido uniflujo para controlar el escape.

Las válvulas utilizadas actualmente en los motores son las llamadas válvulas de plato. Estas válvulas son unidades compuestas de una parte esbelta llamada vástago y otra parte circular denominada cabeza o plato. La Figura 27.64 presenta el aspecto de este tipo de válvulas. Antiguamente se utilizaron otros tipos de válvulas, como por ejemplo de corredera o rotativas, pero se abandonaron por problemas de estanqueidad, dificultad de refrigeración y escaso rendimiento mecánico.

Las válvulas de plato presentan las siguientes ventajas:

- Presentan una superficie de paso a los gases aceptablemente grande respecto a la superficie del pistón.
- Con un diseño correcto tienen unos excelentes coeficientes de flujo.

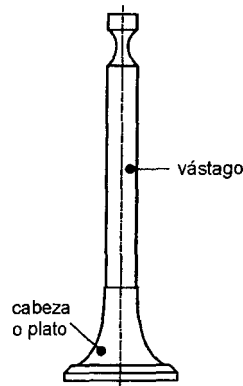


Figura 27.64 Válvula de plato.

- Presentan un coste de fabricación muy reducido.
 - Tienen muy poco rozamiento, precisando por esta razón muy poca lubricación.
- Como desventaja fundamental de las válvulas de plato puede considerarse la dificultad de refrigeración que presentan. Más adelante se comentará este aspecto con más detalle.
- A la hora de diseñar las válvulas es necesario prestar atención a las siguientes exigencias:
- Deben tener una elevada capacidad de flujo para mejorar al máximo la renovación de la carga.
 - Hay que prever una adecuada refrigeración y evacuación del calor de la válvula.
 - Deben presentar una elevada resistencia mecánica.
 - Es necesario disponer una lubricación adecuada de las guías de las válvulas.
 - La válvula debe situarse de tal forma que sea fácilmente accesible.

La zona de la cabeza donde se apoya la válvula en su asiento tiene forma de cono truncado, cuyas generatrices conforman un ángulo generalmente de 30° , para válvulas de admisión y 45° para válvulas de escape. De esta forma se consigue que la sección de paso de la válvula de admisión origine menor pérdida de carga y, en el caso de las válvulas de escape, que tengan mayor espesor en la cabeza, lo cual favorece su resistencia mecánica. Además, los ángulos anteriores hacen que la componente normal de la fuerza del muelle (perpendicular a la superficie del asiento), sea suficientemente elevada para mantener la válvula en contacto con su asiento. El diámetro de las válvulas está condicionado por el área de la culata. En general, el diámetro de las válvulas de admisión es entre un 10% y un 15% mayor que el de las correspondientes válvulas de escape, lo que beneficia el proceso de admisión en detrimento del proceso de escape. Este criterio produce un mejor llenado del cilindro con la consecuente ventaja sobre las prestaciones del motor.

Válvulas múltiples (multiválvulas)

Desde hace unas décadas, es habitual el aumento del número de válvulas por cilindro de un diámetro más reducido. Para una culata dada, con la disposición de válvulas múltiples se consigue una relación superficie de válvulas/superficie del pistón mayor, lo cual favorece los procesos de admisión y escape. A la izquierda de la Figura 27.65 puede apreciarse la disposición de válvulas múltiples en el caso de un motor con cinco válvulas por cilindro. A la derecha de dicha figura se presentan las relaciones geométricas típicas en motores multiválvulas, para el caso de disponer de tres y cuatro válvulas por cilindro.

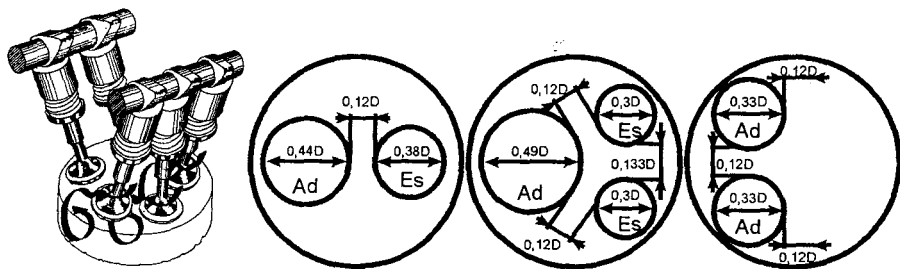


Figura 27.65 Izquierda: sistema de válvulas múltiples (3 de admisión y 2 de escape). Derecha: relaciones geométricas típicas entre válvulas y cilindro (D : diámetro del cilindro; Ad : válvula de admisión; Es : válvula de escape).

Además de esta mayor permeabilidad al paso del fluido, existen otras razones importantes para la adopción de válvulas múltiples como son:

- Disminución de tensiones térmicas, debido al menor tamaño de las mismas.
- Esfuerzos mecánicos menores, como consecuencia de tener un peso menor.
- Disminución de la temperatura media de la válvula, debido a que se dispone relativamente de una mayor sección, para disipar calor a través de su asiento.
- El uso de válvulas múltiples favorece la simetría de la cámara de combustión al liberar la parte central de la culata donde puede situarse el inyector o la bujía.

Refrigeración de válvulas

Los problemas principales en cuanto a refrigeración afectan a la válvula de escape, dadas las altas condiciones térmicas del gas que atraviesa el conducto. Las válvulas de admisión también trabajan a temperaturas elevadas, pero cuentan con una refrigeración importante producida por el gas de admisión, de forma que con un diseño estructural adecuado, no plantean problemas térmicos. En la Figura 27.66 se presenta de modo comparativo, la distribución de temperaturas en válvulas de escape con distintas soluciones constructivas.

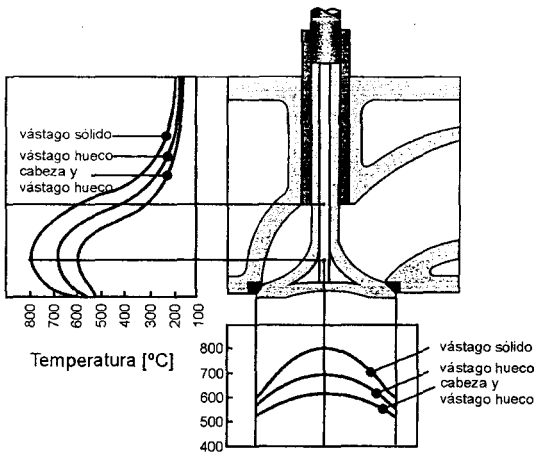


Figura 27.66 Distribución de temperaturas en válvulas de escape.

La superficie de la válvula que recibe calor (cabeza de válvula) es mucho mayor que la superficie que lo cede (asiento y vástago). Por otra parte, la temperatura de los gases a su paso por la válvula de escape es mayor que en cualquier otro punto del motor. Si a esto añadimos que la velocidad de los gases es elevada, o lo que es lo mismo el número de Reynolds es elevado, el coeficiente de película también lo es, lo que implica que la válvula de escape sea uno de los puntos más cargados térmicamente del motor.

Según algunos autores, el 75% del calor evacuado por la válvula de escape se produce a través del asiento, siendo el 25% restante evacuado por el vástago y el pie de válvula. Es por ello muy importante aumentar la superficie de contacto de la válvula con la culata. Otra consideración importante es la utilización de materiales que mantengan sus propiedades mecánicas a altas temperaturas. Así, mientras las válvulas de admisión se construyen con aceros al carbono,

no o aleados al cromo-níquel en bajas proporciones, las válvulas de escape son de acero cromo-níquel austenítico, que mantiene sus propiedades mecánicas y físicas hasta los 1000 °C.

Los problemas planteados en la refrigeración de las válvulas crecen con su tamaño. En válvulas con diámetro mayor de 50 mm o incluso más pequeñas, pero sometidas a condiciones de funcionamiento severas, puede resultar necesaria una refrigeración interna. La válvula en este caso es hueca, y el espacio interior está relleno parcialmente con sodio, que se licúa cuando la válvula alcanza una cierta temperatura. En el movimiento alternativo de la válvula el sodio se desplaza por la cavidad tomando calor de la cabeza y cediéndolo al vástago. Esta es una solución que permite reducir la temperatura media de funcionamiento entre 100-200 °C.

27.4.4 Sistema de transmisión.

La función del sistema de transmisión entre el cigüeñal y el árbol de levas es garantizar que la apertura y cierre de las válvulas se realice en correspondencia con la posición del pistón, para conseguir este objetivo debe cumplirse:

- Que la velocidad de rotación del cigüeñal y del árbol de levas sea la adecuada, es decir:

$$\text{Motores 4T: } n_{\text{árbol de levas}} = \frac{1}{2} n_{\text{cigüeñal}}$$

$$\text{Motores 2T: } n_{\text{árbol de levas}} = n_{\text{cigüeñal}}$$

- Que el cigüeñal y el árbol de levas se instalen con un calado adecuado, de forma que los elementos que transmiten el movimiento desde el cigüeñal al árbol de levas hagan corresponder la apertura y cierre de las válvulas con la posición del pistón, de acuerdo al diagrama de fases del motor.

Sistemas de transmisión más comunes

- *Transmisión por engranajes:* generalmente se emplea en sistemas con árbol de levas en el bloque, y donde se requiera transmitir cargas mecánicas relativamente elevadas.
- *Transmisión por correa dentada:* se utiliza fundamentalmente en motores de automóviles con sistema OHC. La Figura 27.67 (izquierda) presenta un ejemplo de esta alternativa.

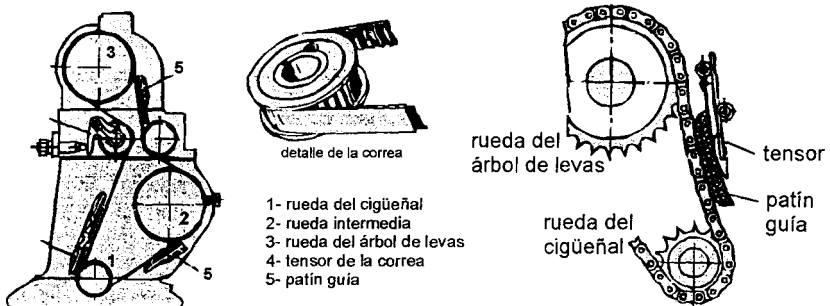


Figura 27.67 Sistemas de transmisión. Izquierda: transmisión por correa dentada. Derecha: transmisión por cadena.

Sus principales ventajas son el menor ruido mecánico, que no requiere lubricación y el bajo costo de la correa. Tiene como principal inconveniente su inferior durabilidad, que obli-

ga a efectuar el cambio de la misma tras un periodo determinado de funcionamiento, con objeto de evitar su rotura. Este desperfecto en las características de la correa (rotura o paso de dientes) suele producir de forma inmediata graves deterioros en los elementos del motor (válvulas, pistones, culata, etc.), debido a los choques que pueden aparecer entre los mismos por la desincronización del diagrama de distribución.

- *Transmisión por cadena y rueda dentada*: se utiliza en motores en los que la distancia entre el árbol de levas y el cigüeñal puede modificarse debido a las deformaciones del bloque originadas por las diferentes condiciones de operación. Este sistema, que se muestra en la Figura 27.67 derecha, se ha utilizado tanto en sistemas OHC como OHV.
- *Transmisión por engranajes y árboles*: se emplea en sistemas OHV de motores industriales y de aplicaciones especiales, donde se requiera transmitir grandes esfuerzos mecánicos.

27.4.5 Sistemas de distribución variable.

La determinación de los parámetros del diagrama de distribución de los motores alternativos, responde a diferentes aspectos particulares de dichos motores. Estos parámetros se establecen, no sólo en atención a prestaciones (potencia, rendimiento, etc..) y emisiones de sustancias contaminantes, sino que también tienen en cuenta otros aspectos como la fiabilidad y durabilidad de las distintas partes del motor, y el ruido producido por el mismo.

En el capítulo 9 se indicó el efecto que produce en el funcionamiento del motor cada uno de los parámetros que determinan el diagrama de distribución, para las diferentes condiciones operativas del mismo. Sin embargo, la selección de unos determinados parámetros de distribución mediante los que se consiga una optimización del funcionamiento del motor en unas determinadas condiciones, no asegura su correcto funcionamiento en condiciones diferentes. En este sentido se han desarrollado los conocidos sistemas de distribución variable mediante los cuales es posible adaptar los parámetros del diagrama de distribución a cada condición operativa del motor, consiguiendo un funcionamiento más optimizado en un extenso rango de condiciones operativas.

En este apartado se indican algunos de los sistemas de distribución variable más utilizados y algunas de sus configuraciones constructivas.

Tipología de sistemas de distribución variable

En la actualidad, podemos encontrar diferentes configuraciones de sistemas de distribución variable. En atención al cambio que producen en las leyes de levantamiento de las válvulas sobre las que actúan, pueden encontrarse los siguientes tipos:

- Modificación de la fase a perfil constante (A).
- Modificación de la duración a levantamiento máximo constante (B).
- Modificación del levantamiento a igual duración y fase (C).
- Modificación del perfil manteniendo el levantamiento máximo, la duración y la fase (D).

Junto con las tipologías anteriores, pueden encontrarse asimismo sistemas que combinan varias de ellas. La Figura 27.68 presenta esquemáticamente estas posibilidades.

Las modificaciones en las leyes de levantamiento pueden producirse, bien de forma continua (infinitas configuraciones de variación de perfil entre dos situaciones extremas), o bien de forma discreta (únicamente dos o tres posibles configuraciones a lo sumo).

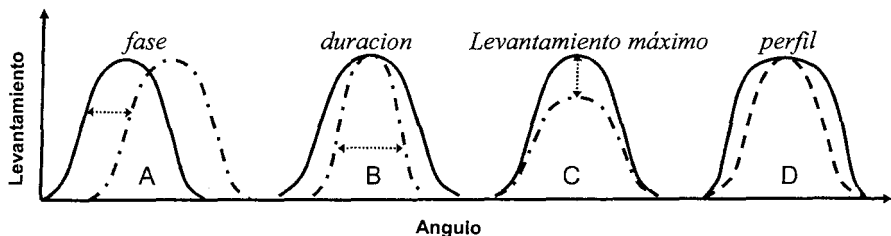


Figura 27.68 Posibilidades de modificación de perfiles en sistemas de distribución variable.

De entre las numerosas variantes de los sistemas de distribución variable existentes, los más abundantes son aquellos que introducen modificaciones en la posición de los elementos que constituyen el sistema de distribución (sistemas con árboles de levas). Pueden sin embargo encontrarse sistemas que no utilizan árboles de levas para el accionamiento de las válvulas (sistemas *cam-less*).

Para producir las modificaciones deseadas en los elementos del sistema, se utilizan sistemas de diversa índole. Por un lado aparecen aquellos que disponen de una actuación puramente mecánica (aprovechamiento de inercias). Existen asimismo sistemas con actuación eléctrica (motores eléctricos y bobinas de inducción) o electrohidráulica, y finalmente aquellos sistemas que aprovechan la presión del propio aceite de lubricación del motor para producir las modificaciones pertinentes en los elementos del sistema de distribución variable. En lo que sigue se comentan algunos de los sistemas de distribución variable que pueden encontrarse en el mercado, englobados en función del efecto que producen en las leyes de apertura y cierre de las válvulas:

- Sistemas tipo A. Desfasadores:

En todos ellos la actuación se efectúa mediante el suministro de aceite a presión al sistema. La fuerza correspondiente produce un desfase entre el mecanismo de arrastre y el propio árbol de levas. Se produce así un cambio en la fase del diagrama de apertura y cierre, con infinitas configuraciones intermedias entre las dos situaciones extremas de la actuación. En general, la posición de los elementos y, en consecuencia, el desfase producido se controla en bucle cerrado mediante el registro de la posición relativa de los elementos del sistema (piñón de arrastre y eje de levas). La central electrónica de control, envía una actuación sobre la válvula de regulación de la presión de actuación, para producir el desfase deseado en cada caso.

- Sistemas tipo (B + C):

En estos sistemas se interpone una determinada pieza entre el árbol de levas y la válvula correspondiente. La posición de dicha pieza puede ser modificada mediante un determinado mecanismo, de forma que los perfiles de apertura y cierre de las válvulas pueden modificarse, en función de la posición que adopta el citado elemento intermedio. Estos mecanismos modifican de forma conjunta tanto el levantamiento máximo como los instantes de apertura y cierre de las válvulas, de forma continua dentro del rango completo de actuación.

- Sistemas *cam-less*:

Mediante estos sistemas se aumentan notablemente las posibilidades de control sobre los levantamientos de las válvulas, con una gran versatilidad sobre los perfiles de apertura y cierre de las válvulas. Para su funcionamiento, se hace absolutamente necesaria la disposi-

ción de un sistema electrónico de control mediante el que se actúa de forma extremadamente rápida sobre diferentes sistemas electromagnéticos o bien electrohidráulicos. Los perfiles de apertura y cierre son previamente definidos por los fabricantes, y son programados en las lógicas de control de dichos sistemas. Durante las operaciones de calibración de estos sistemas, se crea una base de datos que contiene un gran número de perfiles particulares (más de 250 en algunos casos). Estos perfiles son seleccionados por el sistema electrónico de control en función de las señales de entrada (régimen de giro, carga, temperaturas diversas, etc.).

La Figura 27.69 muestra algunas configuraciones de los sistemas comentados.

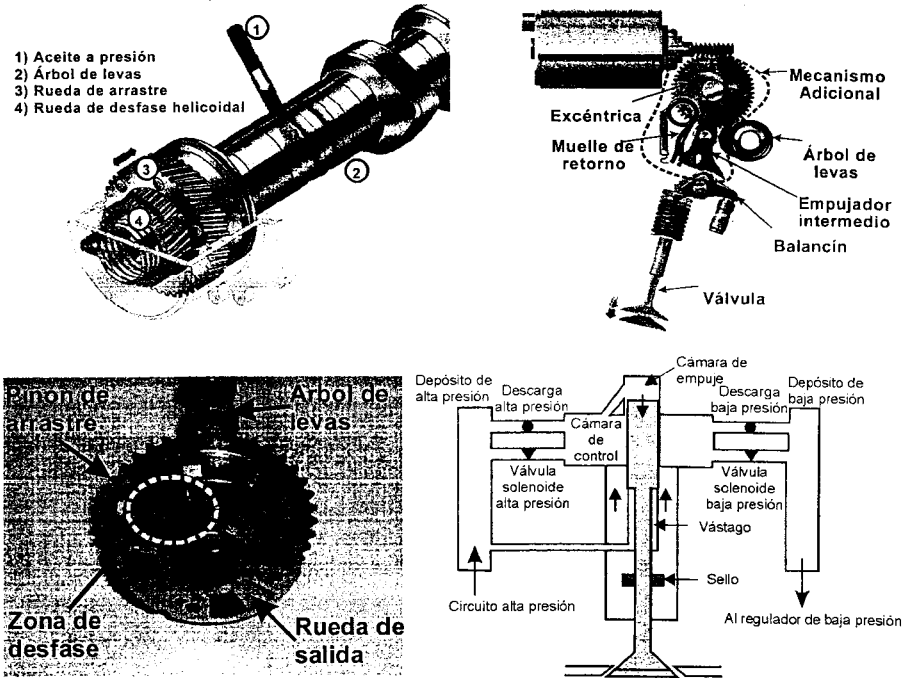


Figura 27.69 Ejemplos de sistemas de distribución variable. Arriba izquierda: sistema helicohidráulico rotativo. Arriba derecha: sistema con interposición de elementos (valvetronic). Abajo izquierda: Desfasador. Abajo derecha: sistema cam-less electrohidráulico.

27.5 Resumen

En este capítulo se han presentado los elementos que constituyen los motores de combustión interna alternativos, indicado su disposición dentro de los diferentes sistemas del motor, la misión que realizan, los materiales más utilizados en la actualidad y las distintas alternativas existentes. Los elementos definidos se han agrupado en tres grupos estructurales bien definidos como son el sistema soporte, el mecanismo pistón-biela-manivela y por último el sistema de distribución de gases. Se han indicado fundamentalmente los elementos de los motores de

cuatro tiempos, como caso más común, puntualizando en determinadas ocasiones las diferencias que pudieran existir en el caso de tratarse de motores de 2 tiempos.

En algunas ocasiones, dada la especial relevancia de los elementos que se han estudiado, se ha profundizado en los aspectos y características funcionales de dichas piezas. Por último se han citado las técnicas más novedosas utilizadas en la actualidad en cuanto a las distintas configuraciones de sistemas de distribución variable.

Referencias y bibliografía

Bibliografía

- Basshuysen, R.V.; Schäfer, F., *Internal combustion engine handbook: Basics, components, systems, and perspectives*. SAE International, 2004.
- Cowan, B., Variable outcome. *Engine Technology International* 3, pp. 30-36, 2007.
- Heisler, H., *Advanced engine technology*. SAE International, 1998.
- Menk, W. New perspective in automotive construction: Cast crankshaft as an alternative to forged crankshaft. *MTZ* 68(5), 2007.
- Muñoz, M.; Payri, F., *Motores de combustión interna alternativos*. Fundación General de la UPM, 1989.
- Schwoerer, J., Analysis and simulation for the development of hydraulic valve actuation system. *Auto Technology* 2(8), 2002.
- Weinert K. Manufacturing composite camshaft by expanding with rolling tools. *MTZ* 68(5), 2007.

Capítulo 28

Técnicas experimentales

J. V. Pastor

A. Broatch

28.1	Introducción.....	914
28.2	Ensayo de motores.....	915
28.3	Transductores	916
28.4	Medidas en ensayos convencionales de motor.....	917
28.4.1	Medida de parámetros fundamentales	919
28.4.2	Medida de parámetros específicos	925
28.5	Ensayos dinámicos en motores.....	934
28.5.1	Tipos de ensayos dinámicos.....	934
28.5.2	Ley de carga	935
28.5.3	Bancos para ensayos en transitorio	935
28.6	Medidas en ensayos específicos de investigación.....	936
28.6.1	Soluciones de acceso óptico: maquetas y motores	937
28.6.2	Medidas de velocidad en flujo gaseoso	941
28.6.3	Medidas en chorros de combustible.....	942
28.6.4	Proceso de evaporación del combustible	942
28.6.5	Proceso de combustión y formación de emisiones	944
28.7	Registro de señales dinámicas	946
28.8	Regulación y control.....	947
28.9	Resumen	949
	Referencias y bibliografía	950

28.1 Introducción

Este capítulo pretende ofrecer una visión general de la labor experimental asociada a los motores de combustión interna alternativos. La exposición está centrada antes en la filosofía actual de la experimentación en los motores que en aspectos más tradicionales, como el montaje del motor, acoplamiento motor-freno, etc. que, aunque son fundamentales para la concepción de la sala de ensayos, exceden de los límites de este capítulo.

Se comenzará dando una clasificación de los ensayos de motores para resaltar la diversidad y heterogeneidad de los procedimientos experimentales. Se dará la definición de transductor como elemento principal de la metodología experimental aplicada a motores para, a continuación, exponer las técnicas experimentales aplicadas a ensayos convencionales y dinámicos de motores y a medidas específicas de investigación.

Antes de empezar con el desarrollo del capítulo, cabe destacar las tres funciones básicas que generalmente se realizan durante el ensayo de motores.

- **Medir:** Consiste en conocer el valor instantáneo o medio de una determinada variable mediante un transductor. Por ejemplo, la medida del régimen de giro del motor, la presión en el cilindro, la temperatura del aceite, etc. (Figura 28.1).
- **Regular:** La regulación de una variable de funcionamiento presupone la medida, siendo el objetivo fundamental mantener dicha variable estable durante el tiempo de ensayo. Por tanto, para llevar a cabo esta regulación es necesario un transductor, un sistema actuador y un sistema de control que relacione ambos elementos. En la Figura 28.1, la regulación puede estar asociada al régimen de giro del motor actuando sobre el freno o asociada a la carga del motor actuando sobre el dispositivo que regula el combustible consumido por el motor.
- **Registrar:** El registro de una variable implica también la medida instantánea de dicha variable sincronizada con la variación temporal de algún parámetro adicional asociado al motor. El ejemplo más claro es el registro de la presión instantánea en el cilindro, en función del ángulo de giro del cigüeñal, para la obtención del diagrama del indicador del motor.

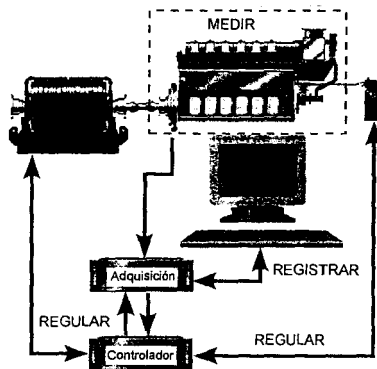


Figura 28.1 Funciones durante el ensayo de motores.

28.2 Ensayo de motores

Dependiendo del objetivo perseguido por el ensayo y la forma de ejecución del mismo, los ensayos de motores pueden presentar características específicas que determinan diferencias sustanciales en algunos casos. De acuerdo a estos criterios se puede establecer una clasificación de los ensayos de motores.

Desde el punto de vista del objetivo perseguido, los ensayos pueden clasificarse en cuatro tipos:

- **Ensayos de control de calidad:** El objetivo es comprobar el nivel de acabado y las prestaciones del motor una vez fabricado y antes de llegar al usuario. Dependiendo del número de unidades ensayadas cabe distinguir aquellos que se realizan sobre todas las unidades producidas y los que se llevan a cabo sobre una muestra reducida. Los primeros son, generalmente, ensayos breves en las que se adquiere un número reducido de variables con la finalidad de comprobar si superan los valores mínimos estipulados por el fabricante. Por el contrario, en los segundos el ensayo suele ser mucho más extenso y por tanto riguroso, pudiéndose analizar incluso la duración y el desgaste de distintos elementos tras largos períodos de funcionamiento, y controlar la evolución de ciertos parámetros con el tiempo.
- **Ensayos de homologación:** Se realizan para comprobar las características (prestaciones y emisiones) del motor frente a organismos oficiales o bien futuros usuarios. En general, suelen realizarse según alguna norma internacional (DIN, ISO, SAE, UNE, ECE, etc.), en la que se detalla tanto la metodología del ensayo como los parámetros a medir.
- **Ensayos de recepción:** Son similares a los anteriores y normalmente se realizan a petición del futuro usuario. Pueden llevarse a cabo bien basándose en alguna norma internacional o de acuerdo a cláusulas particulares del contrato. En ocasiones sustituyen en parte a los ensayos de control de calidad, como puede ser el caso de los grandes motores estacionarios o marinos.
- **Ensayos de investigación y desarrollo:** Están orientados a la medida de parámetros que caracterizan un determinado proceso del motor, sobre el que se está realizando un trabajo de investigación. Son ensayos extraordinariamente diversos y en muchos casos con una complejidad extrema, que exigen la máxima atención del investigador y el conocimiento del tema.

Atendiendo a la forma de ejecución del ensayo, podemos plantear tres grandes grupos:

- **Ensayos con combustión:** Se realizan con el motor en condiciones de funcionamiento normal, bien en régimen estacionario, como puede ser el caso de la obtención de las curvas características, bien durante un transitorio, como cuando se estiman las pérdidas mecánicas del motor por el método de deceleración libre o se determinan las emisiones durante el ciclo Europa. Aunque en este tipo de ensayo se reflejan fielmente las condiciones de funcionamiento reales del motor y por tanto, permiten obtener información realista de la evolución de algunos parámetros en función de dichas condiciones, éstos presentan serias dificultades para la medida de determinadas variables específicas, sobre todo las relacionadas con fenómenos internos al motor. Por ello, se recurre a los dos tipos de ensayos que se exponen a continuación.
- **Ensayos sin combustión:** En general, estos ensayos se llevan a cabo arrastrando el motor mediante un motor eléctrico que puede ser de corriente continua o corriente alterna. Aunque se alejan de alguna forma de las condiciones reales de funcionamiento, se utilizan en muchas ocasiones, principalmente por su relativa sencillez para diversos estudios de pérdi-

das mecánicas y por la limpieza en los accesos ópticos al cilindro (inexistente en combustión) que posibilita el estudio del movimiento de la carga.

- Ensayos sobre modelos: En este tipo de ensayos se pretende simular algún proceso del motor en un modelo físico que permita la realización de ensayos en condiciones controladas. Normalmente, las condiciones operativas del motor se alejan en gran medida de las obtenidas en el modelo, por lo que es preciso encontrar correlaciones entre los parámetros medidos y aquellas variables cuya medida con el motor funcionando en condiciones reales sea posible. Como ejemplos podemos citar: el banco de flujo estacionario para la estimación del coeficiente de descarga de las válvulas, el banco de impulsos para la determinación de la respuesta acústica de silenciadores y las maquetas de inyección para el estudio de chorros.

Las clasificaciones anteriores ponen de manifiesto la cantidad y heterogeneidad de las magnitudes a medir cuando nos referimos a un tema tan amplio como el de ensayo de motores.

28.3 Transductores

Un transductor es un dispositivo o un conjunto de dispositivos que permiten transformar una magnitud física en otra más manejable y susceptible de medirse. Para ello, se ponen en práctica multitud de recursos relacionados con las propiedades de ciertos materiales que se convierten en generadores de señal en presencia de determinadas excitaciones físicas. En sentido amplio, un transductor generalmente está compuesto por tres etapas diferenciadas (véase la Figura 28.2).

1. Etapa de detección (sonda). Es el elemento que interacciona con el sistema físico del cual se pretende cuantificar alguna magnitud física característica. En los sistemas intrusivos, la sonda (también llamada sensor o captador) está en contacto con el sistema físico. Este elemento detecta la variable física y realiza una transformación mecánica o eléctrica de la misma en una señal medible.
2. Etapa intermedia. En esta etapa se acondiciona la señal eléctrica proveniente de la etapa anterior (captador) bien por normalización, para adecuarla a la señal admitida por la siguiente etapa, por amplificación, para evitar una atenuación excesiva durante la transmisión de la señal hasta la siguiente etapa, o por filtrado, en el caso que no se requiera transmitir todos los armónicos contenidos en la señal. Dado que, en general, la señal eléctrica proporcionada por el captador es de pequeña amplitud y la etapa final se ubica lejos del sistema físico, es imprescindible ubicar las dos primeras etapas próximas entre sí y cerca de la zona de medida, y amplificar dicha señal.
3. Etapa final. Esta etapa puede ser muy variada y en general, indica, almacena, controla, etc. la variable que se pretende cuantificar.

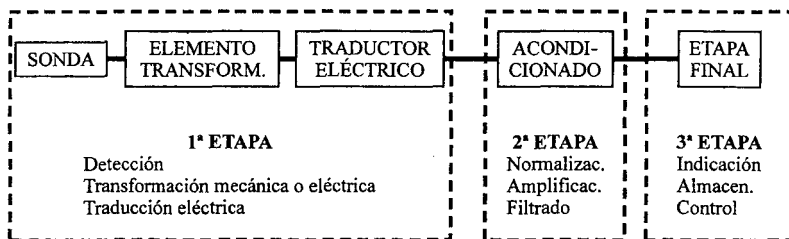


Figura 28.2 Etapas de un transductor.

Por ejemplo, en el caso de un tubo de pitot, el tubo propiamente dicho es la sonda, mientras que las columnas de líquido serían el elemento transformador mecánico. Eventualmente podría utilizarse un captador de presión diferencial que sería el traductor eléctrico.

La precisión global de un transductor depende de la precisión de todos los elementos que componen el sistema, por lo que la configuración debe hacerse teniendo en cuenta que tanto esta como la resolución estén equilibradas.

Dado que los captadores son los dispositivos encargados de cuantificar las magnitudes físicas, sus características juegan un papel muy importante en la exactitud y la precisión de la medida de tales magnitudes. Por este motivo, su correcta elección cobra especial relevancia en toda metodología experimental, para lo que se tiene en cuenta las siguientes características principales:

- **Rango.** Es el dominio de variación de la magnitud medida en el cual se asegura la conversión con una determinada precisión.
- **Sensibilidad.** Es la variación de la señal de salida del captador producida por un incremento elemental de la magnitud física de entrada. En los sensores lineales, la sensibilidad es constante mientras que en los no lineales será función de la magnitud de entrada.
- **Error de fidelidad.** Es la desviación máxima que cabe esperar entre la curva de calibración y las medidas efectuadas. Este error incluye la suma de todos los errores debidos a influencias ambientales, holguras y rozamientos, histéresis, ruido, imperfecciones constructivas, etc. En los sensores lineales esta característica se denomina error de linealidad.
- **Umbral de medida (poder de resolución).** Es el mínimo valor de la magnitud física que es susceptible de medir el captador con una precisión determinada.
- **Rapidez de respuesta.** Cuantifica la capacidad del captador de seguir fielmente las variaciones temporales de la magnitud física. Se determina normalmente mediante los parámetros que caracterizan la respuesta del captador a una excitación escalón. Se cuantifica por el tiempo que tarda el sensor en proporcionar una señal equivalente al 63% de la máxima amplitud de la excitación.
- **Deriva.** Es la variación temporal del cero (referencia) o la sensibilidad del captador mientras se mantiene constante la variable física de entrada y las condiciones ambientales. Normalmente es debida a desequilibrios térmicos en los sistemas internos del captador.
- **Respuesta frecuencial.** Es la variación de la relación de amplitudes y de la diferencia de fase al variar la frecuencia de la señal de entrada.

28.4 Medidas en ensayos convencionales de motor

La diversidad de parámetros asociados a los ensayos de motor nos obliga a realizar una clasificación teniendo en cuenta el grado de información que proporcionan sobre el funcionamiento del motor. Así, distinguiremos entre los parámetros fundamentales y los específicos. Estos últimos se pueden subdividir a su vez de acuerdo con la evolución temporal del fenómeno físico que caracteriza dicho parámetro.

Los parámetros fundamentales son aquellos parámetros que dan información directa de las prestaciones del motor: par, consumo de combustible y potencia. En la Tabla 28.1 se resume tanto la instrumentación habitualmente empleada para la medida de tales parámetros como aquellos que se pueden determinar a partir de los parámetros fundamentales medidos. Por otro lado, estos parámetros permiten obtener las curvas características del motor, tanto a plena

carga como a cargas parciales (Figura 28.3). Para la realización de los ensayos de motores hay dos variables básicas que definen las características de funcionamiento del motor:

- El grado de carga, que en un MEP se regula actuando sobre la mariposa del sistema de admisión y en un MEC actuando sobre el sistema de inyección.
- El régimen de giro, que se regula por un elemento externo que disipa la potencia desarrollada por el motor. En un banco de ensayos, este elemento es el freno dinamométrico.

Tabla 28.1 Parámetros fundamentales.

Parámetro a medir	Parámetro derivado	Instrumentación
Par efectivo	Presión media efectiva	Balanza, célula de carga
Régimen de giro	Velocidad lineal media del pistón, potencia efectiva	Tacómetros ópticos, magnéticos, mecánicos
Consumo de combustible	Consumo específico, rendimiento efectivo	Medidores volumétricos y gravimétricos

En realidad, es posible definir cualquier parámetro característico de la operación del motor mediante el ajuste de estas dos variables. Como se puede observar en la Figura 28.3(b), el par efectivo del motor queda definido al fijar el grado de carga (ajustado en el motor) y el régimen de giro (ajustado en el freno).

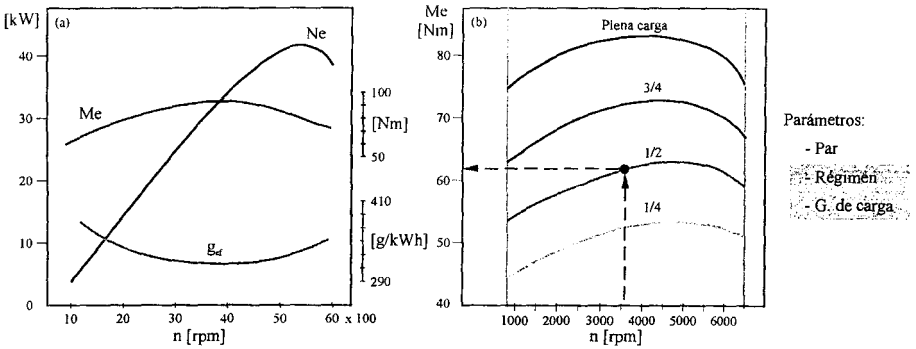


Figura 28.3 Curvas características: (a) a plena carga, (b) a carga parcial.

Los parámetros específicos son aquellos que no proporcionan una información directa de las prestaciones del motor, aunque en muchos casos pueden dar información cualitativa de dichas prestaciones, como por ejemplo el gasto de aire, etc. Los parámetros específicos medios caracterizan aquellos procesos del motor que se pueden considerar estacionarios o cuasiestacionarios. Los parámetros específicos instantáneos dan información de variables cuya magnitud se modifica con el tiempo. Dentro de esta clasificación, el parámetro más indicativo es la presión instantánea en el cilindro, a partir de la cual es posible determinar las variables indicadas del motor. La Tabla 28.2 muestra un resumen de los parámetros específicos, de la instrumentación utilizada para su medida y los parámetros derivados.

Tabla 28.2 *Parámetros específicos.*

Parámetro a medir		Parámetro derivado	Instrumentación
Medios	Temperatura	Control, determinación del gasto másico de aire	Termopar, termorresistencia, termistor
	Presión		Columna de líquido, captador piezorresistivo
	Gasto de aire	Rendimiento volumétrico, dosado	Tobera, diafragma, flujo laminar, anemómetro
	Contaminantes gaseosos		Infrarrojos, quimioluminiscencia, ionización de llama
	Partículas		Túnel o mini túnel de dilución
	Humos		Bosch
Instantáneos	Presión	En cilindro: presión media, potencia y rendimiento indicados, rendimiento mecánico, presión máxima	Captador piezoeléctrico, muelle débil
		En colectores: gasto instantáneo	Captador piezoeléctrico, piezorresistivo
	Ángulo de giro	Variación del volumen del cilindro	Codificador angular óptico, magnético
	Humos		Hartridge

28.4.1 Medida de parámetros fundamentales

Medida de par y régimen de giro

Como se ha mencionado anteriormente, el par efectivo es una de las magnitudes fundamentales, puesto que de ella se derivan las curvas características del motor ensayado. Lo mismo se puede decir del régimen de giro del motor, debido a su relación directa con el par, por lo que tratamos ambas variables en paralelo. Existen dos formas generales de medir el par efectivo de un motor: directa e indirectamente.

En los métodos directos, el motor se acopla a un elemento que absorbe y disipa la energía desarrollada por el motor, pudiéndose medir el par de frenado que es equivalente al par efectivo del motor una vez que el conjunto tiene un funcionamiento estable. El elemento que ofrece el par resistente al motor normalmente se denomina freno dinamométrico, y consta esencialmente de un rotor acoplado directamente al volante de inercia del motor, y un estátor balanceado respecto al rotor, que por medio de una barra (brazo) está conectado a una célula de carga, en donde se mide la fuerza debida al par de vuelco del estátor. Los tipos de frenos más frecuentes son los siguientes:

- Frenos de fricción: El primer y más simple freno de fricción fue el freno Prony, el cual estaba constituido por dos zapatas de fricción en contacto con un tambor acoplado directamente al cigüeñal del motor, como muestra el esquema de la Figura 28.4.

En estos frenos, la regulación del par de frenado se realiza presionando más o menos las zapatas solidarias al estátor contra el tambor (rotor), con lo que para un régimen de giro estable se produce un par de vuelco en el estátor equivalente a FL . Los frenos Prony están ya en desuso, habiendo sido sustituidos por frenos compuestos por un conjunto de discos de fricción refrigerados con agua. Estos frenos se aplican en ensayos de baja velocidad como los realizados en banco de rodillos, en donde se disipa la potencia desarrollada por el motor después de la cadena cinemática correspondiente a la caja de marchas del vehículo.

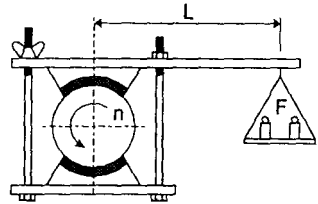


Figura 28.4 Esquema de un freno Prony.

- Frenos hidráulicos: Formados por un rotor con palas que, al girar, produce un movimiento toroidal intenso en el agua que contiene como se muestra en la Figura 28.5, debido a la fuerza centrífuga inducida. El efecto inmediato de este movimiento es el de transferir cantidad de movimiento desde el rotor al estátor y por tanto desarrollar un par resistente al giro del rotor que está equilibrado por un par de reacción en el estátor. Como consecuencia de este movimiento, se genera un vórtice de forma toroidal produciendo elevados niveles de turbulencia en el agua y la disipación de la energía en forma de calor cedido al agua. La regulación de estos frenos se puede llevar a cabo de dos maneras distintas. La primera consiste en variar el nivel del agua en el interior de la carcasa y, por lo tanto, la cantidad de agua batida por el rotor. En la segunda, se mantiene el nivel de agua en el interior del freno, modificándose la sección de interacción entre el rotor y el estátor mediante el empleo de compuertas deslizantes. Entre las ventajas más importantes de este tipo de freno pueden destacarse su construcción sencilla, facilidad de mantenimiento, y precio reducido en comparación con otros tipos. Sin embargo, presenta dificultades de automatización y su regulación es poco fina.

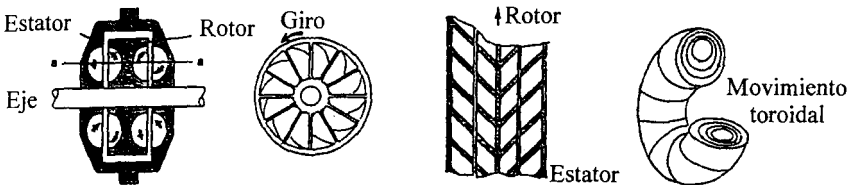


Figura 28.5 Freno hidráulico.

- Freno electromagnético: Consta de un rotor de elevada permeabilidad magnética con aspecto de engranaje recto de dientes anchos y paso elevado. El estátor contiene una o varias bobinas de campo que son excitadas mediante una pequeña corriente continua. La aplicación de esta corriente produce un campo magnético paralelo al eje del rotor (Figura 28.6), cuyo giro produce cambios de flujo del campo magnético en las paredes de la cámara de agua de refrigeración del estátor, dando lugar a la circulación de corrientes de Foucault cerca de la periferia interna del estátor y a la disipación de energía en forma de calor al agua de refrigeración del estátor. La potencia disipada se controla con la intensidad de corriente suministrada a las bobinas de campo, con lo que se consigue una rápida variación

del par resistente. Son simples, robustos y susceptibles de ser automatizados con gran variedad de sistemas de control relativamente simples. Además, estos frenos son capaces de desarrollar un par de frenado elevado a velocidades relativamente bajas. Sin embargo, el costo de estos frenos es elevado comparado con los frenos hidráulicos y su mantenimiento no es tan simple.

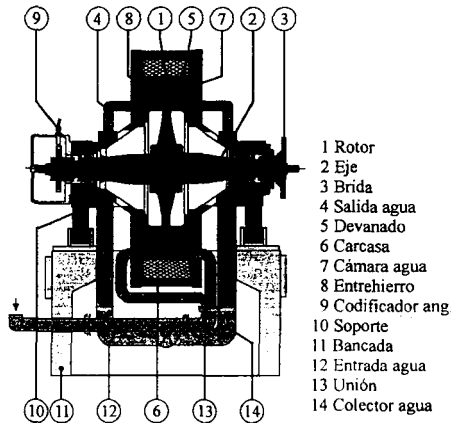


Figura 28.6 Freno electromagnético.

- **Dinamofreno:** Como el anterior, este tipo de freno pertenece al grupo de los frenos eléctricos, ya que se trata de un generador de corriente continua acoplado al motor. Esta dinamo absorbe la energía disponible en el cigüeñal, generando una corriente continua y provocando un par de vuelco sobre el estátor (carcasa) que, como en los casos anteriores, está balanceado. La potencia disipada se puede medir con una célula de carga como en los frenos anteriores, o bien midiendo la energía eléctrica generada. La regulación del par de frenado se consigue variando la tensión en el inducido del generador. Los dinamofrenos son en general robustos, fáciles de automatizar y también se pueden emplear en sentido inverso como motor de arrastre o de arranque del motor de combustión. Además, la energía eléctrica generada se puede aprovechar aportándola a algún sistema de la sala o, después de ser acondicionada, directamente a la red. En caso contrario, se requiere el uso de un sistema de disipación variable de energía, como por ejemplo un banco de resistencias. Como principales inconvenientes de estos frenos se puede mencionar el tamaño, el reducido rango de velocidad, el precio y la elevada inercia, que puede ocasionar vibración torsional y una pobre respuesta a cambios de velocidad, lo que los descartan para ensayos en transitorios.
- **Frenos asíncronos:** Estos frenos eléctricos consisten esencialmente en un motor de inducción que, gracias a la tecnología actual, ofrecen casi las mismas características de funcionamiento que los dinamofrenos con la ventaja adicional de tener una menor inercia. La velocidad del motor se controla regulando la frecuencia de la tensión de alimentación. La fuente de alimentación comprende un rectificador de tensión, un circuito intermedio de corriente continua y un inversor de tensión para generar la tensión de frecuencia variable. Al tener una menor inercia estos frenos presentan una respuesta dinámica adecuada para ensayos en transitorio. Sin embargo, su elevado precio sigue siendo su mayor inconveniente.

A la hora de elegir un tipo de freno para ser acoplado a un motor o una serie de motores, es necesario conocer, por una parte, la constante del freno y por otra, las curvas características del funcionamiento del mismo, con el fin de cubrir todos los posibles puntos de funcionamiento del motor. Por simplicidad, nos apoyaremos en la Figura 28.4 para introducir el concepto de constante del freno.

En efecto, el par efectivo producido por el motor se puede medir a partir de la fuerza registrada por la balanza según la siguiente expresión:

$$M_e = FL \quad (28.1)$$

donde M_e es el par efectivo en Nm, F la fuerza ejercida por la balanza en Newtons y L la longitud del brazo de palanca en metros.

Por otro lado, la potencia efectiva desarrollada por el motor se obtendrá a partir de:

$$N_e = \frac{M_e \omega}{1000} = \frac{FL}{1000} \frac{2\pi n}{60} \quad (28.2)$$

siendo N_e la potencia efectiva en kW, ω la velocidad angular en rad/s y n el régimen de giro en rpm.

La expresión anterior puede escribirse como:

$$N_e = \frac{Fn}{K} \quad (28.3)$$

siendo K la constante del freno, cuyo valor para el sistema de unidades que hemos elegido es:

$$K = \frac{60000}{2\pi L} \quad (28.4)$$

Así pues, la constante de un freno depende del brazo de palanca (L) y del sistema de unidades escogido. Frecuentemente, la constante del freno se elige de modo que facilite las operaciones para determinar el par efectivo (o la potencia), o bien se emplea un brazo de palanca de un metro, de manera que la lectura en la balanza corresponde directamente al par efectivo desarrollado por el motor.

Los distintos tipos de frenos expuestos anteriormente presentan curvas de funcionamiento (par-régimen, potencia-régimen) sustancialmente diferentes entre sí, lo cual se debe tener en cuenta, como ya hemos mencionado, a la hora de seleccionar un freno para una determinada aplicación. La Figura 28.7 muestra las curvas de funcionamiento de frenos con aplicación en el ensayo de motores, en donde se aprecian claramente las citadas diferencias.

Centrándonos en las curvas correspondientes a los frenos hidráulicos, los límites del campo de actuación están caracterizados por:

- Par máximo de frenado: Curva límite que da el máximo par resistente que puede oponer el freno para distintos regímenes de giro. Este límite está asociado al nivel máximo de llenado del freno o a la máxima interacción entre el rotor y estátor, aumentando el par con el cuadrado de la velocidad.
- Par máximo registrable por la célula de carga: Esta limitación está originada por la máxima lectura de que es capaz de realizar el elemento de medida. En el diagrama potencia-régimen se trata de una recta que pasa por el origen, que puede modificarse cambiando el brazo de palanca o instalando indicadores con doble escala de medida.

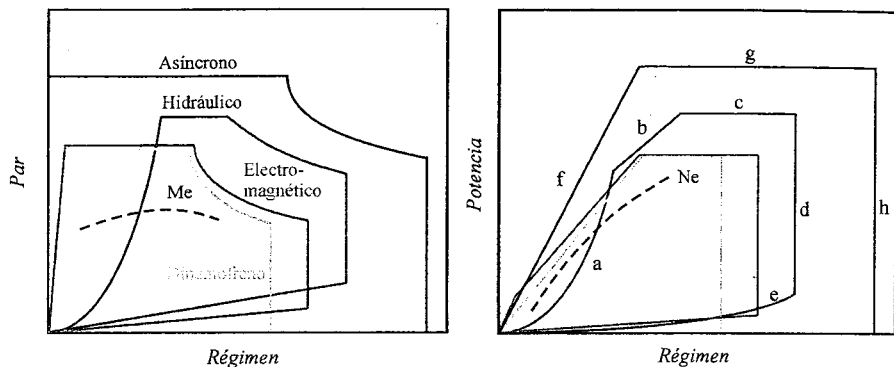


Figura 28.7 Curvas de funcionamiento de los frenos.

- c) Potencia máxima: Corresponde a la máxima potencia que puede absorber el freno, cuya limitación normalmente viene impuesta por la capacidad de éste para evacuar el calor generado a través del agua.
- d) Máximo régimen: Es una línea vertical que corresponde a la máxima velocidad admisible en el freno como consecuencia de los esfuerzos centrífugos que se originan.
- e) Mínimo par de frenado, que corresponde al mínimo caudal de agua trasegado por el freno.
- En cuanto a las curvas características de una dinamofreno o un freno asincrono, se puede observar que los límites quedan reducidos a los tres aspectos siguientes:
- f) Par constante correspondiente a la máxima corriente de excitación.
- g) Potencia máxima de frenado, la cual está asociada a la máxima potencia eléctrica generada por el freno.
- h) Máximo régimen.

Sin embargo, la Figura 28.7 muestra que las curvas características de los frenos electro-magnéticos presentan límites similares que los correspondientes a las de los frenos hidráulicos y que caen justo entre los límites de los otros dos.

Durante la elección de un freno para un motor o un conjunto de motores, es importante garantizar que las curvas de par y potencia del motor a plena carga estén dentro de los límites que forman las curvas características del freno. Véase por ejemplo en la Figura 28.7 un problema típico de acoplamiento de un motor con un freno hidráulico. El freno hidráulico es incapaz de ofrecer un par de frenado suficiente a bajo régimen.

Para una mayor precisión en las medidas, es recomendable elegir el freno más pequeño que cubra todo el rango de funcionamiento del motor más grande que se espera ensayar. También, es indispensable tener en cuenta el grado de sobrecarga y de exceso de velocidad admisible para evitar un deterioro prematuro del freno. Asimismo, se debe prestar especial atención al sistema de acoplamiento a emplear entre el motor y el freno para evitar vibraciones indeseables durante la operación.

Normalmente, los frenos suelen llevar un codificador angular magnético enfrentado a una rueda fónica (dentada) que puede ser utilizado para determinar el régimen de giro del freno o bien como señal de muestreo para sincronizar medidas de variables instantáneas en el motor. Sin embargo, este sistema está siendo abandonado por los codificadores ópticos, que entre otras ventajas, ofrecen una mayor resolución y menos problemas de ruido. De esta manera,

obtenido el par y el régimen de giro, es posible determinar la potencia desarrollada por el motor como hemos visto en el apartado anterior.

En los métodos indirectos, la unidad de medida no absorbe ni disipa la potencia generada por el motor. Presentan la ventaja de no necesitar instalaciones complejas para efectuar la medida, pudiéndose hacerse ésta sobre el motor en funcionamiento habitual. Son menos precisos que los métodos directos pero más sencillos de llevar a cabo.

La medida suele hacerse instrumentando el eje de transmisión entre el motor y el elemento resistente (alternador, ruedas, etc.) bien con métodos extensiométricos o bien con métodos torsimétricos. Dentro de este grupo pueden considerarse también los métodos basados en la aceleración libre del motor. Salvo en casos excepcionales, como ensayos in situ o ensayos de motores muy grandes, los métodos indirectos no suelen utilizarse.

Finalmente, la medida del régimen de giro se realiza mediante tacómetros que pueden ser mecánicos, de inducción (magnéticos) u ópticos. Estos últimos además se pueden utilizar para la cuantificación de la posición angular, que es un parámetro imprescindible para referenciar la magnitud de las variables instantáneas en términos del ciclo del motor. Los codificadores ópticos y magnéticos proporcionan una señal eléctrica periódica relacionada con el ángulo girado por el eje al cual va sujeto (por ejemplo el cigüeñal). Es posible así disponer de la referencia aludida antes (se volverá sobre este punto en el apartado 28.7), y de una lectura de la posición angular en función del tiempo que da información sobre el régimen de giro del motor.

Medida de gasto de combustible

La medida del gasto de combustible es de interés tanto para conocer el consumo de combustible como para determinar el dosado y el consumo específico del motor. Esta medida consiste en determinar el tiempo empleado por el motor, funcionando de manera estable, en consumir una determinada cantidad de combustible.

Por tanto, el tiempo de medida deberá ser, por un lado, lo suficientemente largo como para evitar grandes errores de medida y, por otro, lo bastante corto como para garantizar condiciones de funcionamiento estable del motor durante la medida. En motores de combustión interna alternativos, se recomienda un tiempo de medida comprendido entre 30 y 60 segundos.

Para la medida de este parámetro las soluciones más empleadas son:

- El método gravimétrico, en el que se determina el tiempo empleado por el motor en consumir una masa conocida de combustible almacenado en el depósito de una balanza de precisión. Aunque esta es la manera más simple de determinar el gasto de combustible, presenta el inconveniente de que es un sistema notablemente costoso. En la Figura 28.8 se muestra el esquema de un medidor gravimétrico que mide el peso del combustible consumido mediante un sensor capacitivo.
- El método volumétrico, en el que se determina el tiempo empleado por el motor en consumir un volumen conocido de combustible existente en una probeta aforada, instalada en paralelo con el depósito de combustible y conectada con éste y el motor mediante una válvula de tres vías. La instalación es muy simple y por lo tanto más barata que la anterior, pero presenta el inconveniente que es un método sensible a las variaciones de temperatura del combustible. En la Figura 28.9 se muestra un esquema de un medidor volumétrico de combustible.

Se debe prestar especial atención a los siguientes aspectos:

- El tubo 1 ha de tener como mínimo la misma altura que el depósito de combustible. La parte superior debe estar curvada para evitar la contaminación del combustible.

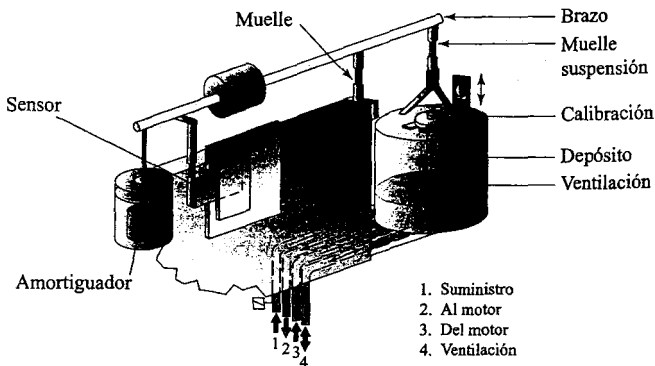


Figura 28.8 Medidor gravimétrico de combustible.

- La probeta 2 debe estar situada de manera que la marca del inicio de medida esté por debajo del nivel mínimo del depósito.
- La probeta 3 se incluye para garantizar el suministro de combustible al motor, por un tiempo razonable, después de la medida.
- Las marcas de inicio y fin de la medida (4) deben estar situadas a la altura del plano de visión del operario para garantizar una medida sin dificultad.

A pesar de su aparente sencillez, la medida del gasto de combustible es una tarea muy delicada que exige una calibración perfecta de las probetas o balanza, y ausencia tanto de fugas en las líneas de combustible después de los elementos de medida, como de burbujas de aire en la instalación.

Además, para no sobrevalorar la medida del consumo, el retorno de combustible debe introducirse en la línea de alimentación de combustible aguas abajo del elemento de medida, frecuentemente en el volumen para purgar la línea. Finalmente, para mantener uniforme la temperatura del combustible a lo largo de la línea es necesario refrigerar el combustible que retorna del sistema de inyección antes de devolverlo a la línea de alimentación, ya que, dependiendo de la presión de inyección, puede alcanzar los 100 °C.

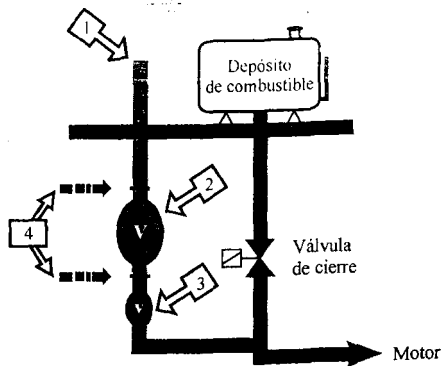


Figura 28.9 Medidor volumétrico de combustible.

28.4.2 Medida de parámetros específicos

Medida de presión

La medida de presión tiene una importancia notable, tanto en los colectores de admisión y escape para el estudio del proceso de renovación de la carga, como en el interior del cilindro para estudios de combustión. Además, esta variable es fundamental para el control de sistemas

auxiliares del motor como el sistema de lubricación, de inyección, etc., y para la estimación del gasto de aire admitido por el motor, como se verá más adelante. Generalmente, en los ensayos de motor se requiere la medida tanto de presiones medias como de presiones instantáneas, dependiendo del proceso que se quiere estudiar.

Para la medida de presiones medias, se pueden utilizar bien transductores mecánicos que responden a la presión con algún tipo de desplazamiento, como muelles, resortes, manómetros de Bourdon, etc., o bien transductores eléctricos de tipo piezorresistivo cuyas características se detallan más adelante. Sin embargo, por su simplicidad, bajo costo y autocalibración, las columnas líquidas (agua o mercurio) son también utilizadas para este tipo de medidas.

Para la medida de presiones instantáneas en motor, se ha generalizado el uso de los siguientes captadores eléctricos:

- **Captador piezorresistivo:** Se basan en la propiedad de los semiconductores de variar su resistencia cuando se deforman por acción de la presión. Permiten medir tanto presión media como instantánea. La sensibilidad y su frecuencia natural son altas pero presentan un elevado nivel de derivas térmicas. Son adecuados para procesos de alta frecuencia y variaciones de presión de relativamente pequeña amplitud, como en los colectores de admisión y escape. La temperatura máxima de trabajo es de unos 150 °C, por lo que la refrigeración del transductor es indispensable para medir presión en el escape.
- **Captador piezoeléctrico:** Se basan en la propiedad que tienen los cristales de cuarzo de cargarse eléctricamente cuando son sometidos a presión. A diferencia de los anteriores, permiten medir variaciones de presión relativa y precisan la normalización de la señal de salida mediante acondicionadores de alto coste. Presentan una adecuada sensibilidad, una alta linealidad y un rango dinámico elevados. La temperatura máxima de trabajo es de 350 °C y su sensibilidad varía ligeramente con la temperatura. Son adecuados para procesos de alta frecuencia y donde se presentan cargas térmicas y dinámicas elevadas, como por ejemplo durante la combustión o el escape. Estos captadores también se pueden utilizar para la medida de presión instantánea en el colector de admisión y en las líneas de inyección.

Durante la medida de la presión instantánea en motores son frecuentes los errores sistemáticos ligados a la calibración del captador. Para evitarlos, es recomendable establecer rutinas de calibración adaptadas al proceso a evaluar y que puedan ser aplicadas con frecuencia.

Medida de temperatura

La temperatura es una magnitud física intensiva que se mide mediante termómetros mecánicos (de líquido, de gas), eléctricos (termopares, termorresistencias, termistores) u ópticos (pinturas, cristal líquido, pirómetros).

En cualquiera de las aplicaciones habrá que tener en cuenta que la medida se realiza por transferencia de calor entre el medio a medir y el elemento de medida, por lo que ambos deben llegar al equilibrio térmico antes de que la señal de salida del transductor sea representativa de la temperatura del medio. En algunos casos será preciso considerar la forma en que el elemento de medida modifica las características térmicas del medio.

Por ello, la medida de temperatura en muchos de los procesos del motor es quizá la labor más imprecisa, ya que en ocasiones es imposible garantizar un estado de equilibrio entre el medio y el elemento de medida, debido fundamentalmente a los elevados tiempos de respuesta de los captadores disponibles. Sin embargo, la estimación de la temperatura es fundamental para el estudio de diversos procesos asociados al funcionamiento del motor, por lo que se ha

adoptado casi universalmente el uso de termómetros eléctricos para la obtención de valores medios de esta variable. Éstos son:

- **Termorresistencias:** Son resistencias metálicas cuyo valor varía linealmente con la temperatura. Los metales más utilizados suelen ser el platino, el cobre, el níquel y el wolframio, de los que el primero es el que mayor linealidad presenta, pero también es el más caro. Las termorresistencias son, en general, los termómetros eléctricos de mayor precisión y linealidad. Sin embargo, su sensibilidad es baja y su respuesta lenta, requieren fuente de alimentación y son caras. Son recomendables para la medida de bajas temperaturas, como por ejemplo en los sistemas de admisión, de inyección, lubricación, etc.
- **Termopares:** Por su funcionamiento simple, estos captadores son los más utilizados para la medida de temperatura. Los termopares se basan en la propiedad que tienen los conductores metálicos que generan una fuerza electromotriz al someter a sus extremos a una diferencia de temperatura. El montaje consiste en una unión caliente que está en contacto con el medio que queremos medir y una unión fría sometida a una temperatura de referencia. La fuerza electromotriz generada depende de los materiales que forman ambas uniones. Normalmente, la unión fría se encuentra en el sistema de adquisición a temperatura ambiente, tomándose ésta como referencia para corregir el valor de temperatura asociado a la f.e.m. generada por la unión caliente. Por su mayor linealidad, los termopares de mayor aplicación en motores son los formados con cromel-alumel (tipo K). Entre las ventajas de estos termómetros se pueden destacar su bajo coste, su bajo tiempo de respuesta y que no necesitan fuente de alimentación. Tienen como inconvenientes la poca linealidad, la baja tensión de salida, la necesidad de una unión de referencia y el mayor costo de los conductores. El amplio rango de temperaturas que pueden cubrir los termopares los hacen adecuados para la medida de temperatura en cualquier medio del motor, principalmente en aquellos cuya temperatura es elevada, como por ejemplo en los gases de escape.
- **Termistores:** Son elementos semiconductores con una elevada sensibilidad, aunque su falta de linealidad es acusada. Estos elementos, dependiendo su constitución, presentan grandes variaciones de su resistencia, tanto en sentido negativo como positivo, sobre un amplio rango de temperaturas. Su principal ventaja es la velocidad de respuesta alta, especialmente con configuraciones geométricas de tamaño reducido, por lo que los hacen adecuados para sistemas de seguridad y control.

En la Figura 28.10 se han representado los rangos de utilización de los termómetros que se acaban de explicar, con el fin de dar una idea rápida de la aplicación de estos elementos en ensayo de motores. En esta figura se incluyen también los pirómetros de radiación y óptico, los cuales son termómetros sin contacto que constituyen el único medio para la medida de temperaturas muy elevadas, como puede ser la temperatura de llama, o medidas más complejas como la medida de la temperatura superficial del segmento de com-

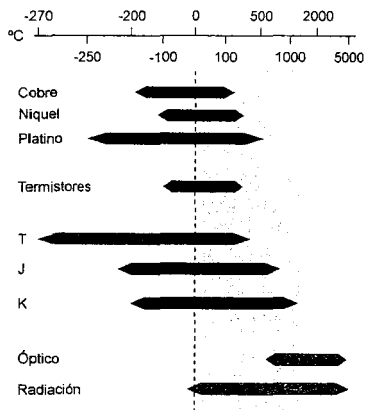


Figura 28.10 Rangos de utilización de los termómetros.

presión. La zona sombreada muestra el amplio rango de temperaturas asociado al funcionamiento del motor, que queda prácticamente cubierto por el termopar tipo K.

Medida de gasto de aire

La medida del gasto de aire en motores es también una labor de considerable dificultad pero de gran importancia, ya que el motor es una máquina en la que el fluido de trabajo es fundamentalmente aire. En el capítulo 9 se ha resaltado el efecto que tiene la masa de aire admitida sobre la potencia efectiva del motor (ecuación (9.1)). Por otro lado, la exacta cuantificación de la masa admitida por el motor es fundamental para el diagnóstico de la combustión en MCIA.

El método más simple de medir el gasto de aire estacionario es hacer pasar el aire por alguna singularidad (elemento de medida) que produzca una diferencia de presión en el fluido que pueda ser registrada con algún transductor de presión. Esta diferencia de presión es proporcional a la velocidad del fluido en los transductores lineales, y proporcional al cuadrado de la velocidad en los transductores no lineales. En cualquier caso, el elemento de medida debe producir una caída de presión acotada para garantizar, por un lado, unas pérdidas de carga mínimas en el sistema de admisión que no altere el funcionamiento del motor y, por otro, características de flujo incompresible que permitan utilizar la ecuación de Bernoulli sin errores apreciables.

Como se ha visto en el capítulo 8, el flujo en la admisión de un MCIA es pulsante o no estacionario. Esta característica implica que, para medir el gasto de aire en motores cumpliendo con los requerimientos anteriores, bien se usen transductores lineales o bien, se atenúen las pulsaciones generadas por el motor para garantizar un flujo estacionario aguas abajo de cualquier transductor no lineal. Para atenuar las pulsaciones del flujo se puede emplear el método del tapón sónico o la amortiguación mediante un depósito de remanso. El primero consiste básicamente en interponer entre el motor y el elemento de medida una válvula de sección regulable con el fin de provocar un flujo sónico (gasto crítico) en su garganta para evitar que las pulsaciones del motor remonten hasta el elemento de medida. Como se muestra en el esquema de la Figura 28.11, con el fin de mantener la presión de admisión del motor, este sistema también requiere un depósito conectado a la admisión del motor y una válvula reductora y un generador de flujo a presión constante aguas arriba de la válvula de sección variable. Este sistema permite mantener el flujo trasegado a través del elemento de medida en régimen estacionario y su mayor inconveniente es la dificultad de regulación.

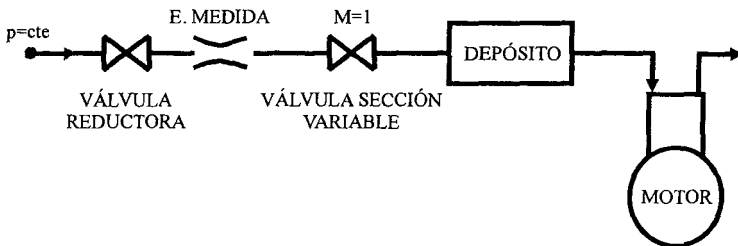


Figura 28.11 Método del tapón sónico.

En el segundo método, el elemento de medida se instala a la entrada de un depósito de remanso acoplado a la admisión del motor (véase Figura 28.12) y con suficiente capacidad para

amortiguar las oscilaciones de gasto producidas durante el proceso de admisión. El inconveniente que presenta este método respecto al anterior es el tamaño del depósito, que puede llegar a ser dos órdenes de magnitud mayor. El volumen mínimo del depósito de remanso está en función del tamaño del motor y otras características, como por ejemplo el número de cilindros, la presión de admisión y la diferencia de presión en el elemento de medida. En general, cuanto más grande es el motor y menor es el número de cilindros mayor es el volumen del depósito de remanso requerido.

La Sociedad de Ingenieros de Automoción Americana (SAE) propone una expresión sencilla para el cálculo del volumen del depósito de remanso en litros:

$$V_{rem} \geq K \frac{V_d}{n\sqrt{z/2}} \tag{28.5}$$

donde la constante K es 90000 y 180000 para motores sobrealimentados y de aspiración natural, respectivamente, V_d es la cilindrada unitaria en litros, n el régimen de giro en rpm y z el número de cilindros.

En motores turbosobrealimentados, debido a la presencia del turbocompresor, dichas oscilaciones suelen estar más atenuadas por lo que, en ocasiones, no es imprescindible el uso del depósito, siendo posible la medida con transductores no lineales en este caso. Esto es menos crítico aún si además el motor tiene intercooler, el cual se comporta como un amortiguador adicional a las fluctuaciones del gasto.

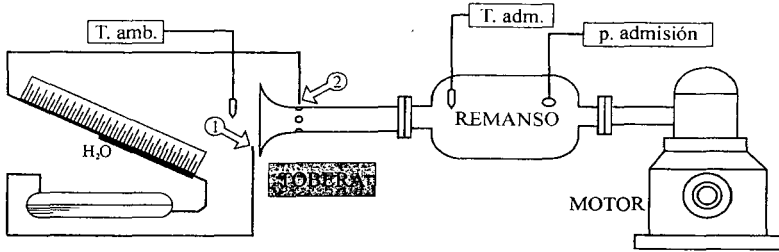


Figura 28.12 Medida del gasto de aire usando depósito de remanso.

En lo que sigue se dará una descripción de los elementos más utilizados para la medida del gasto de aire admitido por el motor.

- Tobera calibrada. Se trata del medidor de presión diferencial más utilizado para la medida del gasto másico de aire. Como muestra la Figura 28.12, para medir el gasto de admisión del motor, generalmente la tobera admite aire de la atmósfera, provocando una diferencia de presión (Δp) entre ésta (punto 1) y la garganta de la tobera (punto 2) que depende del cuadrado de la velocidad del fluido trasegado. La expresión del gasto es:

$$\dot{m} = K' \sqrt{\rho \Delta p} \tag{28.6}$$

siendo ρ la densidad del aire en condiciones atmosféricas y K' la constante de la tobera, que es función de la geometría de la tobera, el coeficiente de descarga y el salto de presión (coeficiente de compresibilidad). El tamaño de la tobera es función del gasto, ya que se diseña para que tanto el coeficiente de descarga como el coeficiente de compresibilidad estén

próximos a 1. Dado que el coeficiente de descarga de una tobera es cercano a 1 en un amplio rango de números de Reynolds, estos elementos producen poca pérdida de carga. Su mayor desventaja es que se trata de un medidor no lineal (la diferencia de presiones es proporcional al cuadrado del gasto), por lo que no puede ser usado para medir flujos no estacionarios, si no es mediante cualquiera de los métodos de amortiguación explicados anteriormente. Sin embargo, este sistema de medida está muy extendido, por su suficiente rango de medida, su instalación sencilla y su bajo costo. Aunque en el esquema de la Figura 28.12 se muestra una columna inclinada de agua para medir Δp , su puede emplear cualquier captador de presión diferencial para la medida de dicho parámetro.

- Orificio calibrado (diafragma). Consiste en un orificio circular concéntrico o excéntrico en forma de media luna con el tubo de corriente, midiéndose el salto de presiones aguas arriba y aguas abajo del diafragma: puntos 1 y 2 del esquema de la Figura 28.13. Presenta la ventaja de ser muy delgado y en consecuencia fácilmente intercambiable sin modificar la instalación. De la misma forma que en el caso de la tobera, el salto de presión inducido por este elemento también varía con el cuadrado del gasto. Adicionalmente, presenta el inconveniente de tener un rango más limitado de medida. Es decir, la medida de rangos de gasto muy amplios con diafragma, requerirá la utilización de más de un elemento. Además, como la contracción de vena se modifica al variar el número de Reynolds, requieren ser calibrados para determinar el coeficiente de descarga. Debido a que este coeficiente está alrededor de 0.6, el diafragma es un elemento con mayor pérdida de carga que la tobera.

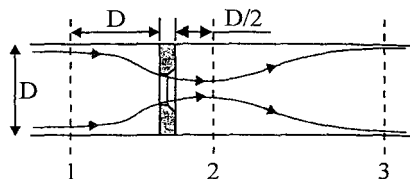


Figura 28.13 Medida de gasto con diafragma.

Adicionalmente, presenta el inconveniente de tener un rango más limitado de medida. Es decir, la medida de rangos de gasto muy amplios con diafragma, requerirá la utilización de más de un elemento. Además, como la contracción de vena se modifica al variar el número de Reynolds, requieren ser calibrados para determinar el coeficiente de descarga. Debido a que este coeficiente está alrededor de 0.6, el diafragma es un elemento con mayor pérdida de carga que la tobera.

- Caudalímetro de flujo laminar. Este elemento consiste en un tubo metálico que contiene en su interior un elevado número de conductos separados por paredes delgadas. El flujo a través de dichos conductos es sustancialmente laminar y como consecuencia la diferencia de presión entre sus extremos (secciones 1 y 2 en el esquema de la Figura 28.14) es lineal a la velocidad de paso del fluido y no cuadrática como en los casos anteriores. La expresión matemática que relaciona el caudal y la diferencia de presión en estos caudalímetros se deduce a partir de la ley de Poiseuille, que determina el valor de fricción en un flujo laminar:

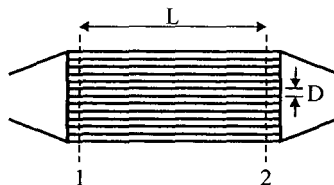


Figura 28.14 Caudalímetro de flujo laminar.

$$Q = c_c K \frac{D^4 \Delta p}{L \mu} \quad (28.7)$$

donde c_c es el coeficiente de calibración, K es una constante, μ la viscosidad dinámica y D y L son el diámetro y la longitud de los conductos como muestra el esquema de la Figura 28.14. La principal ventaja de estos elementos de medida es que pueden trabajar en flujo no estacionario sin necesidad de utilizar elementos de remanso. Sin embargo, su rango de medida es acotado (el flujo en el interior de los conductos debe ser laminar), son

sensibles a la viscosidad del aire y extremadamente sensibles al ensuciamiento, lo que obliga a aplicar rigurosas rutinas de limpieza antes de su uso. En este caso, como en los anteriores, la diferencia de presión en el elemento se mide generalmente mediante cualquier sensor de presión diferencial.

- Anemómetro de hilo caliente. Este elemento es un medidor de gasto eléctrico que se basa en la medida de la variación de la resistencia eléctrica de un conductor como consecuencia del enfriamiento producido por el paso del aire en contacto con éste. La velocidad del fluido se puede estimar bien con un sistema de intensidad de corriente constante (CCA), determinando la variación de la temperatura del hilo, o bien con un sistema de temperatura constante (CTA), determinando la variación de la tensión suministrada para mantener dicha temperatura. El primero de los sistemas es el más simple y económico mientras que el segundo es el de mejor respuesta dinámica. En el apartado 4.2 del capítulo 23 se ha explicado en detalle el principio de medida de gasto con sensores CTA, el cual queda caracterizado por la ecuación (23.4). La principal ventaja de estos elementos es que son muy compactos y permiten la automatización de las medidas. Entre las desventajas se puede señalar la necesidad de una exhaustiva calibración, la sensibilidad al ensuciamiento y el precio.

Medida de emisiones en el escape

Por su naturaleza, la medida de emisiones contaminantes en el escape del motor requiere instrumentación generalmente basada en técnicas muy precisas y sofisticadas extraídas del campo de la física. Por ello, los analizadores involucrados con estas mediciones requieren un mantenimiento especial y una continua calibración. Los analizadores para la medida de las emisiones de los gases de escape deben ser lo suficientemente sensibles como para detectar pequeñas cantidades presentes en la muestra, especialmente en las emisiones diluidas, y evitar interferencias significativas con otros gases que pueden estar presentes.

Antes de exponer el principio de funcionamiento de la instrumentación necesaria para llevar a cabo esta labor, conviene recordar brevemente cuáles son las especies contaminantes que estamos interesados en medir. Las emisiones más importantes de los MEP son el monóxido de carbono (CO), los hidrocarburos sin quemar (HC) y los óxidos de nitrógeno (NO_x). En los MEC, el CO y los HC sólo cobran importancia cuando las temperaturas del motor son bajas, siendo, en cualquier condición, muy importantes las emisiones de NO_x y las partículas (humos). El CO₂ es un compuesto adicional presente en ambos motores, cuya medida durante el ensayo de motores permite junto con la medida de las especies anteriores y el oxígeno, determinar el dosado con el que trabaja el motor. Además, la medida del CO₂ tanto en el escape como en la admisión permite determinar la tasa de EGR.

En la tabla 28.3 se resume los métodos de medida de emisiones contaminantes actualmente utilizados. En los ensayos de homologación por emisiones contaminantes, el CO y el CO₂ se miden mediante un analizador no dispersivo en el infrarrojo (NDIR), mientras que las emisiones de NO_x y HC se miden con un analizador de quimioluminiscencia y un detector de ionización de llama, respectivamente. Debido a la baja absorptividad de los NO_x en el infrarrojo, su medida con el analizador NDIR está limitada a estudios de tipo cualitativo. Por otro lado, dado que para eliminar el efecto del vapor de agua sobre la medida con el analizador NDIR, se seca la muestra de gases de escape, la medida de HC con este analizador es poco fiable. Finalmente, el método homologado para la medida de partículas es el túnel de dilución o túnel de partículas y el método Hartridge está homologado para la medida instantánea de humos en motores de vehículos industriales.

Tabla 28.3 *Métodos de medida de emisiones contaminantes.*

Producto	Técnica
CO y CO ₂	Absorción de radiación infrarroja
NO _x	Quimioluminiscencia Absorción de radiación infrarroja
HC	Ionización de llama Absorción de radiación infrarroja
Partículas	Túnel de partículas
Humos	Humos Bosch Humos Hartridge

El analizador no dispersivo en el infrarrojo (NDIR) se basa en la propiedad de ciertos gases, como por ejemplo el monóxido y dióxido de carbono, de absorber selectivamente radiación infrarroja dentro de un estrecho rango de longitudes de onda. La muestra del gas de escape se introduce, previamente secada, en la célula de medida a través de la cual se hace pasar pulsantemente radiación infrarroja. El grado de absorción de la energía en la longitud de onda correspondiente al contaminante analizado, se mide mediante una fotocélula que indica la concentración de éste en la muestra.

El analizador de quimioluminiscencia se basa en emisión de fotones de luz como consecuencia de la reacción química entre el óxido nitroso y ozono (O₃). El nitrógeno contenido en los gases de escape es debido a la formación de NO y NO₂. En el analizador, el NO₂ es convertido a NO por un catalizador antes de hacerlo reaccionar con el O₃ que se genera en el mismo analizador irradiando aire atmosférico con luz ultravioleta. La emisión de luz se mide con una célula fotoeléctrica multiplicadora, indicando la concentración de NO_x en la muestra. Igual que en el analizador NDIR, la muestra de gases de escape se seca antes de entrar en el analizador.

El detector de ionización de llama está basado en la producción de electrones libres e iones positivos durante la combustión de los hidrocarburos. En el detector se mezcla la muestra con hidrógeno y aire activado, quemándose en una cámara que se mantiene a una temperatura elevada (~190 °C) para evitar la condensación de los hidrocarburos. Dicha combustión se produce en un campo eléctrico donde, por la producción de iones positivos, se genera una intensidad entre el ánodo y el cátodo de la cámara que es cercanamente proporcional al número de átomos de carbono provenientes de la combustión del hidrocarburo.

Las emisiones de partículas se pueden medir esencialmente mediante los tres métodos siguientes:

- Opacímetro Hartridge. En este método se mide la opacidad de los gases de escape no diluidos por el porcentaje de luz que no es absorbida. En este elemento de medida, los gases de escape se hacen pasar por un conducto caliente en cuyos extremos se instalan una lámpara halógena y un fotodiodo, de manera que la luz emitida por la lámpara atraviesa el conducto de gas hasta el fotodiodo. De acuerdo con la ecuación (28.8), la opacidad se puede determinar bien en términos del coeficiente de absorción (k) o en unidades de opacidad Hartridge (HSU) en el rango de 0-100%. Estos opacímetros se pueden utilizar en ensayos de motor, tanto estacionarios como dinámicos.

$$HSU = 100(1 - e^{-kL}) \quad (28.8)$$

- Opacímetro Bosch. Se basa en la medida del grado de opacidad de un filtro, después de haber sido atravesado por una muestra (de 330 cm³) no diluida de los gases de escape. El grado de opacidad se mide mediante una célula fotoeléctrica cuya escala más baja (0) se ajusta midiendo el grado de blancura del mismo filtro no contaminado. El uso de este sistema está limitado a la medida de la opacidad de los gases de escape en motores funcionando en condiciones estacionarias. La opacidad se cuantifica por un número (*FSN*) en la escala de 0 a 10, de acuerdo con la ecuación siguiente:

$$FSN = 10 \left(1 - \frac{\text{valor reflectométrico de la muestra}}{\text{valor reflectométrico del patrón}} \right) \quad (28.9)$$

Los métodos anteriores no dan una medida directa de la masa de partículas presentes en una muestra dada de gases de escape. Para salvar esta limitación, se puede encontrar en la literatura diversas correlaciones empíricas para estimar la masa de partículas a partir de la opacidad de los gases de escape. La más empleada es la correlación propuesta por Christian *et al.* [2] para determinar la masa de partículas por metro cúbico de gas de escape midiendo la opacidad en el filtro (*FSN*):

$$pm = \left(\frac{1}{0,405} \right) 4,95 FSN e^{(0,38 \cdot FSN)} \quad (28.10)$$

- Túnel de partículas. En el que se mide directamente la masa de partículas atrapadas en un filtro de papel durante el paso de un determinado volumen de gas de escape diluido. Lo más importante de este método se encuentra en que los gases se diluyen totalmente con aire (en condiciones ambientales de referencia) para simular en cierto modo la situación real de emisión, en la que se producen reacciones químicas entre las partículas y el aire atmosférico. Como muestra el esquema de la Figura 28.15, la dilución se consigue haciendo circular aire por el interior de un conducto de acero inoxidable de 250 a 300 mm de diámetro a una velocidad de 10 m/s. Los gases de escape del motor se descargan en el interior del túnel aguas arriba del anillo de mezcla. La muestra se toma al final del túnel, a través de una sonda isocinética y se deposita en dos filtros de fibra de vidrio recubiertos de teflón. Los filtros se pesan en una balanza de precisión y la masa total de partículas emitidas durante el ensayo se determina conociendo además los caudales de descarga del túnel (aire de dilución más gases de escape) y de la muestra que se hace pasar a través de los filtros.

$$pm = m_p \frac{(Q_s + Q_D)}{Q_s} \quad (28.11)$$

Particularmente para motores de vehículos industriales, el túnel de partículas resulta muy voluminoso y caro, por lo que se ha desarrollado una alternativa más reducida bajo el mismo principio: el mini túnel de partículas. A diferencia del anterior, en el mini túnel los gases de escape se diluyen parcialmente en condiciones ambientales de referencia. Esto se consigue controlando la proporción de los gases de escape (habitualmente un 2%) que se descargan en el interior del túnel.

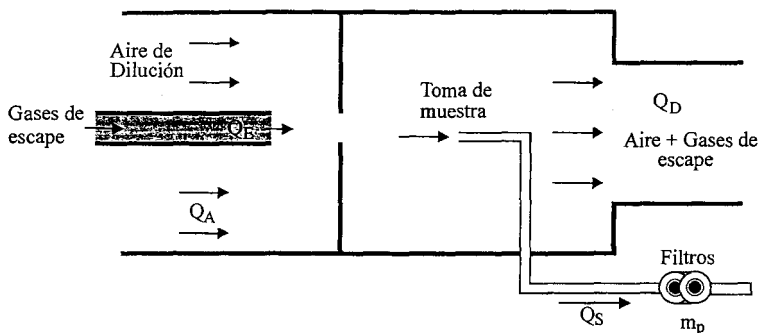


Figura 28.15 Túnel de partículas.

28.5 Ensayos dinámicos en motores

Debido a que en condiciones de utilización, los motores de automoción están sometidos a variaciones continuas de régimen y carga, los ensayos dinámicos en motores resultan imprescindibles para evaluar sus prestaciones, facilidad de conducción y ruido emitido. A diferencia de los motores estacionarios y marinos, en los que existe una relación sencilla entre el régimen y la carga, los motores de automoción están sometidos a una ley de carga compleja que depende de múltiples factores relacionados con el vehículo y el entorno. Los sistemas de medida de motores en operación no estacionaria deben asegurar, por un lado, que la secuencia de la medida es una simulación precisa de las condiciones reales de servicio y por el otro, que dicha secuencia sea suficientemente repetitiva.

En esta sección se dará una descripción de las técnicas experimentales empleadas para el ensayo de motores en estados de operación transitorio. Como la instrumentación relativa es equivalente a la usada en ensayos convencionales, este apartado estará centrado fundamentalmente en destacar la problemática de este tipo de ensayos y los procedimientos que se utilizan para la caracterización de motores en funcionamiento transitorio.

28.5.1 Tipos de ensayos dinámicos

Los ensayos dinámicos en motores pueden ser muy diversos dependiendo del objetivo que se persigue, lo que a su vez condiciona el tiempo característico del ensayo y las características de la instrumentación necesaria. De acuerdo con estos criterios se puede establecer los siguientes tipos de ensayo:

- Ensayos cortos. La duración de estos ensayos suele ser de unos pocos segundos. Están orientados a evaluar la gestión del motor durante el cambio de marchas, dado el gran impacto que tiene estas condiciones de operación sobre las emisiones contaminantes. También se emplean para analizar la respuesta del sistema de gestión del aire en motores turbosobrealimentados ante un incremento brusco de la potencia demandada.
- Ensayos de media duración. Estos ensayos se emplean para caracterizar el funcionamiento del motor en situaciones transitorias derivadas de aceleraciones y desaceleraciones bruscas. El tiempo característico de estos ensayos suele ser menor de un minuto.

- Ensayos de larga duración. Estos ensayos incluyen aquellos cuya duración es superior que el tiempo requerido para el calentamiento y puesta en carga del motor (mayor que 60 s). Dentro de este grupo se encuentran los ensayos de homologación de vehículos en cuanto a emisiones contaminantes (NEDC en Europa, FTP en EE.UU., JC08 en Japón, etc.). También, aquellos ensayos para la evaluación de las prestaciones de los sistemas de refrigeración, lubricación y postratamiento durante el calentamiento del motor. Salvo en estudios muy particulares, la instrumentación requerida en estos ensayos es, en general, la misma que se ha descrito en el apartado anterior.

28.5.2 Ley de carga

En condiciones nominales de trabajo, la potencia demandada a los motores de automoción es función de múltiples factores que dependen de las características de la conducción y que además son intrínsecos al vehículo. La ley de carga es una función que describe el comportamiento del vehículo durante su utilización en carretera. En este sentido, la ley de carga define las fuerzas de tracción y frenado requeridas en distintas situaciones como el funcionamiento a velocidad constante (llano), subir cuestas y descender pendientes, la aceleración y el frenado del vehículo, la transición entre cualquiera de las situaciones anteriores, el efecto de la aerodinámica y de los neumáticos, etc.

De acuerdo con Plint y Martyr [3], la ley de carga describe las prestaciones del vehículo y especifica la fuerza de tracción en términos de los siguientes parámetros:

- Masa del vehículo (incluyendo la masa de la carga).
- La resistencia por rodadura y aerodinámica.
- La pendiente de la carretera.

Teniendo en cuenta estos parámetros se puede escribir una ecuación sencilla para determinar la fuerza de tracción del vehículo F como sigue:

$$F = k_0 + k_1 u + k_2 u^2 + m \frac{du}{dt} + mg \operatorname{sen} \theta \quad (28.12)$$

donde k_0 es una constante relativa a la resistencia de rodadura, $k_1 u$ es la componente dependiente de la velocidad, el término $k_2 u^2$ da cuenta de la resistencia aerodinámica, m es la masa del vehículo y θ es la pendiente de la carretera.

La característica esencial del sistema de medida de motores en transitorio es precisamente que el dinamómetro tenga la capacidad de aplicar un par resistente a la rueda del vehículo (o un par equivalente directamente al motor) que sea representativo de la ley de carga. Esto es posible con la utilización de sistemas de control que resuelvan dicha ley en tiempo real y con dinamómetros con poca inercia y por tanto, con tiempos de respuesta suficientemente cortos.

28.5.3 Bancos para ensayos en transitorio

El elemento principal de los bancos para ensayos en transitorio es el dinamómetro. Las características de los dinamómetros para este tipo de ensayos pueden ser muy diversas y dependen fundamentalmente del objetivo de las medidas. Aunque, tradicionalmente, los bancos de rodillos se han utilizado para estas aplicaciones, actualmente también es posible emplear un freno dinámico acoplado directamente al motor.

- Banco de rodillos. Estos bancos se caracterizan por disponer de uno o más rodillos (hasta 4) que simulan la interacción de las ruedas del vehículo con el firme. El rodillo se instala

empotrado en el piso y se conecta a un freno dinamométrico para disipar la potencia entregada por el motor. Los diámetros de los rodillos varían en función de la aplicación del banco. Para la medida de emisiones contaminantes se pueden utilizar rodillos con diámetros entre 0,5 y 1 m, mientras que para ensayos de duración del vehículo o para la medida de ruido, el diámetro es mayor que 1,2 m con el fin de simular la interacción real de la rueda con el firme. La inercia del vehículo se suele simular mecánicamente, mediante volantes de inercia acoplados a los rodillos a través de un embrague o electrónicamente por simulación, en cuyo caso el freno es generalmente una máquina asíncrona.

- Banco dinámico. En este caso, se emplea un freno dinamométrico acoplado (con o sin embrague) directamente al motor, cuya extrema rapidez de respuesta a cambios de par y régimen permite simular el comportamiento del vehículo completo y de la transmisión. Evidentemente, las características dinámicas del sistema de control del dinamómetro son compatibles con estos requerimientos. Debido a su poca inercia y posibilidades de control, las máquinas asíncronas son las que generalmente se utilizan como dinamómetros en este tipo de bancos. Aparte de su mayor simplicidad, la ventaja principal del banco dinámico radica en la posibilidad de estudiar el comportamiento del motor aun sin tener definida la transmisión, ya que cualquier cambio en este sistema se puede simular en el ordenador que controla el banco.
- Rueda dinamómetro. En este sistema se reemplazan las ruedas del vehículo por dinamómetros individuales. Esta solución surge por la limitación de los banco de rodillos para simular situaciones como el funcionamiento del vehículo en curvas (en donde el régimen de giro de las ruedas es diferente), el deslizamiento o derrape de la ruedas, etc. La mayor utilización de sistemas de control electrónico de tracción y de frenado (ASR y ABS) ha impulsado la demanda de bancos de ensayo que permitan la simulación de estas situaciones.

28.6 Medidas en ensayos específicos de investigación

Cuando se plantean ensayos de investigación y desarrollo del motor existe un amplio abanico de posibilidades de medida. Los ensayos experimentales suelen centrarse en el estudio de determinados elementos mecánicos o electrónicos particulares o de procesos fisicoquímicos concretos; por eso, la variedad de técnicas y configuraciones experimentales disponibles en la literatura es casi tan amplia como las posibilidades de estudio.

En este apartado no se pretende hacer un análisis exhaustivo de cada técnica, sino dar una visión global de lo que se puede medir y cómo, en un tema de especial relevancia, pero acotado, como es el estudio del proceso de combustión. Además, por el papel que han jugado y juegan para la comprensión de los fenómenos físicos, se considerarán únicamente una serie de técnicas avanzadas, las técnicas ópticas, dejando de lado otras muchas igualmente interesantes en otros ámbitos de estudio del motor como la medida de ruido, el análisis de vibraciones, la dinámica de elementos como el turbogruppo, o la medida y gestión de flujos térmicos.

Las técnicas ópticas constituyen hoy en día una de las principales herramientas experimentales de investigación de los motores de combustión interna. Tanto en el campo de la aerodinámica externa o interna como en la investigación sobre los procesos inherentes al funcionamiento del motor, las técnicas ópticas proporcionan información que permite mejorar la comprensión de los complejos fenómenos fisicoquímicos involucrados como la inyección de combustible y formación de mezcla, el proceso de combustión y la formación de contaminantes. La información que proporcionan, bien sea cuantitativa o semicuantitativa suele tener

elevada resolución espacial y/o temporal, y es fundamental para el desarrollo y validación de modelos predictivos, tanto fenomenológicos como implementados en códigos de Dinámica de Fluidos Computacional (CFD). Estos modelos, una vez ajustados y validados, permiten predecir y analizar los procesos y estimar magnitudes que no son accesibles desde el punto de vista experimental, constituyendo hoy en día una de las herramientas básicas en tareas de diseño y desarrollo del motor.

Las técnicas ópticas aplicables al estudio de la combustión son muy variadas y pueden clasificarse en dos grupos: técnicas láser avanzadas y técnicas de visualización. Entre las primeras se incluyen la Fluorescencia Inducida por Láser, la dispersión de Rayleigh y de Mie, o la Incandescencia Inducida por Láser, entre otras. Estas técnicas se basan habitualmente en complejos fenómenos de interacción entre radiación y materia, requieren equipamiento sofisticado y pueden aplicarse sólo en entornos experimentales simplificados, pero permiten profundizar en fenómenos fisicoquímicos particulares y son especialmente útiles para el desarrollo de modelos. Las segundas requieren equipamiento menos sofisticado pero permiten obtener una visión del proceso global en condiciones realistas y proporcionan información muy valiosa para tareas de investigación tecnológica de apoyo al desarrollo, siendo en ocasiones implementables en dispositivos miniaturizados para motores reales.

Una característica común a todas las técnicas experimentales ópticas es la necesidad de garantizar un acceso óptico adecuado al objeto de estudio, perturbándolo lo menos posible. Las soluciones son tan variadas como pueda imaginarse, pero parece conveniente hacer hincapié en algunos aspectos concretos especialmente relevantes que se comentan en el siguiente apartado.

28.6.1 Soluciones de acceso óptico: maquetas y motores

El acceso óptico al interior del motor puede practicarse de forma muy variada. En el caso que nos ocupa de estudiar el proceso de combustión, el único modo de acceder directamente al interior del cilindro sin tener que realizar modificaciones en el motor es aprovechando alguno de los accesos existentes en el propio motor de serie para introducir el instrumento de medida. Por citar algunos ejemplos, existen bujías de encendido para motores de encendido provocado y bujías de precalentamiento para motores Diesel, instrumentadas con transductores de sensor piezoeléctrico, o bien con fibras ópticas para transmitir radiación a los fotodetectores pertinentes. En ambos casos pueden continuar haciendo su función original, o no hacerla.

Cualquier otro modo de acceso pasa por realizar algún tipo de una modificación en el motor, por lo surgen dos enfoques contrapuestos en concepto aunque generalmente complementarios: 1) un planteamiento conlleva prescindir de algunas posibilidades que ofrece la técnica experimental, para respetar al máximo posible la geometría y condiciones de funcionamiento del motor, con las innegables limitaciones que esto presenta; 2) un segundo planteamiento busca reproducir el fenómeno a estudiar en un entorno que pueda dotarse de amplios y variados accesos que facilite la medida experimental y permita el estudio en profundidad del fenómeno en condiciones controladas, aunque no sean idénticas a las de motor.

Evidentemente, entre estas dos situaciones límite, existe una multitud de posibilidades intermedias, que buscan una solución de compromiso entre proximidad al comportamiento real del motor y el aprovechamiento máximo de las posibilidades de las distintas técnicas experimentales.

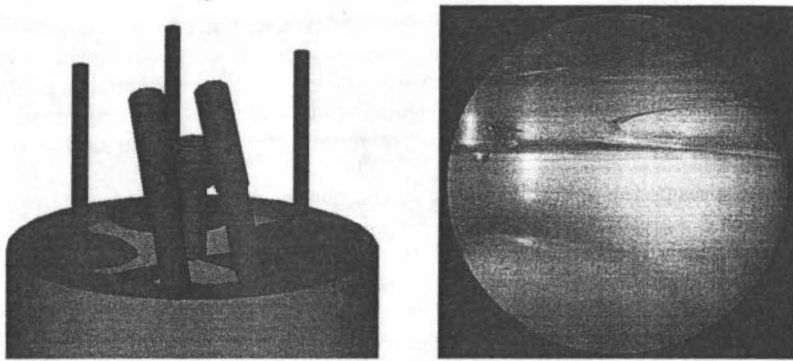


Figura 28.16 Acceso óptico mediante endoscopios a la cámara de combustión de un MEC.

Siguiendo el primero de los planteamientos, el grado de modificación puede ser muy diverso: en los ejemplos del párrafo anterior se puede utilizar directamente el motor de serie para los ensayos en laboratorio. En otras ocasiones es necesario reemplazar algún elemento menos accesible: a título de ejemplo, para estudios de detección de la ubicación de puntos de encendido detonante se han utilizado juntas de culata especiales instrumentadas con un número elevado de fibras ópticas.

Una modificación aún mayor del motor se requiere para el acceso por endoscopia, donde es necesario practicar unos orificios que, atravesando la culata, permitan instalar ventanas de cuarzo para acceder a la cámara de combustión. En la Figura 28.16 se muestra un esquema del acceso practicado en una culata de un motor Diesel de 2 litros de cilindrada unitaria, y el campo de vista obtenido con el uso de endoscopios. Hay que resaltar que fue necesaria la desactivación de una de las válvulas de escape para permitir el acceso, y la reducción del número de orificios de la tobera de inyección para evitar el impacto directo de la llama contra la ventana de cuarzo.

Asimismo, conviene llamar la atención que, si bien la inmensa mayoría de dispositivos miniaturizados para la visualización y medida experimental tienen su origen en instrumental médico, su aplicación a un motor impone unos requisitos radicalmente distintos, asociados a la existencia en el motor de fuertes gradientes y fuertes variaciones temporales tanto de presión como de temperatura.

Desde el punto de vista del segundo planteamiento, las instalaciones experimentales, maquetas o motores simplificados, se diseñan específicamente para permitir la medida experimental con distintas técnicas, reproduciendo las distintas facetas del proceso de estudio hasta donde se pueda. A título de ejemplo, la Figura 28.17 muestra cuatro maquetas de inyección conceptualmente diferentes y con un grado de complejidad muy distinto: (a) una maqueta de inyección de alta presión a temperatura ambiente, donde se simula la densidad del aire en el cilindro mediante nitrógeno comprimido, para estudiar la inyección sin evaporación; (b) una maqueta de volumen constante, a presión moderada (20 bar) y alta temperatura (1100 K) para estudio de combustibles alternativos; (c) una maqueta de flujo continuo estacionario a alta presión (150 bar) y alta temperatura (1000 K) para estudios de la evolución del chorro y la llama de difusión; (d) una maqueta diseñada sobre un motor de 2 tiempos, para obtener, al final de la compresión, presiones del orden de 80 bar y temperaturas del orden de 1000 K.

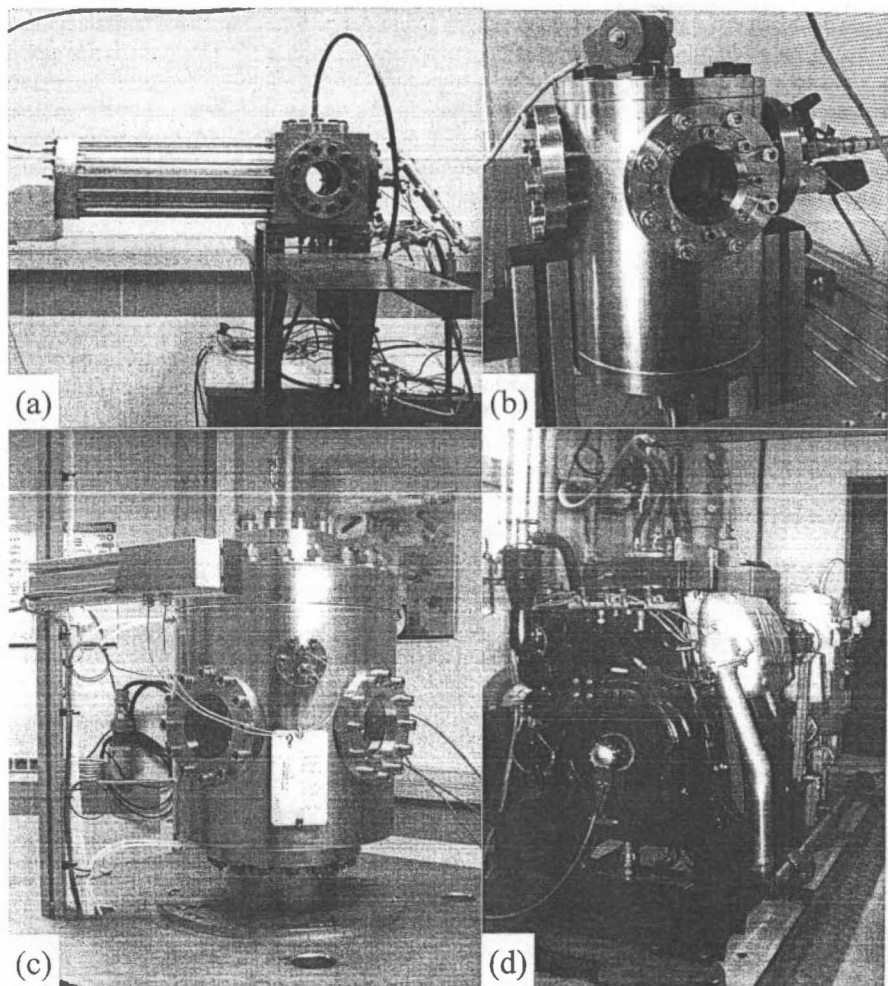


Figura 28.17 Maquetas para estudio de la inyección/combustión: (a) alta presión (50 bar) a temperatura ambiente, (b) cámara de volumen constante a presión moderada (20 bar) y alta temperatura (1100 K), (c) maqueta de flujo continuo estacionario a alta presión (150 bar) y alta temperatura (1000 K), (d) maqueta diseñada sobre un motor de 2 tiempos, con presiones máximas del orden de 80 bar y temperaturas de 1000 K.

Estos cuatro ejemplos de maqueta permiten reproducir ciertos aspectos del proceso de combustión, pero no otros. Si se pretende reproducir la transitoriedad de condiciones termodinámicas en el cilindro, es necesario utilizar lo que se conoce como motores ópticos o motores transparentes. En estas instalaciones, la parte baja del motor (culata y bloque) suelen ser las del motor real, pero suplementando el bloque, el cilindro y el pistón con elementos adicionales. Como se muestra en la Figura 28.18, se puede acceder a la cámara de combustión a

través de un espejo y una ventana en el propio fondo del pistón. Este tipo de instalaciones, si bien ven reducido su rango de operación en cuanto a régimen de giro máximo y presión máxima en cámara, permiten reproducir la transitoriedad del ciclo del motor y visualizar el proceso de combustión en condiciones realistas. Como ventaja adicional, al operar con segmentos especiales se evita la lubricación del pistón superior, por lo que las ventanas de acceso óptico se mantienen limpias durante más tiempo. Adicionalmente es habitual encontrar un segundo acceso a través de la camisa, incorporando una corona de material transparente en la parte superior del cilindro (o diversas ventanas de tamaño más reducido distribuidas por la misma zona), permitiendo el empleo de técnicas láser que requieran disponer de accesos ortogonales. Respecto a la conveniencia de respetar la geometría real del pistón o no, vuelven a surgir discrepancias: para permitir una visión adecuada de la zona y libre de distorsiones es muy conveniente disponer de ventanas con caras planas, lo que obliga a simplificar la geometría del pistón; utilizar pistones con la cabeza completamente transparente es hoy en día técnicamente viable, pero el empleo de geometrías reales limita seriamente las posibilidades de medida y su conveniencia depende mucho de los objetivos particulares del estudio.

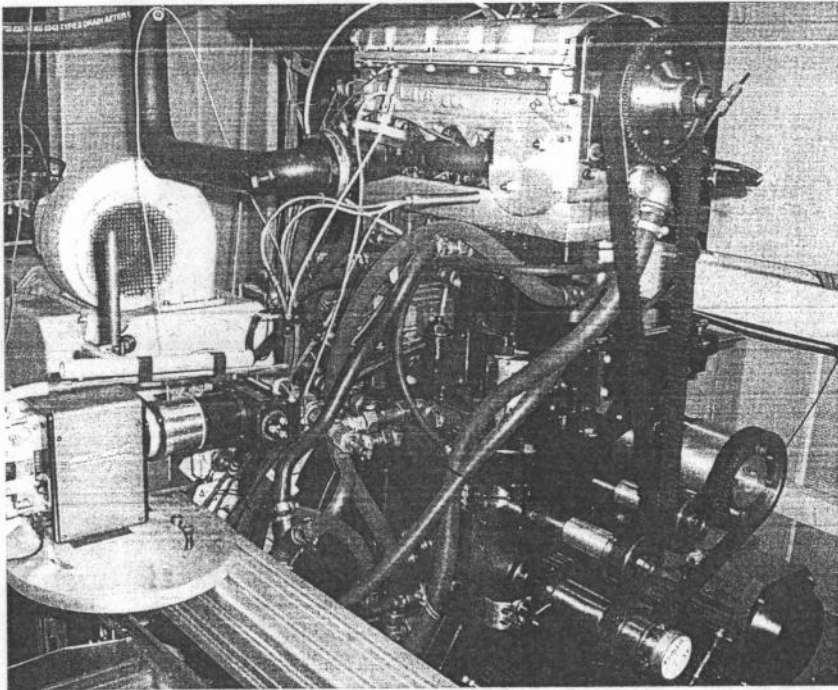


Figura 28.18 Motor transparente, con acceso óptico a través de pistón, y adicionales por la parte superior del cilindro.

Finalmente, la elección del material de las ventanas depende de tres factores: transmisividad en la zona del espectro del interés, resistencia mecánica y térmica, y coste. Para maquetas que operen a baja temperatura es habitual usar ventanas de metacrilato si no se van a emplear sistemas láser de alta energía o potencia. El empleo de ventanas de borosilicatos (BK7) es

habitual por su bajo coste y buena transmisividad en el espectro visible, pero lo hace inservible si se requiere trabajar con radiación ultravioleta. En esas ocasiones, suele emplearse ventanas de sílice fundido, o zafiro.

En los apartados siguientes se revisan someramente las posibilidades de las técnicas más usuales para el estudio de los distintos aspectos del proceso de combustión. Una revisión bastante exhaustiva y profunda de las técnicas ópticas aplicables al estudio de la combustión en motores de automoción puede encontrarse en [5].

28.6.2 Medidas de velocidad en flujo gaseoso

Las técnicas aplicables a estudios aerodinámicos (i.e. con flujos monofásicos) están hoy en día suficientemente desarrolladas y no suelen requerir desarrollos específicos excepto en lo referente a software adaptado a la aplicación. Sin embargo, la mayoría de estas técnicas ópticas suelen requerir el sembrado adecuado del flujo con partículas o gotas que actúen como trazadores sin perturbar el flujo de estudio, y requieren el empleo de accesos ópticos adecuados. Ambos aspectos pueden ser críticos, especialmente en estudios de aerodinámica interna. Entre estas técnicas, cabe destacar la Anemometría Láser Doppler (LDA ó LDV) y la Velocimetría de Imágenes de Partículas (PIV).

La Anemometría Láser Doppler es la técnica idónea para la medida de velocidad de flujos líquidos o gaseosos no estacionarios, debido a su excelente resolución temporal. La medida se realiza en la zona de intersección de dos haces láser de reducido diámetro, por lo que se trata de una técnica de medida puntual. El principio de medida puede explicarse de forma simple con el modelo de franjas. Según este modelo, si se cruzan dos haces láser procedentes de la misma fuente, y que han recorrido caminos ópticos similares (es decir, que mantengan la coherencia), en la zona de intersección se formará un volumen de franjas paralelas de interferencia, cuya separación, d , vendrá dada por:

$$d = \frac{\lambda}{2\text{sen}(\theta/2)} \quad (28.13)$$

donde λ es la longitud de onda del láser y θ es el ángulo que forman los dos haces.

Para la medida de velocidades en flujos gaseosos, se requiere introducir partículas sólidas o líquidas de reducido tamaño que actúen como trazadores. Estas partículas, cuando se mueven a través del volumen de medición, que tiene dimensiones típicas del orden de la décima de milímetro, dispersan luz de intensidad variable y proyectan un patrón de interferencia sobre el fotodetector, produciendo una señal, la señal Doppler o *burst*, cuya frecuencia f_D , es proporcional a la velocidad de la partícula que atraviesa el volumen de medida. Así, la componente u_x de la velocidad de la partícula normal a las franjas de interferencia vendrá dada por:

$$u_x = f_D d = \frac{\lambda f_D}{2\text{sen}(\theta/2)} \quad (28.14)$$

Obviamente, para la medida simultánea de otras componentes de velocidad hará falta formar en la misma zona de medida otro patrón de franjas de interferencia, normalmente a otra longitud de onda.

La Velocimetría de Imágenes de Partículas, por su parte, se basa en un principio completamente diferente y permite la medida bidimensional de velocidades en campos fluidos (gene-

ralmente gaseosos) mediante procesado de imágenes tomográficas. Requiere disponer de un mínimo de dos accesos ópticos ortogonales y sembrar el flujo con trazadores de forma uniforme. Como fuente de iluminación se utiliza un láser pulsado para generar, con las lentes adecuadas, un plano u hoja de luz (laser sheet).

28.6.3 Medidas en chorros de combustible

Los estudios de los procesos de inyección de combustible y formación de la mezcla, suelen realizarse en entornos experimentales simplificados (maquetas de inyección o motores con acceso óptico por pistón, por camisa o por culata...) que permiten reproducir las condiciones termodinámicas de densidad, presión y, en ocasiones, temperatura del motor real, en condiciones inertes. Para la formación de imágenes, se requiere iluminación externa mediante fuentes láser, flashes de corta duración o fuentes continuas si se usan cámaras ultrarrápidas. La adquisición de imágenes se realiza con cámaras digitales con tecnología CCD o CMOS.

Para la cuantificación de características macroscópicas del chorro de combustible, se requieren algoritmos de procesado automático de imágenes adaptados a las características particulares del estudio. En este tipo de imágenes la tarea más compleja es la elección del algoritmo más adecuado para la segmentación.

Para la medida de la velocidad y tamaño de gotas se utiliza la Anemometría Láser Doppler de Fase (PDA ó PDPA), como extensión de la ya comentada LDA. El volumen de medida es exactamente el mismo que en el caso anterior, pero las partículas que interactúan con la radiación láser son ahora las gotas de combustible. La sonda receptora colocada a un determinado ángulo proyecta el patrón de interferencia en varios detectores. En cada detector se produce una señal Doppler idéntica, procedente de la misma gota, con una frecuencia proporcional a su velocidad, pero que llega a cada detector con un ligero desfase temporal y, por tanto, de fase. Este desplazamiento de fase entre las señales Doppler de los detectores es proporcional al tamaño de las partículas esféricas. Dado que la sonda receptora debe estar enfocada sobre el volumen de medida, las sondas transmisora y receptora se deben mover juntas para realizar un barrido espacial y obtener mapas de velocidades y de distribución de tamaño de gotas.

Técnicas complementarias como la Fluorescencia Inducida por Láser de ancho espectro permiten la medida de la concentración local de combustible en ambientes no evaporativos, así como el diámetro medio de Sauter relativo. El fenómeno de fluorescencia se da cuando las moléculas de determinadas sustancias presentes en los combustibles son iluminadas con radiación intensa. Si un fotón con la energía adecuada es absorbido por una determinada molécula, ésta alcanza un estado energético excitado, desde el que puede caer a otros estados de menor energía emitiendo un fotón de longitud de onda diferente. Si se utiliza radiación ultravioleta, la fluorescencia es particularmente intensa en ciertos componentes de los combustibles comerciales como los compuestos aromáticos, por lo que para la medida de la concentración de combustible no es estrictamente necesario utilizar trazadores.

28.6.4 Proceso de evaporación del combustible

Para el estudio del proceso de evaporación, se utilizan motores ópticos o maquetas que permiten reproducir condiciones de motor. Si se desea evitar la combustión, se puede utilizar un ambiente de nitrógeno, operando la instalación en ciclo cerrado.

A partir de la visualización directa del chorro evaporativo, se puede analizar la evolución y la fase líquida y su dependencia con las condiciones de inyección y del ambiente en el que

se inyecta el combustible, que resulta imprescindible para el desarrollo de modelos. Para el análisis de la fase vapor, se pueden emplear tres tipos de técnica: La Fluorescencia Inducida por Láser (LIF) con trazadores, la dispersión de Rayleigh, o técnicas de visualización más simples como *Shadowgraphy* o visualización de *Schlieren*.

Las primeras usan trazadores fluorescentes añadidos a combustibles no fluorescentes y se han usado con éxito para la medida de concentración del vapor. Algunos trazadores presentan una dependencia adicional con la temperatura y la concentración de oxígeno y pueden usarse para la medida simultánea de concentración de combustible y temperatura o de temperatura y dosado local. El método Exciplex (PLIEF) permite la visualización simultánea de las fases líquida y vapor en dos rangos de longitudes de onda diferentes, utilizando para ello combustibles no fluorescentes dopados con trazadores particulares, conocidos de forma genérica como *monómero* y *quencher*. Resultados experimentales con chorros Diesel (Figura 28.19) muestran que la cuantificación de la concentración de combustible es posible con precisión aceptable cuando el combustible se ha evaporado completamente, pero existen ciertas limitaciones para la cuantificación cuando las fases líquida y vapor coexisten, debido a la interferencia entre ambas señales y al diferente comportamiento de combustible y trazadores.

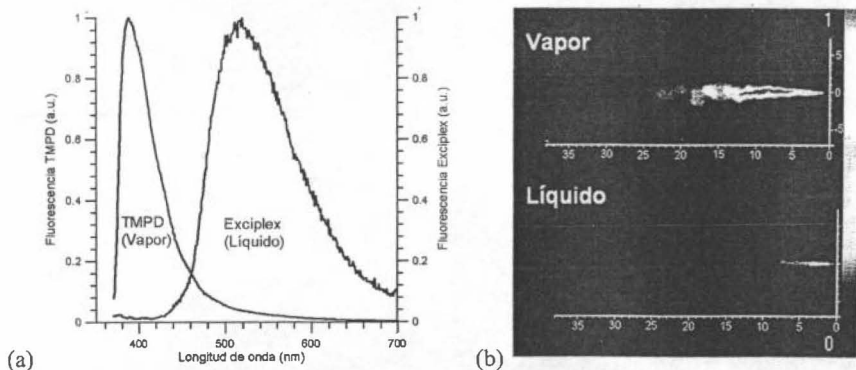


Figura 28.19 Medidas de concentración de combustible en fase líquida y vapor mediante PLIEF: (a) espectro de fluorescencia, (b) ejemplo de resultados.

La dispersión de Rayleigh se ha usado con frecuencia para la medida de densidad de gases (y por tanto, su temperatura) en mezclas homogéneas donde la sección eficaz elástica y la presión no varían espacialmente. Debido a la dependencia lineal de la señal Rayleigh con la densidad y la intensidad del haz láser, la interpretación de los resultados es bastante directa. Dado que los hidrocarburos tienen una sección eficaz de dispersión elástica mucho mayor que la del aire, la intensidad de la señal puede usarse para la medida de la concentración local de combustible. Esta técnica ha sido usada para la medida de la fase vapor en combustión de motor. Los resultados, sin embargo, están muy influenciados por la posible presencia de gotas que pueden invalidar la medida.

Las técnicas de *Shadowgraphy* y *Schlieren* se utilizan mucho para visualizar la fase vapor por su elevada sensibilidad y bajo coste. Aunque las diferencias entre ambas técnicas exceden el objetivo de este texto, su principio de fundamento básico puede entenderse de forma sencilla. Cuando un haz de rayos paralelos atraviesa un medio transparente homogéneo (por ejem-

plo un flujo de gas), podría formarse una imagen gris que no revelaría ninguna característica del flujo. Sin embargo, si en el medio existen gradientes de índice de refracción, los rayos se desvían de forma diferente en función de la zona que atraviesan y dan lugar a imágenes que revelan la estructura del flujo. Dado que los gradientes de índice de refracción se originan normalmente por gradientes de densidad o de composición, en el campo de los MCIA ambas técnicas se utilizan sistemáticamente para analizar los procesos de mezcla de gases, para estudiar el avance del frente de llama en MEP (p.ej. Figura 18.7), la estructura del flujo turbulento del aire en el cilindro o la formación, evaporación y combustión del chorro Diesel (p. ej. Figura 20.2). Sin embargo, aunque permiten la visualización del combustible evaporado, como las variaciones de índice de refracción dependen no sólo de la concentración del combustible, sino también de los gradientes de temperatura, con ellas no es posible cuantificar la concentración de combustible en condiciones realistas de motor, aunque sí obtener información geométrica sobre la estructura del chorro, muy útil para el modelado. Cuando se aplica al estudio de sistemas de inyección con múltiples orificios (Figura 28.20), es necesario utilizar el método del doble paso y los detalles del dispositivo experimental cobran importancia.

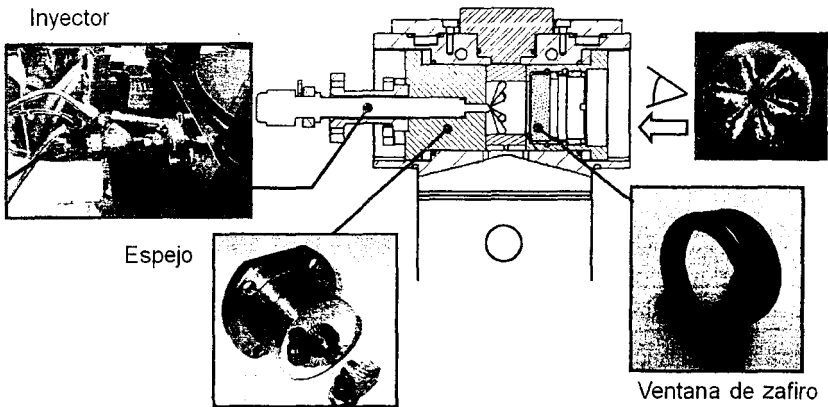


Figura 28.20 Esquema de dispositivo experimental para la visualización Schlieren con inyectores Diesel reales multi-orificio.

28.6.5 Proceso de combustión y formación de emisiones

Diferentes técnicas de visualización y análisis de imagen pueden utilizarse para analizar diferentes aspectos del proceso de combustión. Durante el proceso de combustión tienen lugar algunas reacciones químicas en las que se producen determinadas moléculas o radicales en estados electrónicos excitados. Tales radicales pueden decaer a niveles energéticos más estables emitiendo fotones en el proceso conocido como quimioluminiscencia. En la combustión de hidrocarburos, las especies que más contribuyen a la quimioluminiscencia visible y ultravioleta son los radicales C₂, CH, y OH, cuyas bandas de emisión más intensas se centran en 432 nm, 517 nm y 310 nm respectivamente.

Los trabajos experimentales reportados en la literatura sobre combustión Diesel muestran que durante el autoencendido la intensidad de la quimioluminiscencia de los radicales C2 y CH es suficientemente alta, y es posible analizar el proceso por simple análisis de imágenes con un filtrado espectral adecuado. Los radicales OH dominan en las regiones con combustión a más altas temperaturas, es decir, en el frente de llama o en regiones con combustión estequiométrica. Durante la combustión por difusión, la longitud de *lift-off* puede medirse a partir de la quimioluminiscencia de OH, marcando la frontera entre las fases inerte y reactiva. La cantidad de aire englobada hasta la longitud de *lift-off* está correlacionada con el hollín en la llama.

Desde un punto de vista óptico, una llama visible puede considerarse como una nube de pequeñas partículas a alta temperatura, que produce una radiación térmica considerable y que puede registrarse con una cámara convencional. Dado que su espectro e intensidad de radiación depende de la concentración de hollín y de la temperatura, el registro de la radiación a dos longitudes de onda permite estimar la temperatura de llama y la concentración de hollín.

La concentración volumétrica de hollín en llamas puede obtenerse mediante Incandescencia Inducida por Láser (LII), que permite la medida de la concentración de hollín en llamas (Figura 28.21), utilizando un equipamiento similar al de las técnicas LIF (láser pulsado, cámara intensificada, filtros interferenciales, etc.). Se basa en el registro de la radiación visible emitida al calentar hasta la incandescencia las partículas de hollín presentes en la llama mediante un haz láser.

Para la medida cuantitativa de otras especies que se producen durante el proceso de combustión, existe gran cantidad de información en la literatura. Técnicas LIF específicas, en las que se sintoniza la frecuencia de excitación del láser con transiciones energéticas particulares de la especie a estudiar, han sido y son ampliamente utilizadas. A título de ejemplo, la formación de monóxido de nitrógeno NO resulta especialmente interesante por tratarse de uno de los contaminantes más habituales. Se puede encontrar en la literatura resultados sobre estudios de LIF de NO utilizando láseres de excímero, láseres de colorante o láseres OPO (*Optical Parametric Oscillator*).

La cuantificación completa de estas técnicas en medios heterogéneos como puede ser la combustión por difusión tipo Diesel requiere información adicional sobre temperaturas locales y composición de los gases. Si no se conoce la composición del gas, las incertidumbres en la calibración de la señal de LIF del NO puede llegar a ser importante.

Para concluir este apartado centrado en ensayos orientados a la investigación, conviene enfatizar el hecho de que una única técnica proporciona información de un único aspecto del proceso a estudiar. Realizar un análisis de un proceso con una cierta profundidad requiere combinar la información procedente de distintas fuentes y, si es posible, de forma simultánea. A modo de conclusión, la Figura 28.22 muestra un ejemplo de medida combinando diferentes técnicas de forma simultánea para el estudio de formación de hollín en la combustión Diesel.

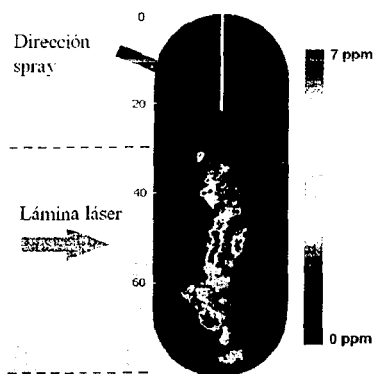


Figura 28.21 Mapa de fracción volumétrica de hollín en llama Diesel mediante Incandescencia Inducida por Láser (LII).

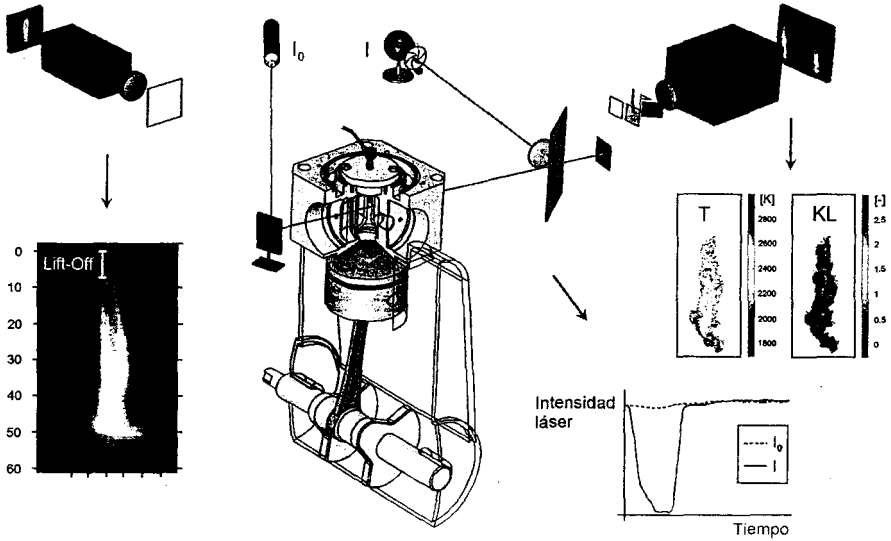


Figura 28.22 Ejemplo de ensayo combinando visualización de quimioluminiscencia de radicales OH, con medida de extinción láser por la llama Diesel y medida de temperatura de llama y concentración de hollín mediante pirometría de dos colores.

28.7 Registro de señales dinámicas

Como se ha mencionado a lo largo de este capítulo, generalmente el ensayo de motores implica el registro de diversas variables que definen determinados procesos o que representan al comportamiento global del motor. El registro de señales va indirectamente relacionado con el empleo de instrumentación que proporcione una magnitud fácilmente almacenable y que cuantifique la variable física a analizar.

En los apartados anteriores, se ha puesto de manifiesto el notable adelanto de la instrumentación disponible para el ensayo de motores. Asimismo, se ha podido comprobar que en la mayoría de los casos es posible obtener una magnitud eléctrica como consecuencia de la detección de una variable física. Por otro lado, los avances de la electrónica y consecuentemente de los sistemas de adquisición de datos permiten, en la actualidad, el registro de dichas señales eléctricas bien para su posterior análisis o bien para operaciones de control y regulación del motor. Gracias a ello, es posible pensar en ensayos de motor completamente automatizados.

El registro de señales en motor cobra especial importancia en la adquisición de variables instantáneas, ya que generalmente es preciso referenciar dichas variables a algún parámetro característico del motor como por ejemplo el ángulo de giro del cigüeñal o el volumen desplazado por el émbolo. Debido al funcionamiento del motor, la variable instantánea que más se mide es la presión, ya sea en cámara de combustión, en los colectores de admisión y escape, en la línea de inyección, etc.

Según donde se obtenga la señal de muestreo, existen dos sistemas para el registro de señales en motor que son:

- Muestreo externo. La señal de muestreo se genera en el propio motor mediante un codificador angular que envía una señal al registrador para que adquiera la medida, cada vez que el cigüeñal ha girado un ángulo constante. En este sistema la variable será medida en intervalos angulares constantes correspondientes al giro del cigüeñal. Además de la señal de muestreo, es necesario tener una señal de referencia (que normalmente está asociada al PMS) para iniciar la adquisición, como se esquematiza en la Figura 28.23a. Este método permite una relación directa entre la variable medida y la posición del cigüeñal, sin estar influenciada por las variaciones de velocidad del motor debidas a la naturaleza de los procesos que forman el ciclo completo. El diagrama del indicador de la Figura 28.24 es un claro ejemplo de la utilidad del método.

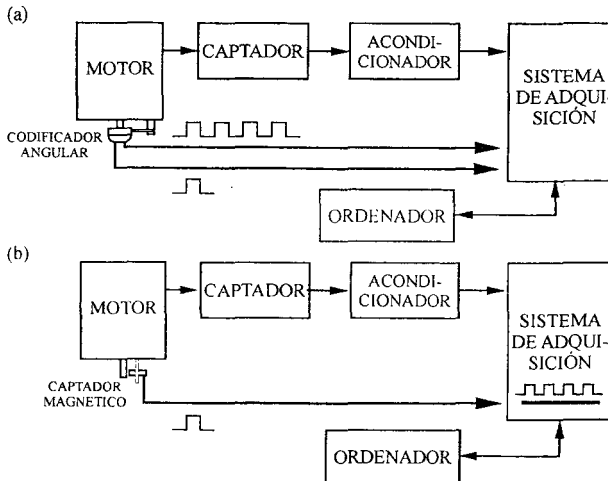


Figura 28.23 Registro de señales instantáneas: (a) muestreo externo, (b) muestreo interno.

- Muestreo interno. A diferencia del sistema anterior, la señal de muestreo es generada por el propio registrador. En este sistema, la adquisición de la medida se realiza a intervalos de tiempo constante, siendo también necesaria una señal de referencia para el inicio de la adquisición (Figura 28.23b). La aplicación de este sistema de registro en motor está limitada a procesos cíclicos en el tiempo y a la medida de parámetros más específicos como el ruido de escape o vibraciones que requieren un análisis de Fourier, el cual está definido para una discretización a tiempo constante.

28.8 Regulación y control

En la introducción de este capítulo vimos que la regulación es una de las funciones involucradas en los ensayos de motores. La regulación implica, en orden sucesivo, la medida previa del parámetro, la comparación de dicha medida con el valor de consigna para determinar el error y finalmente el mando de algún actuador para eliminar dicho error. La regulación de variables durante el ensayo de motores es de vital importancia para garantizar tanto la protección del motor como el control del experimento.

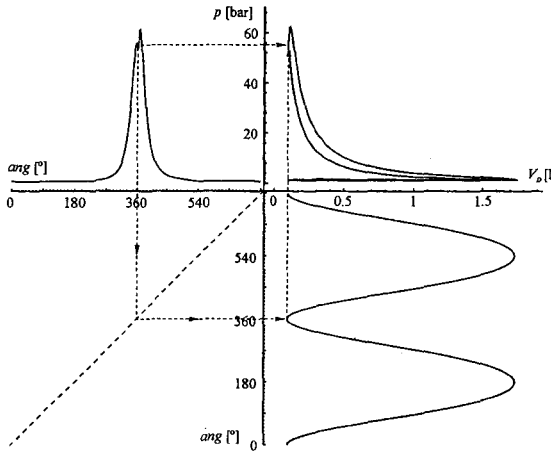


Figura 28.24 Determinación del diagrama del indicador de un MEC.

Dependiendo del objetivo que se persigue, el ensayo de motor en banco generalmente requiere la regulación de múltiples variables para simular unas ciertas condiciones de funcionamiento del motor. Entre las variables principales a regular, se puede destacar la temperatura de los fluidos del motor, el grado de carga y el régimen de giro. La cantidad de variables a regular se multiplica cuando se ensayan motores monocilíndricos en los que además de las anteriores se requiere también la regulación externa de la presión de admisión (en caso de ser sobrealimentado), la tasa de EGR e incluso de los parámetros de inyección.

Dada su importancia y para no extendernos demasiado, en este apartado expondremos el principio de la regulación de la temperatura durante el ensayo del motor. No obstante, el sistema de regulación que explicaremos aquí, es perfectamente extrapolable a la regulación de las demás variables citadas anteriormente.

La regulación de la temperatura del aceite de lubricación, del refrigerante, del combustible (en MEC) y del aire de admisión es de vital importancia para establecer unas condiciones de funcionamiento del motor controladas y que permita la realización de ensayos en tiempos distintos, que sean comparables entre sí.

En la Figura 28.25 se muestra un esquema de un sistema para la regulación de temperaturas en banco motor. Dicho esquema es representativo de los sistemas de refrigeración y lubricación, dado que se trata de un sistema cerrado. En éste, el fluido eleva su temperatura debido a su interacción con el motor. El uso de una bomba externa queda justificado en aquellas instalaciones con sistemas independientes del motor.

El termómetro puede estar instalado antes o después del motor, dependiendo de la temperatura a regular. La señal del termómetro es introducida a un controlador PID, que actúa, según la diferencia entre ésta y el valor de consigna ajustado, sobre la válvula neumática que regula el paso del refrigerante hacia el intercambiador. El controlador PID puede realizar simultáneamente un control proporcional, integral y derivativo, por lo que es necesario ajustar las constantes en cada caso para conseguir una respuesta dinámica adecuada del sistema, sin la presencia de oscilaciones acusadas que imposibiliten la estabilidad de la temperatura del fluido operante.

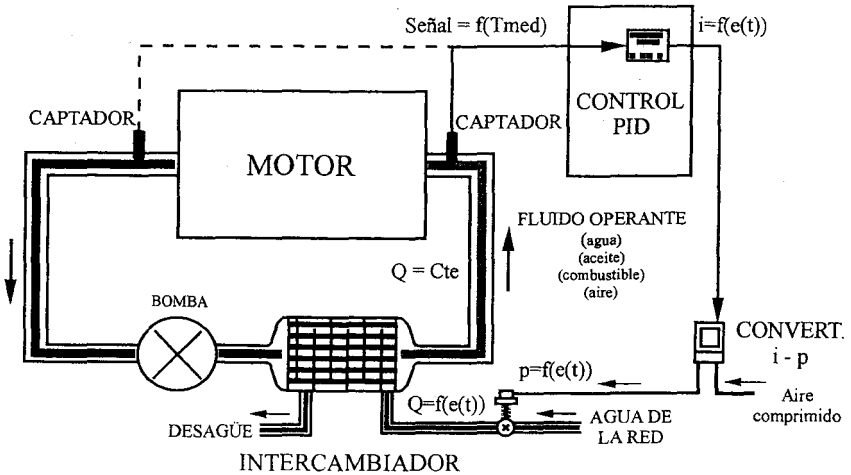


Figura 28.25 Esquema del sistema de regulación de temperaturas de los fluidos del motor.

28.9 Resumen

En este capítulo se ha revisado los aspectos más relevantes de la experimentación actual en motores de combustión interna alternativos.

Dada la diversidad de los tipos de ensayo y la heterogeneidad de los procedimientos de medida, se ha enfatizado en el concepto de transductor como elemento principal de la metodología experimental aplicada a motores y en los requisitos y características básicas de los ensayos convencionales, ensayos dinámicos de motores y medidas específicas de investigación.

Se ha detallado las características y funcionamiento de la instrumentación requerida para la medida de los parámetros fundamentales que dan información directa sobre las prestaciones del motor (potencia, par y consumo), así como en la de medida de parámetros específicos, medios e instantáneos (presión, temperatura, gasto de aire y emisiones contaminantes en escape), que permiten hacer un diagnóstico del funcionamiento del motor a partir del análisis de los procesos.

Como caso particularmente ilustrativo sobre las posibles técnicas de experimentación para la investigación en MCIA que permitan avanzar en su desarrollo y mejorar las prestaciones del motor a medio plazo, se ha hecho una somera revisión de las posibilidades que ofrecen las técnicas ópticas para el estudio de los fenómenos fisicoquímicos inherentes al proceso de combustión en su sentido más amplio, incluyendo tanto la formación de la mezcla como la propia combustión y la formación de emisiones contaminantes.

Finalmente, como aspecto común a cualquier tipo de ensayo de motor o incluso de técnica de medida, se ha tratado los aspectos principales relativos al registro de señales y a la regulación y control del motor, que permitan hacer un análisis fiable de la información obtenida experimentalmente.

Referencias y bibliografía

Referencias

1. Heywood, J. B., *Internal combustion engine fundamentals*. McGraw-Hill, 1988.
2. Christian, V. R.; Knopf F.; Jaschek A.; Schindler W., Eine neue Meßmethodik der Bosch-Zahl mit erhörter Empfindlichkeit. *MTZ Motortechnische Zeitschrift* **54**, pp. 16-22, 1993.
3. Plint, M.; Martyr, A., *Engine testing: Theory and practice*, 3rd ed. Butterworth Heinemann, 2007.
4. Holman, J.P., *Experimental methods for engineers*. McGraw-Hill, 1978.
5. Zhao, H.; Ladommatos, N., *Engine combustion instrumentation and diagnostics*. SAE International, 2001.

Capítulo 29

Curvas características y aplicaciones

P. A. Rodríguez

J. I. Nogueira

29.1	Introducción.....	952
29.1.1	Objetivos y disposición de las curvas características	952
29.1.2	Parámetros usuales y normalización	953
29.1.3	Diferencia entre grado de carga en MEP y en MEC.....	954
29.2	VARIABLES DE OPERACIÓN QUE AFECTAN A LOS PARÁMETROS DE SALIDA DEL MOTOR.....	954
29.2.1	Dosado.....	954
29.2.2	Presión y temperatura de admisión	955
29.2.3	Régimen de giro	956
29.2.4	Otras variables de operación	957
29.3	Curvas características a plena carga.....	958
29.3.1	Consideraciones particulares según el tipo de motor.....	963
29.4	Curvas características a carga parcial.....	964
29.5	Curvas características de otros parámetros	965
29.5.1	Curvas de interés en cogeneración.....	965
29.5.2	Curvas de variación de actuaciones en función del dosado.....	967
29.5.3	Curvas de emisiones contaminantes	968
29.5.4	Otros mapas de funcionamiento del motor	969
29.6	Normativa aplicable a la determinación de actuaciones. Fórmulas de corrección de potencia y consumo específico.....	971
29.7	Variación de potencia con la altura en aplicaciones aeronáuticas	974
29.8	Resumen	977
	Referencias y bibliografía	978

29.1 Introducción

El propósito del presente capítulo es presentar el MCIA desde el punto de vista del usuario. Para ello se describen sus actuaciones, es decir, los parámetros de salida del mismo, en función de sus principales variables de operación. Los diagramas utilizados para condensar esta información se denominan curvas características del motor. El objetivo de las curvas características de los MCIA es múltiple, y entre otros cabe destacar:

- Mostrar el intervalo de uso de sus variables de operación, sustancialmente carga y régimen de giro.
- Describir la variación de los parámetros de los MCIA en función de las condiciones de operación.
- Evaluar la idoneidad de un motor para una determinada aplicación.
- Comparar distintos motores entre sí.

La forma de presentar esta información se ha ido normalizando a lo largo del desarrollo de los motores alternativos, siendo usual emplear unas curvas características determinadas en cada ámbito de aplicación.

Con carácter general se utilizan los siguientes tipos de curvas características:

- Curvas características de velocidad. Presentan los parámetros del motor en función del régimen de giro y para un grado de carga constante.
- Curvas características de carga. Presentan los parámetros del motor en función de la carga para un régimen de giro determinado.
- Curvas características multiparamétricas. Presentan la variación de los parámetros de salida del motor en función de más de una variable de operación. Los parámetros habituales para esta representación son el régimen de giro y la presión media efectiva. No obstante, existen otras variables eventualmente aplicadas a este propósito, como por ejemplo la altura de vuelo en el caso de motores de aviación.
- Curvas características de regulación (calibración). Su estructura y naturaleza es muy dependiente de la aplicación así como del parámetro de regulación empleado.

29.1.1 Objetivos y disposición de las curvas características

Como se ha mencionado anteriormente, los objetivos de las curvas características abarcan desde el proporcionar al usuario información sobre el funcionamiento de un motor en particular, pasando por la posibilidad de comparación de motores similares, hasta la comparación de motores de muy distinto tamaño o configuración.

La disposición que suelen adoptar las curvas para cumplir dicho objetivo consiste en presentar los parámetros de salida del motor en función de las principales variables de operación. Como se detalla en el apartado 29.1.2, en ámbitos comunes como la automoción hay dos grados de libertad, representativos de la posición del acelerador y del par de frenado del elemento arrastrado por el motor. En consecuencia, se necesitan dos variables para definir cada punto de funcionamiento del motor. Para este cometido se suelen seleccionar el régimen de giro (c_m) y el par (p_m), cuyas particularidades se describen en el capítulo 3. En otras situaciones puede cambiar el número de grados de libertad. Así, en la generación de electricidad, el motor suele girar a un régimen de giro fijo, reduciéndose los grados de libertad a uno. Por el contrario, en el entorno aeronáutico, el operario puede seleccionar el dosado independientemente de la posición

de la mariposa de admisión, aumentando el número de grados de libertad a tener en cuenta. Ambos casos se verán con mayor detalle en el apartado 29.5.

Se suelen diferenciar dos tipos principales de curvas características. Por un lado se contemplan las que corresponden a las máximas capacidades de un motor. Estas curvas se denominan curvas a plena carga y se obtienen con el accionamiento al máximo del acelerador. En consecuencia, sólo existe un grado de libertad que es la oposición al movimiento del elemento arrastrado por el motor. La variable de operación que suele usarse para definir cada punto de funcionamiento es el régimen de giro, dándose un valor para cada parámetro de salida a cada régimen. Dichas curvas se describen en detalle en el apartado 29.3. Por otro lado, se contemplan las curvas que definen el comportamiento del motor variando también el grado de carga. Estas curvas se denominan a carga parcial. Dados los dos grados de libertad existentes en este caso, es usual presentarlas como curvas de nivel en un espacio definido por dos parámetros. Las curvas a carga parcial se describen en detalle en el apartado 29.4.

29.1.2 Parámetros usuales y normalización

De entre los parámetros de salida o actuaciones, en general, el par motor, la potencia y el consumo específico son los que revisten más importancia en la mayoría de las aplicaciones. Tal es el caso de las aplicaciones de automoción, transporte por carretera y ferroviario, aviación general, deportiva y antiincendios y producción de energía. Si se quieren comparar motores de distinto tamaño o alimentados por distintos combustibles, se recurre a la correspondiente normalización para cada uno de estos parámetros. Como se ha descrito en el capítulo 3, los parámetros par motor y potencia pueden normalizarse proporcionando la presión media efectiva y la potencia por unidad de superficie de émbolo (carga térmica del pistón) respectivamente, que son esencialmente independientes del tamaño del motor. Por su parte, el consumo específico puede adimensionalizarse obteniéndose el rendimiento efectivo del motor, independiente del combustible empleado. Es normal encontrar estos parámetros normalizados en las curvas características en lugar de sus parámetros de partida. Esto se debe a que son intercambiables, sin pérdida de información, si se conoce el tamaño del motor (i.e. su cilindrada y área de émbolo) y el combustible empleado.

Adicionalmente, en la evaluación de los parámetros de salida existen aplicaciones como la cogeneración, en las que también se pone énfasis en el calor residual generado por el motor y, por lo tanto, en las temperaturas características de cada proceso de evacuación de calor, ya que tienen un valor industrial y económico como fuentes de energía. De esta forma, además de las curvas características clásicas, como pueden ser las de isopotencia e isoconsumo se definen las de isotemperatura de gases de escape, isotemperatura de refrigerante, isoemisiones (isoNO_x, isoHC...) etc. Adicionalmente, se emplea el mismo tipo de representación para parámetros que corresponden más propiamente a mapas de funcionamiento del motor que a parámetros de salida. Es usual encontrar curvas de misma apertura de mariposa (caso de MEP), de isoEGR, de misma posición de válvula de descarga del turbocompresor, etc.

En cuanto a las variables de operación del MCIA, además de considerarse parámetros de entrada para describir las actuaciones, resulta conveniente para el usuario conocer sus intervalos típicos de variación, correspondientes a las condiciones en las que el motor responde de forma adecuada. Como se ha comentado en el apartado anterior, el régimen de giro es sin duda la principal variable de operación. Suele presentar intervalos amplios de funcionamiento aunque en algunos casos, como en las plantas de producción de energía (y con ello nos referimos

specialmente a la producción de energía eléctrica), el régimen de giro está fuertemente condicionado por la máquina eléctrica, limitando su variación a pequeñas excursiones alrededor de un valor nominal. En la mayoría de los casos, esta variable de operación se ve complementada por el grado de carga para definir las condiciones de funcionamiento del motor.

Como ocurría para las actuaciones, en los casos en que se desea comparar motores de distinto tamaño, también han de normalizarse las variables de operación que dependen del mismo. Por ello, es posible encontrar la velocidad lineal media del pistón en lugar del régimen de giro y algunas curvas características.

A veces, es deseable complementar la información de las curvas características obtenidas en función de estas variables de operación con el efecto de otras variables secundarias. Un ejemplo es la operación en condiciones atmosféricas no estándar. En esos casos se recurre a conceptos de corrección de potencia y consumo específico que con el tiempo se han concretado en fórmulas fijadas por normativa. Dichas correcciones y normativa se comentan en el apartado 3.6.

3.1.3 Diferencia entre grado de carga en MEP y en MEC

Interpretar las curvas características de un MCIA supone entender cómo afectan las variables de operación a sus parámetros de salida. El comportamiento será diferente según el tipo de MCIA del que se trate. De hecho, una variable de operación tan básica como puede ser el grado de carga del motor viene definida por procesos físicos distintos en un MEP y un MEC. Esta diferencia se describe en el apartado 3.3 del capítulo 3. Baste recordar aquí que el grado de carga hace referencia a la cantidad de combustible que se quema en el motor. En el caso de un MEP, el motor es generalmente alimentado por una mezcla homogénea durante la carrera de admisión y la carga viene regulada por la mariposa de admisión. Esto conlleva que un menor grado de carga esté asociado a una menor entrada de mezcla en el cilindro. Por el contrario, en un MEC, el aporte de combustible (inyección) se produce al final de la carrera de compresión y puede variar sustancialmente la cantidad de aire aspirado cuando se modifica el grado de carga a régimen constante. En otros motores como los MEP de inyección directa o los motores de combustible dual gas-Diesel, el concepto de grado de carga se define con respecto a las leyes que se hayan fijado en su mecanismo de aporte de combustible.

2 Variables de operación que afectan a los parámetros de salida del motor

A continuación se describe la influencia de las principales variables de operación que afectan a las actuaciones de los diferentes tipos de MCIA.

2.1 Dosado

En MEC, el dosado es la variable de control del grado de carga, como ya se ha estudiado en capítulos precedentes. Su influencia sobre la potencia efectiva queda explicitada en la ecuación (3.60) del capítulo 3, no sólo de manera directa sino a través del rendimiento efectivo y, en particular, a través del rendimiento indicado. Ello se debe a los efectos que tiene dicho parámetro en el desarrollo de la combustión, y por tanto sobre su rendimiento. Su valor máximo en la

operación de los MEC suele venir impuesto por las emisiones (hollín y NO_x). La limitación por carga térmica se presenta, por lo general, para dosados mayores.

La influencia sobre el consumo específico queda asimismo de manifiesto en la ecuación (3.64), a través del rendimiento efectivo.

Aunque su variación es considerablemente menor, también en los MEP se producen variaciones en el dosado que repercuten en las actuaciones del motor, como lo expresan las referidas ecuaciones (3.60) y (3.64), sobre todo a través de sus efectos sobre el desarrollo de la combustión y sobre el rendimiento efectivo. Sus variaciones en función del grado de carga y régimen de giro del motor han sido ya descritas en el capítulo 16.

También cabe esperar un efecto del dosado sobre las temperaturas tanto del gas de escape, como en menor medida del agua de refrigeración.

Un balance simplificado de energía para el conjunto del motor permite obtener la relación aproximada 29.1, útil para estimar la temperatura del gas de escape, T_{es} , explicando su dependencia con respecto de otros parámetros (temperatura de admisión, T_{ad} , dosado, F , rendimiento efectivo, η_e , y flujo másico de combustible, m_f). En dicha relación, la única aproximación que se ha realizado es considerar las sustancias involucradas como un gas perfecto suministrado a T_{ad} . El mayor error introducido por esta aproximación puede aparecer en el caso de combustibles líquidos y correspondería a no evaluar la entalpía de cambio de fase en los casos en que sea significativa frente al poder calorífico del combustible.

$$T_{es} \approx T_{ad} + \frac{PCI}{c_{p,es} \left(\frac{1+F}{F} \right)} \left\{ (1-\eta_e) - \frac{\Delta h_{ci}}{PCI} - \frac{\dot{Q}_{ref}}{m_f PCI} \right\} \quad (29.1)$$

En esta expresión, $c_{p,es}$ es el calor específico de los gases en el escape y \dot{Q}_{ref} es la potencia térmica evacuada por el circuito de refrigeración del motor. Esta incluye las pérdidas mecánicas al disiparse en forma de calor, justificando la aparición del rendimiento efectivo en la ecuación. Por otro lado, Δh_{ci} representa la pérdida de entalpía de reactivos asociada a una combustión incompleta y PCI es el poder calorífico inferior del combustible. Es decir, en caso de combustión incompleta el término $\Delta h_{ci}/PCI$ es la proporción entre combustible inquemado y combustible suministrado al cilindro.

Aunque, como se deduce de lo expuesto, existen varios factores que afectan a la temperatura de los gases de escape, puede decirse que en las aplicaciones más frecuentes dicha temperatura aumenta al hacerlo el dosado, si se mantienen constantes el resto de los parámetros. Una excepción a este comportamiento, lo constituyen los MEP de aviación y los de competición, ya que al operar con dosados muy superiores al estequiométrico, un aumento del mismo provoca una reducción de la temperatura de escape. Aunque este modo de operación implica una degradación de la combustión ($\Delta h_{ci}/PCI$ aumenta), su uso se justifica por la disminución de la sollicitación térmica a la que se somete el motor.

29.2.2 Presión y temperatura de admisión

La presión de admisión al cilindro es la variable de control de la carga en MEP. Se gestiona mediante la válvula de mariposa y mediante el grado de sobrealimentación, como se ha visto en capítulos precedentes. Ello permite obtener condiciones de operación con presiones de admisión inferiores, iguales o superiores a la atmosférica, proporcionando una gran flexibilidad de

operación. Su variación provoca cambios en el proceso de renovación de carga, con alteración de la fracción de gases residuales y por lo tanto sobre la combustión. Razón por la cual, la interpretación de su relación con la potencia o el consumo específico ha de hacerse a través del rendimiento volumétrico y del rendimiento indicado.

Muy relacionada con la presión está la temperatura de admisión. En realidad, quien determina el grado de carga del motor (MEP) es la densidad existente en la admisión, dependiendo ésta tanto de la presión como de la temperatura. Un seguimiento de los procesos que tienen lugar durante la renovación de la carga permite identificar las posibles causas de las variaciones de dicha temperatura y sus orígenes. Entre ellas se encontrarían la transmisión de calor desde las paredes del motor, la evaporización del combustible (caso MEP) y la sobrealimentación en el caso de existir.

La máxima densidad de admisión admisible para la operación de un MEP viene impuesta por consideraciones de carga térmica y mecánica del motor. Ello suele expresarse en términos de presión de admisión máxima, con la mencionada salvedad de la influencia de la temperatura.

29.2.3 Régimen de giro

No suele tratarse de una variable de control sino de una variable de operación dependiente del acoplamiento entre la potencia suministrada por el motor y la oposición al giro que ejerce el elemento accionado por el mismo (tracción en un vehículo terrestre, hélice en un vehículo aeronáutico o marino, generador eléctrico en una central térmica, etc.). Al variar su valor, varía la potencia entregada por el MCIA, de manera condicionada por la máquina a mover, tanto en actuaciones estacionarias como dinámicas o de régimen variable. No es por lo tanto un parámetro completamente libre.

Aun cuando su funcionamiento óptimo aparezca a un régimen determinado, respecto a otros tipos de motores térmicos, un motor alternativo presenta un amplio rango de regímenes de giro con funcionamiento adecuado. Esta característica justifica que entre sus aplicaciones se incluyan aquellas donde la variabilidad del régimen de giro es relevante. En los casos en que se opera a régimen fijo suele ser por requerimientos de la maquinaria arrastrada más que por requerimientos del motor.

El régimen de giro típico de un motor está fuertemente ligado a su tamaño. Los grandes motores marinos de dos tiempos con unos $1,8 \cdot 10^6 \text{ cm}^3$ por cilindro giran a velocidades del orden de 100 rpm, mientras que los pequeños motores de modelos de radio control con cilindradas unitarias de unos $3,5 \text{ cm}^3$ presentan regímenes típicos de 40000 rpm. En general, el régimen característico para cada tamaño de motor sigue una ley que mantiene la velocidad lineal media del émbolo en un intervalo en el entorno de 8 a 25 m/s, como se detalla en la Tabla 3.4 del capítulo 3.

Sus variaciones tienen influencias muy significativas sobre la renovación de la carga (que quedan plasmadas en el rendimiento volumétrico) y sobre la combustión (a través del nivel de turbulencia y del tiempo de residencia). Además está relacionado con la fricción, creciente con el régimen de giro, lo que se traduce en un rendimiento mecánico decreciente con éste.

Tanto el rendimiento volumétrico como el rendimiento mecánico limitan las actuaciones del motor a regímenes de giro elevados, en algunas tecnologías de combustión, se une a ellos el rendimiento de la combustión. Para éste último existen asimismo limitaciones por el lado de los bajos regímenes de giro, como consecuencia de la reducción del nivel de turbulencia.

29.2.4 Otras variables de operación

Características del combustible

El índice de octano (gasolina) y de cetano (Diesel) determinan las condiciones en las que puede operar un determinado motor en relación al proceso de combustión. A esas propiedades específicas cabe añadir variaciones de composición por el uso de aditivos, o propias del combustible como el empleo de biocombustibles que suelen afectar también a procesos de atomización y vaporización. El empleo de combustibles gaseosos afecta al llenado por el volumen ocupado por el mismo, pero introduce mejoras en los procesos de mezcla con el aire.

Como se ha comentado en el capítulo 13, el poder calorífico de una gasolina no varía apreciablemente con el índice de octano. En este sentido, las actuaciones de un MEP dado no varían al alimentarlo con combustible de mayor octanaje. No obstante, con mayor número de octano es posible variar el diseño del motor para trabajar con una mayor relación de compresión, lo que se traduce en presiones medias efectivas máximas mayores y consumos específicos mínimos menores. Una indicación de estos valores para motores típicos de automoción se presenta en la Figura 29.1 [1].

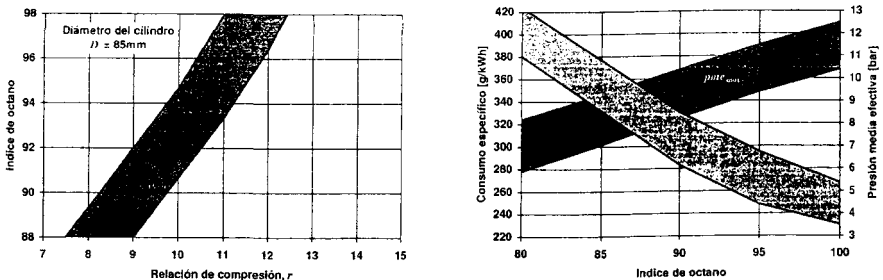


Figura 29.1 Variación de la relación de compresión con el índice de octano (izquierda) y valores del consumo específico mínimo y de la presión media efectiva máxima con el índice de octano (derecha).

Recirculación de gases de escape

Introducido con el propósito de reducir las emisiones de NO_x , condiciona también el proceso de renovación de la carga. Desde el punto de vista de los parámetros de salida, tiene repercusiones negativas sobre la potencia y sobre el consumo específico, constituyendo dichos efectos su limitación más importante. El enfriamiento de los gases previo a su recirculación (sólo aplicable en el EGR externo) es un paliativo parcial de sus efectos negativos.

Avance al encendido

Íntimamente relacionado con el autoencendido (mal denominado detonación), su valor óptimo se determina experimentalmente buscando el máximo par, lo que se conoce como centrado de la combustión. Dicho valor es denominado MBT (*Minimum spark advance for Best Torque*) en la literatura anglosajona, y se halla muy cerca del límite de autoencendido, de ahí que un uso optimizado de este parámetro requiera el empleo de instrumentación específica para detectar el autoencendido incipiente durante la operación del motor.

Inyección de combustible

Tanto el momento de inicio de la misma como su distribución temporal condicionan profundamente el proceso de combustión en MEC, como se ha visto en el capítulo 20. Al igual que el avance al encendido, una elección inadecuada de estos parámetros empeora sensiblemente las prestaciones de los MCIA.

Relación de compresión

Pese a sus limitaciones por autoencendido en MEP, su marcada influencia sobre el rendimiento de los MCIA hace atractivo su uso no sólo como variable de diseño, sino como variable de operación. Ello permite modificar las curvas de actuaciones del motor, reduciendo el consumo específico a regímenes altos y a carga parcial, donde el riesgo de autoencendido disminuye (a causa del reducido tiempo de residencia). También se puede aumentar la potencia en esas condiciones, si el motor está diseñado para soportar una mayor carga térmica y mecánica.

Inyección de agua y metanol

La inyección de agua fue comentada por B. Hopkinson en 1913 como método de refrigeración del cilindro y reducción de problemas de autoencendido. Ya en esa referencia, se presenta como un recurso conocido con anterioridad a dicha fecha. Pero hubo que esperar a la Segunda Guerra Mundial para que se hiciese un uso extensivo de ella. Motores sobrealimentados como el R-2800 de Pratt & Whitney, que en condiciones normales producía 2000 HP, eran capaces de aumentar en un 45% su potencia con inyección de agua en proporciones entorno a 0,4 veces a masa de combustible aportada. Precisamente, su uso en aviación y el intento de evitar la congelación del agua en altura fomentó el uso de mezclas al 50% de agua y metanol u otros alcoholes, en lugar de agua pura. Dichas mezclas permitían incrementos de potencia del 85%. El incremento de potencia se basa en la posibilidad de aumentar la presión de admisión evitando los problemas de detonación gracias a la adición de agua o de las mezclas comentadas.

Hoy en día, se baraja la posibilidad de emplear la inyección de agua junto con el combustible (emulsiones) para reducir emisiones de óxidos de nitrógeno en motores Diesel. Los estudios realizados indican posibilidades de reducción relevantes. En particular, para grandes motores e 4 tiempos (~ 1 MW por cilindro) utilizados para generar energía eléctrica se pueden reducir las emisiones de NO_x de 10 g/kWh a 6 g/kWh con inyección de agua en una proporción de 0,4 respecto al combustible aportado. La principal contrapartida sería una disminución de ~ 1% de rendimiento efectivo y un aumento de las emisiones de CO que puede llegar al 100% pero que al ser sobre una magnitud medioambientalmente irrelevante (~ 0,25 g/kWh) no sería problemática [2]. De forma análoga al CO se elevan las emisiones de humo y partículas pero igualmente en dar lugar a cifras relevantes.

9.3 Curvas características a plena carga

Las curvas características de un MCIA a plena carga se obtienen para la máxima densidad de admisión en régimen continuo (en MEP) y para la máxima tasa de inyección de combustible compatible con el diseño (en MEC). Representan el par motor, la potencia efectiva y el consumo específico en función del régimen de giro. En un motor instalado en un banco de ensayo su atención es relativamente sencilla y rápida. En el ensayo, el mando de control se mantiene fijo en su posición de máxima demanda. De esta forma, el único grado de libertad está en el freno aplicado al motor que disipa la energía producida por el mismo. Éste se emplea para regular el régimen de giro, midiéndose el par motor, la potencia efectiva y el consumo específico para

cada régimen. Esta información suele ser suficiente a efectos comerciales, aunque en aplicaciones como la cogeneración, suele requerirse asimismo la temperatura y caudal de los gases de escape, así como la temperatura y caudal del agua de camisas de refrigeración del motor.

En algunos casos, el intervalo de régimen a caracterizar puede ser reducido en la práctica por las condiciones impuestas por la carga. Por ejemplo, en aplicaciones de producción de energía eléctrica, el régimen de giro experimenta excursiones muy pequeñas alrededor del valor nominal del generador eléctrico, impuesto para mantener la frecuencia de la red. En tales casos, las curvas características a plena carga se sustituyen por los datos de par motor, potencia y consumo específico efectivo, correspondientes a dicha condición y al régimen nominal, junto con una gráfica que expresa la variación del consumo específico en función de la carga.

En aplicaciones aeronáuticas, el diseño de la hélice se optimiza para una cierta velocidad de giro que a su vez se relaciona con la velocidad de avance de la aeronave; los sistemas de paso variable aumentan la flexibilidad del conjunto, pero a costa de una complejidad mecánica y un significativo aumento de peso, que puede ser particularmente comprometedor en aeronaves de pequeño tamaño. Adicionalmente, el efecto de la altitud pasa a ser muy relevante en la operación normal del motor. En consecuencia, se suelen dar curvas de operación particulares que se explican detalladamente en el apartado 29.7.

En aplicaciones como la automoción, la morfología de las curvas características a plena carga de un MCIA responde al ejemplo mostrado en la Figura 29.2 (izquierda). Dicha morfología es debida al comportamiento con el régimen de las variables de las que depende cada parámetro, tal como describen las ecuaciones siguientes:

$$M_e = \eta_v V_T \rho_{ref} \frac{i}{2\pi} F_r F_e PCI \eta_i \eta_m \quad (29.2)$$

$$N_e = M_e \omega \quad ; \quad \omega = 2\pi n \quad (29.3)$$

$$g_{ef} = \frac{\dot{m}_f}{N_e} = \frac{1}{PCI \eta_m \eta_i} \quad (29.4)$$

En el caso del par, su comportamiento depende del η_i , η_m y del η_v , y en el caso del consumo específico, del η_i y η_m . El comportamiento de la potencia efectiva es consecuencia del propio comportamiento del par, al ser el producto de éste por la velocidad angular del cigüeñal. En la Figura 29.2 (derecha) se muestra el comportamiento con el régimen del η_i y η_m y del producto de ambos, η_e . Dicho comportamiento fue justificado previamente en el capítulo 7 sobre pérdidas mecánicas en MCIA. Así mismo, el comportamiento del η_v con el régimen fue analizado en el capítulo 9 sobre el proceso de renovación de la carga.

En la Figura 29.3 y la Figura 29.4 se muestran las curvas características de un MEP (aspiración natural y sobrealimentado) y un MEC respectivamente. A raíz de las ecuaciones mostradas y el comportamiento constatado en dichas figuras, cabe hacer las siguientes observaciones:

- Asumiendo que la condición de plena carga se presenta tanto en MEP como en MEC a dosado prácticamente constante, las variaciones del par motor con el régimen de giro se deberán a variaciones del rendimiento volumétrico, el rendimiento indicado y el rendimiento mecánico. No obstante, el límite de emisiones en MEC puede provocar la necesidad de reducir el dosado a elevados regímenes de giro (al no disponer de tiempo suficiente para completar la combustión, especialmente en motores de baja turbulencia). Además, en el caso de los MEC, el sistema de inyección corta el combustible suministrado a partir del régimen máximo de diseño, produciéndose en estos motores una caída brusca del par a estos regímenes.

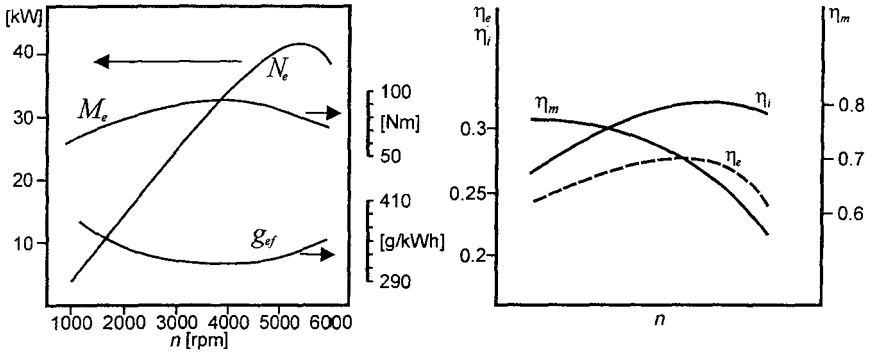


Figura 29.2 Morfología típica de curvas características a plena carga (izquierda) y variación del rendimiento indicado, mecánico y efectivo de un MCIA con el régimen (derecha).

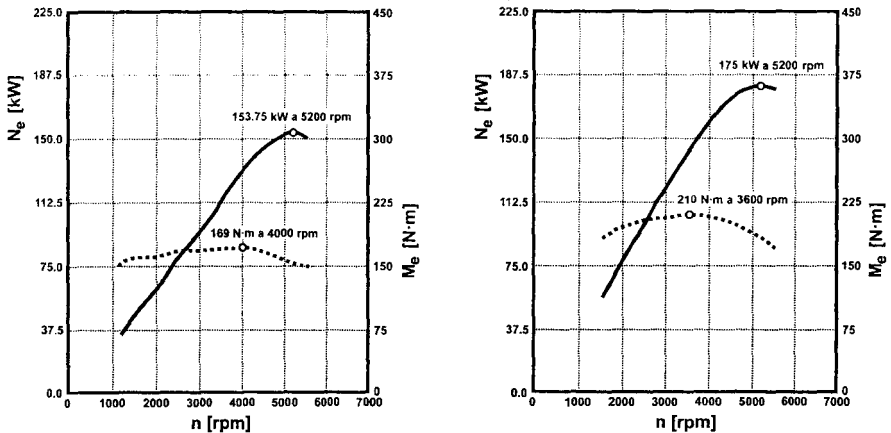


Figura 29.3 Curvas características de plena carga de dos MEP: Buick V6 de aspiración natural (izquierda) y versión turbosobrealimentada (derecha).

- El rendimiento volumétrico es el que determina, en la mayor parte del intervalo de utilización del motor, la forma de la curva de par. A altos regímenes de giro, la caída del rendimiento volumétrico, junto con la del rendimiento mecánico, provoca el declive más significativo de la curva de par. Los reglajes de válvulas o la geometría de los conductos asociados a aliviar esta situación suelen tener la contrapartida de acentuar el descenso del rendimiento volumétrico y de la curva de par a bajas vueltas (reflujos).
- El máximo de la curva de potencia se presenta a regímenes de giro mayores que el máximo de la curva de par, ubicado en el punto de tangencia de la curva de potencia con una recta trazada desde el origen de coordenadas. El régimen máximo del motor se suele situar ligeramente a la derecha del de máxima potencia.

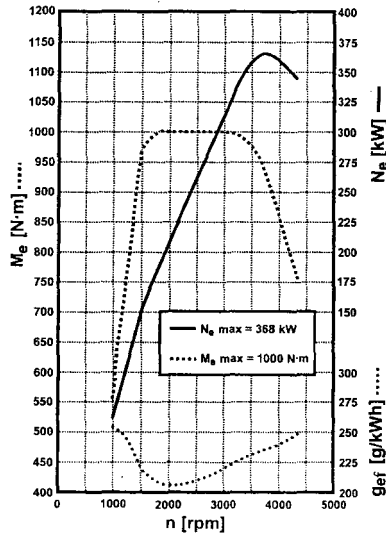


Figura 29.4 Curvas características a plena carga de un MEC turbosobrealimentado: Audi Q7 V12 TDI.

- A efectos de comparación entre motores de diferente cilindrada, resulta útil la utilización de los parámetros normalizados, para los que basta sustituir el par motor por la presión media efectiva en las curvas características. Ello supone solamente un cambio de escala, ya que para obtener la presión media efectiva basta multiplicar la curva de par por $2\pi V_T i$ (como se describe en el capítulo 3). Igualmente, la comparación en términos de potencia se hace sobre la carga térmica (potencia por unidad de superficie de émbolo). El resultado de esta normalización puede verse en la Figura 29.5 y Figura 29.6.
- Mientras que el rendimiento indicado suele mantenerse en un valor casi constante para un amplio intervalo de valores del régimen de giro (con la excepción de bajo régimen debido a la disminución de la turbulencia), el rendimiento mecánico muestra valores altos a bajo régimen y decrecientes con el régimen de giro. Como resultado de este comportamiento, el consumo específico suele aumentar a medida que lo hace el régimen de giro, excepto para regímenes bajos. Esta tendencia es más acentuada en MEC, que suelen llegar a tener el mínimo de consumo específico al menor régimen de utilización del motor.
- En función de la curva de par, es frecuente calificar a los MCIA como elásticos o, por el contrario, como exigidos. Se denomina elástico a un motor que presenta una curva de par muy plana, o incluso ligeramente creciente al disminuir el régimen. En aplicaciones de automoción o similares, esto facilita la conducción del vehículo, al disponerse de un amplio intervalo de vueltas para operar en condiciones estables sin necesidad de recurrir continuamente al cambio de marchas: un aumento de la carga (aerodinámica, potencial, etc.) provoca una deceleración que el motor tiende a compensar con el aumento de par. Un ejemplo de este tipo de motor es el Audi de 4,2 l de la Figura 29.5 y la Figura 29.6.
- En contrapartida, un motor exigido presenta el máximo de par motor a alto régimen. Con ello se obtiene una curva de potencia de mayor pendiente, obligando al motor a operar a elevados regímenes de giro, pero proporcionando en esas condiciones potencias mayores.

Es el caso de los motores para aplicaciones aeronáuticas y de competición. Su intervalo de régimen es reducido pero su potencia específica es elevada. Ejemplo de este segundo tipo de motor es el Honda CBR 600 F de Figura 29.5 y Figura 29.6.

- La implementación de una u otra configuración para un motor se consigue, como se ha visto en capítulos anteriores, actuando sobre las variables de diseño entre las que cabe destacar el rendimiento volumétrico y el grado de sobrealimentación.

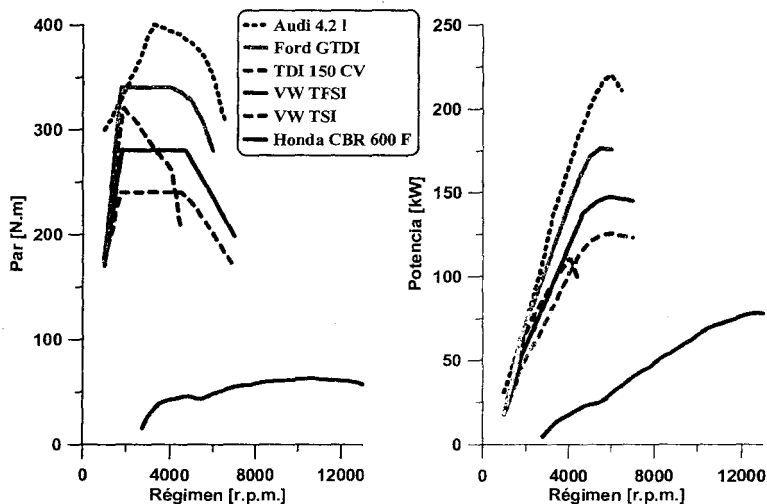


Figura 29.5 Curvas características de plena carga (par motor y potencia efectiva) de diversos motores expresadas en función del régimen de giro.

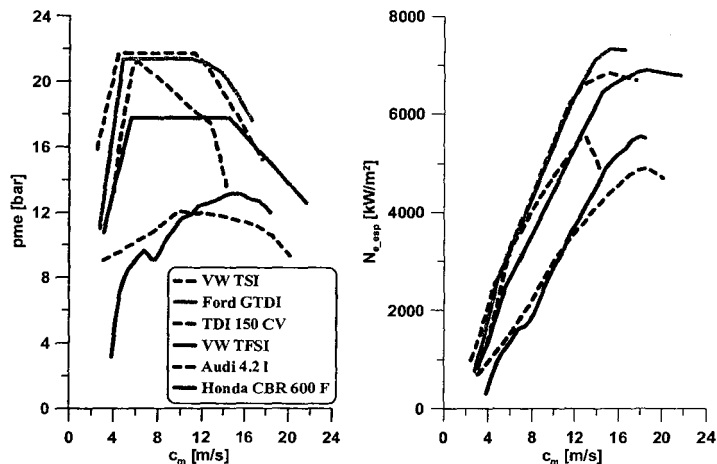


Figura 29.6 Curvas características de plena carga de los mismos motores mostrados en la Figura 29.5, expresadas en función de los parámetros normalizados: c_m , p_{me} y N_{e_esp} .

29.3.1 Consideraciones particulares según el tipo de motor

La evolución tecnológica en el campo de los MCIA dificulta el establecimiento de diferencias importantes entre las curvas correspondientes a distintos tipos de motores. Incluso curvas correspondientes a concepciones de motor diferentes como motores MEC y MEP o aspiración natural frente a turboalimentación o sobrealimentación, han ido perdiendo sus señas de identidad al incluirse limitaciones adicionales a su mapa de funcionamiento, como puede ser la limitación de emisiones contaminantes, o la introducción de nuevas tecnologías que mejoran los diseños de partida: turbocompresores, distribuciones y colectores de geometría variable o sistemas multiinyección entre otros. No obstante, cabe mencionar tendencias básicas dentro de cada familia de motores.

MEP de aspiración natural

En algunos motores pueden observarse varios máximos en la curva de par, debidos a optimizaciones en distintas zonas de funcionamiento del reglaje de válvulas y resonancia de los colectores. En motores más modernos, las distribuciones y colectores de geometría variable optimizan el funcionamiento a lo largo de toda la curva, haciendo menos acusadas estas diferencias.

MEP sobrealimentado

Para una misma potencia nominal que un MEP de aspiración natural, es de esperar un consumo específico algo menor (rendimiento efectivo mayor) por unas menores pérdidas porcentuales de calor y mecánicas dado el menor tamaño relativo del motor. A este efecto se opondría la disminución del rendimiento debido a la disminución de la relación de compresión, necesaria para evitar el riesgo de autoencendido. No obstante, la adopción de soluciones innovadoras, como los sistemas de relación de compresión variable, junto con dispositivos de detección de autoencendido, puede hacer efectiva dicha mejora de rendimiento.

En motores sobrealimentados menos actuales suele observarse una reducción brusca del par a bajo régimen de giro consecuencia de una baja capacidad del turbocompresor para comprimir en estas condiciones. En motores más modernos, se ha recurrido a las turbinas de geometría variable en el turbocompresor para evitar este efecto. Asimismo se recurre también a la utilización de la sobrealimentación mecánica mediante un compresor volumétrico directamente accionado por el cigüeñal, que resulta más efectivo a regímenes bajos. Su comportamiento, especialmente en régimen transitorio, requiere el análisis específico de la configuración considerada, no pudiéndose dar una tendencia generalizada salvo en lo referente a su mayor par a bajas revoluciones.

La comparación de la presión media efectiva máxima arroja, obviamente, mayores valores característicos para motores sobrealimentados que para los de aspiración natural, tal como se recoge en la Tabla 3.10 del capítulo 3. Los valores típicos pasan de estar comprendidos en torno a los 13 bar característicos de aspiración natural a alcanzar valores del orden de 17 bar. El riesgo de autoencendido imposibilita un mayor incremento de la pme.

MEC de aspiración natural

A plena carga, en el MEC de aspiración natural suele observarse una curva de par más plana que la de los MEP. Esto se debe a que la gama de revoluciones de trabajo del motor es también más estrecha. Adicionalmente, si se normaliza el régimen de giro, la velocidad media del émbolo característica de un MEC (entre 8 y 15 m/s dependiendo de la aplicación) es sensible-

mente menor que la de un MEP (entre 19 y 25 m/s) tal como se especificó en la Tabla 3.4 del capítulo 3.

Si nos fijamos en la presión media efectiva máxima, el valor que suele observarse en un MEC de aspiración natural es del orden de 12 bar, como quedó también de manifiesto en la Tabla 3.10 del capítulo 3. Este valor es inferior al de un MEP equivalente, fundamentalmente debido a que el dosado relativo de estos motores es inferior a la unidad. Por otra parte, el valor de pme es muy distinto al de su versión sobrealimentada, que alcanza fácilmente los 25 bar.

También la diferencia de rendimiento del motor es importante. En el caso del MEC de aspiración natural, el rendimiento máximo puede situarse en torno a un 35% frente al 45% que puede obtenerse con sobrealimentación. Esto implica, si se considera un combustible de automoción estándar, pasar de un consumo específico de 240 g/kW a 200 g/kW como puede observarse en la Tabla 3.9 del capítulo 3.

MEC sobrealimentado

Debido al mayor rendimiento de los motores sobrealimentados, los consumos específicos son sensiblemente menores que en el caso de aspiración natural. Además la sobrealimentación no está tan limitada como en el caso de los MEP al no ser el autoencendido (entendido como la combustión anormal en MEP) un problema en este tipo de motores. En el pasado estaban limitados por el régimen de giro, no alcanzándose el máximo de potencia dentro del intervalo de regímenes accesibles. Hoy en día, las limitaciones de emisiones obligan a adoptar soluciones sofisticadas respecto a las estrategias de inyección entre otras, lo que conduce a comportamientos muy variables, resultando difícil, en ocasiones, distinguir sus curvas características de las de un MEP, tanto por el intervalo de velocidades en el que operan, como por el par motor entregado. En general, los motores sobrealimentados suelen tener una curva de par plana en función del régimen, es decir, son motores que se pueden considerar como elásticos.

29.4 Curvas características a carga parcial

Muestran el consumo específico como función de la velocidad lineal media del pistón y el grado de carga del motor, a través de la presión media efectiva. Ambas variables se han definido en el capítulo 3:

$$c_m = 2Sn \quad (29.5)$$

$$\alpha = \frac{M_e}{M_{e,\max}} = \frac{pme}{pme_{\max}} \quad (29.6)$$

En la Figura 29.7 se muestran las curvas multiparamétricas de isoconsumo específico de un MEP de aspiración natural y de un MEC sobrealimentado. A nivel puramente comparativo, y para este caso particular, se observa un mayor valor máximo de la velocidad lineal media del pistón en el caso del MEP que en el MEC, y un mayor valor de la presión media efectiva del motor MEC frente al MEP fruto de un fuerte grado de sobrealimentación del primero. Los valores resultan razonables y entran dentro de la horquilla establecida para ambos parámetros en el capítulo 3, en función del tipo de motor.

Además, de dichas curvas cabría destacar la línea de plena carga y el polo económico.

- La línea de plena carga limita por arriba la zona de utilización del motor, siendo una traslación directa de la curva de par motor a plena carga.

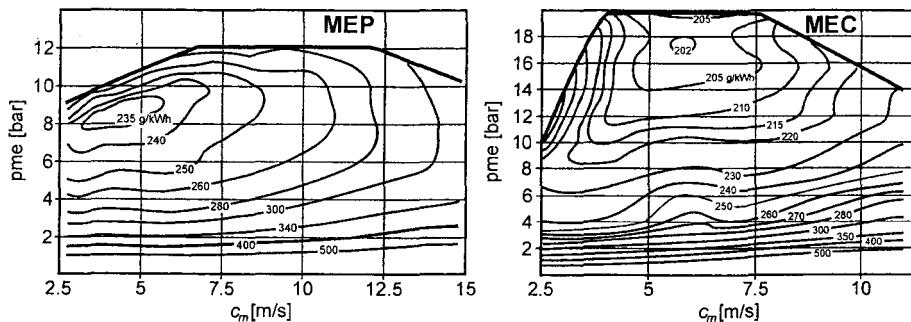


Figura 29.7 Curvas multiparamétricas de isoconsumo específico de un MEP de aspiración natural (izquierda) y de un MEC sobrealimentado (derecha).

- El polo económico muestra las condiciones de régimen y carga para las que el rendimiento del motor es máximo (es decir, el consumo específico es mínimo). Su ubicación depende del tipo de motor. Los diseños actuales presentan el polo económico para regímenes intermedios tanto en MEC como en MEP. En éstos últimos la influencia del dosado es muy marcada, hallándose que por ejemplo, en motores que operan a dosado constante, el polo económico se sitúa en condiciones cercanas a la plena carga, mientras que en motores con enriquecimiento de máxima potencia (altas prestaciones, competición, motores de aviación, etc.) el polo económico se ubica en torno a un grado de carga del 75%, dependiendo de la intensidad del enriquecimiento. En general, como consecuencia del proceso de combustión, los MEC suelen presentar su polo económico situado en valores más bajos de c_m que los MEP.

29.5 Curvas características de otros parámetros

29.5.1 Curvas de interés en cogeneración

En aplicaciones de los MCIA donde, como en la cogeneración, se utiliza el calor residual, es importante describir la variación, en función de las condiciones de operación (régimen y grado de carga), de parámetros térmicos como la temperatura y el gasto másico de los gases de escape, el caudal y la temperatura del agua de las camisas, de refrigeración de EGR, refrigeración de aceite e intercooler del aire del turbocompresor.

En motores que operan a régimen variable, estos parámetros se representan en curvas multiparamétricas como las indicadas anteriormente para el consumo específico a carga parcial. Sin embargo, los motores donde estos valores son de mayor interés suelen ser motores de generación de energía eléctrica funcionando a régimen de giro constante.

La Figura 29.8 muestra la evolución del consumo específico con la carga (en términos de potencia) para diversos motores empleados en cogeneración cuyas características se dan en la Tabla 29.1. Puede observarse la tendencia general a aumentar el consumo específico cuando disminuye la carga del motor. La gráfica muestra la variación del consumo específico y potencia efectiva para grados de carga entre 50% y 100%.

La manera habitual de proporcionar estos parámetros en aplicaciones de cogeneración suele ser proporcionar datos a plena carga y a dos o tres grados de carga intermedios. El calor útil

aprovechable en este tipo de motores ordenado de mayor a menor procede de los gases de escape, aire de admisión (*intercooler*), refrigeración de agua (camisas) y aceite, siendo los gases de escape la fuente más importante con diferencia. Por lo tanto, con la temperatura y el caudal de gases de escape puede hacerse una estimación de la energía térmica disponible.

Tabla 29.1 Características principales de los motores Wäertsilä utilizados en cogeneración.

Modelo	Número de cilindros	Cilindrada total [l]	Régimen nominal [rpm]	Potencia nominal [kW]				
18V46	18	1 745	500	17550				
18V50DF	18	2 050	500	17100				
18V50DF(GN)	18	2 050	500	15390				
W20V32	20	643	750	9200				
W20V34DF	20	726	750	9000				
W20V34DF(GN)	20	726	750	9000				
W20V34SG	20	726	750 </tr <tr> <td>W9L20</td> <td>9</td> <td>79</td> <td>1000</td> <td>1620</td> </tr>	W9L20	9	79	1000	1620
W9L20	9	79	1000	1620				

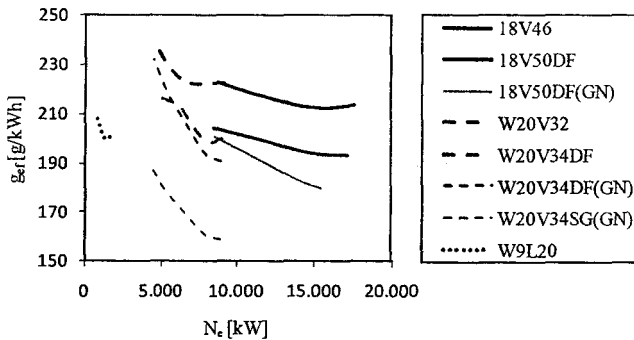


Figura 29.8 Evolución del consumo específico con la potencia efectiva para los motores de la Tabla 29.1 utilizados en aplicaciones de cogeneración. El combustible utilizado es líquido excepto los terminados en (GN) que consumen Gas Natural (DF: Dual Fuel; SG: Single Gas).

En la Figura 29.9 se muestra, a título de ejemplo, la temperatura de escape, y el gasto másico de gases para cada uno de los motores relacionados en la Tabla 29.1 en función de la potencia efectiva, N_e .

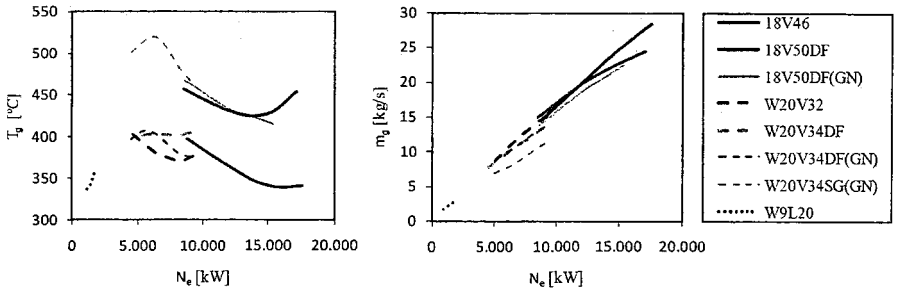


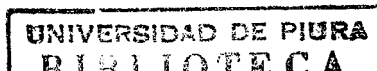
Figura 29.9 Temperatura de gases de escape (izquierda) y gasto másico de gases de escape (derecha) en función de la potencia efectiva para los motores de cogeneración de la Tabla 29.1.

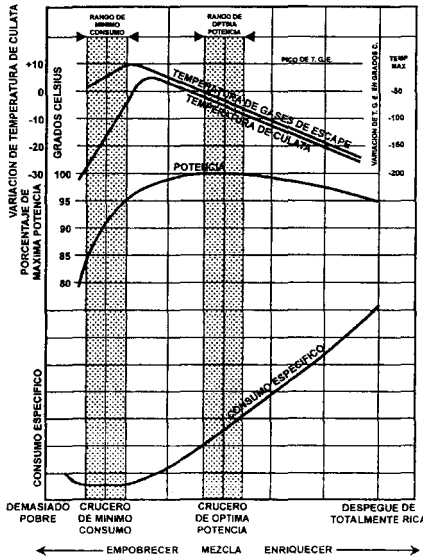
29.5.2 Curvas de variación de actuaciones en función del dosado

Por otra parte, tanto en aplicaciones aeronáuticas como en motores de altas prestaciones, la temperatura de escape es un indicador en función del cual se ajusta el dosado de trabajo del motor (Figura 29.10 izquierda). La influencia del dosado en dicha temperatura ha quedado patente en la ecuación (29.1). No obstante la importante variación de otros parámetros presentes en dicha ecuación, aconsejan disponer de información detallada acerca de la variación de la temperatura de escape con las condiciones de carga y régimen de giro.

En aviación, la variación de la temperatura de los gases de escape producida por variaciones de dosado es empleada con frecuencia para localizar las zonas de dosado de óptima potencia y dosado de mínimo consumo para cada posición de la mariposa de admisión. Es usual encontrar gráficos como el de la Figura 29.10 (izquierda) acompañados, en el manual del motor, de especificaciones que indican que decremento de temperatura respecto al pico de temperatura de gas de escape define la zona de mínimo consumo al empobrecer la mezcla y que decremento de temperatura respecto al pico de temperatura de gas de escape define la zona de óptima potencia al enriquecer la mezcla. Adicionalmente, si el escape es lo suficientemente corto como para que la llama de escape pueda verse, su color puede indicar el dosado de la mezcla. Las descripciones que se encuentran en los manuales de distintos motores son variadas y pueden depender hasta cierto punto de la longitud del escape. En unos casos pueden ser tan detalladas como la presentada en la Figura 29.10 [4] usándose para ajustar el dosado. En otros casos se limitan a diferenciar tres situaciones claramente distintas (mezcla excesivamente rica: llama azul intenso, larga, con extremo rojo y humo negro; mezcla excesivamente pobre: llama azul claro corta e irregular con extremo amarillo; mezcla adecuada: llama azul brillante sin extremo amarillo.) usándose para diagnosticar problemas del motor. A veces, tan solo se indica una condición fácilmente identificable de diagnóstico de mal funcionamiento (mezcla excesivamente rica: llama roja de escape con humo negro en casos extremos).

A tal respecto, no hay que confundir la llama de escape, normal en el funcionamiento del motor y sólo visible con sistemas de escape cortos, con la aparición de explosiones en el escape debido a combustible inquemado en el cilindro.





Coloración de la llama de los gases de escape en función del dosado

Verde amarillento	Muy pobre
Verde azulado	Pobre, cercano a mínimo consumo específico
Azul intenso	Mezcla buena para crucero
Azul "rameado"	Mezcla un poco más rica que la óptima para crucero
Azul "rameado", pero rojo junto a la salida del escape	Mezcla rica, pero satisfactoria para apertura máxima de mariposa
Rojo, llamas largas, humo negro	Muy rica
Rojo, llamas largas	Mezcla excesivamente rica

Figura 29.10 Evolución de la temperatura de escape y otros parámetros en función del dosado, para un motor de aviación (Lycoming 2000 [4]). Ejemplo de curvas de regulación.

29.5.3 Curvas de emisiones contaminantes

En la actualidad el interés hacia la preservación del medioambiente ha hecho crecer la importancia de la evaluación y el control de las emisiones contaminantes. El motor de encendido provocado emite sobretodo HC (hidrocarburos sin quemar), CO y NO_x, mientras que, en líneas generales, se puede afirmar que los contaminantes más característicos de los motores de encendido por compresión son los NO_x y los humos o partículas. Para tener controladas dichas emisiones de diferente naturaleza, resulta muy útil la utilización de curvas de isoemisiones (iso-NO_x, isoHC...etc.) en función del régimen y el grado de carga.

En la Figura 29.11 se muestra un ejemplo de mapa de emisiones de NO_x acompañado de un mapa de tasa de EGR, ambos de un motor MEC sobrealimentado de 2l. de cilindrada. Como se puede apreciar, las menores emisiones de NO_x se encuentran en la zona de bajo régimen y carga y, a su vez, esta zona se corresponde con las mayores tasas de EGR. Al contrario ocurre en la zona de alto régimen y carga, donde no se utiliza EGR y por ende las emisiones de NO_x son más altas. Esto es debido al mayor control que sobre las emisiones se realiza para puntos de bajo régimen y baja carga y, por lo tanto, es ahí donde se hacen actuar principalmente las estrategias de reducción de los mismos, como es el caso de la recirculación de los gases de escape para paliar las emisiones de NO_x.

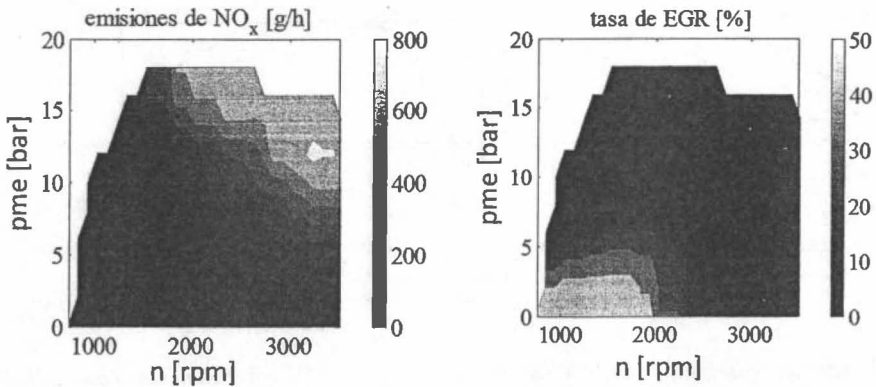


Figura 29.11 Curvas de isoemisiones NO_x de un motor Diesel sobrealimentado de $V_T = 2l$.

29.5.4 Otros mapas de funcionamiento del motor

La evolución del control electrónico ha llevado a una mejora del funcionamiento de los MCIAs. Como contrapartida, la mayor complejidad del motor hace que aparezcan nuevas variables que han de ser controladas, y como consecuencia, nuevas curvas características o mapas de funcionamiento asociados a estas variables que pueden ser tan variadas como curvas de isodotado, de isoEGR, de isoavance al encendido, de isoavance a la inyección, etc. A continuación, se muestran algunos ejemplos.

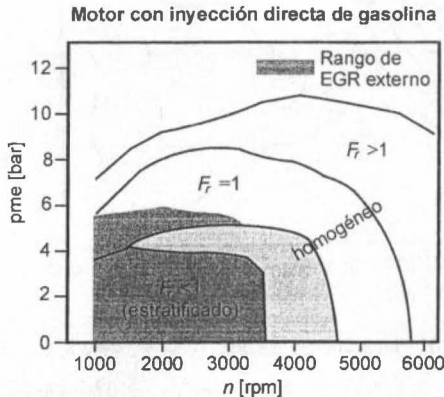


Figura 29.12 Estrategia de selección del dosado en función de la presión media efectiva y del régimen de giro en un MEP de inyección directa.

En la Figura 29.12 se muestra la estrategia de selección de dosado en un MEP de inyección directa en función de la presión media efectiva y el régimen de giro. En la misma se pueden observar las zonas de funcionamiento con carga estratificada y con carga homogénea, así como los valores del dosado relativo para cada una de las zonas establecidas.

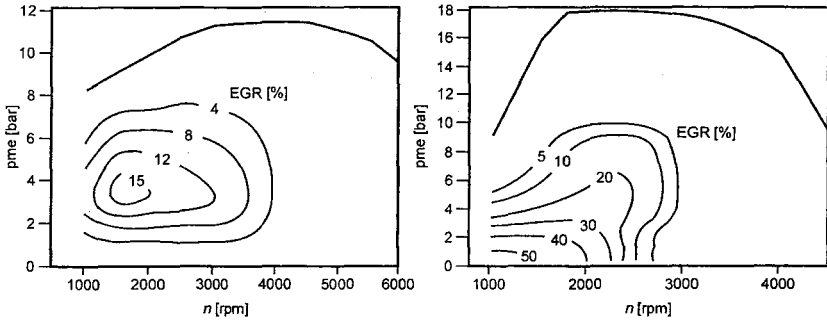


Figura 29.13 Curvas de isoEGR de un MEP con $V_T = 1,6$ l y de un MEC sobrealimentado con turbina de geometría variable con $V_T = 3,5$ l.

En la Figura 29.13, se muestran las curvas de isotasa de EGR en función de la presión media efectiva y el régimen de giro para un motor MEP y un motor MEC. El comportamiento es similar al explicado previamente para la Figura 29.11, utilizándose los máximos porcentajes de EGR en puntos de baja carga y régimen, por ser estos puntos de operación sobre los que se ejerce mayor control desde el punto de vista de emisiones.

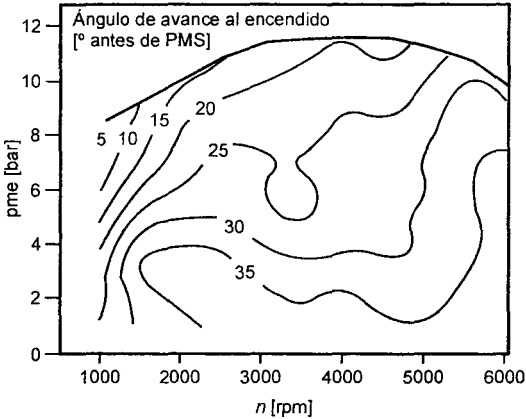


Figura 29.14 Curvas de isoavance al encendido de un MEP con $V_T = 1,6$ l, año 2000.

Otro ejemplo más se muestra en la Figura 29.14 que hace referencia al ángulo de avance al encendido de MEP. En él, se muestra el ángulo de avance al encendido en función del grado de carga y del régimen de giro. Se puede observar como para un grado de carga determinado, cuanto mayor es el régimen de giro, mayor es el avance al encendido, lo cual resulta trivial atendiendo al menor tiempo disponible para el proceso de combustión a alto régimen de giro que obliga a avanzar el encendido para centrar la combustión. No es tan evidente, sin embargo, el comportamiento con el grado de carga a régimen constante, siendo menor el avance cuanto mayor es el grado de carga. Este comportamiento quedó justificado en el capítulo 18 en base a

la mayor proporción de residuales presentes a baja carga que repercute en el proceso de combustión, necesitándose por ello mayores avances.

En la Figura 29.15 se muestra el ángulo de avance de la preinyección (izquierda) y de la inyección principal (derecha) para un motor Diesel sobrealimentado de $V_T = 2$ l. En ambas, el ángulo de avance aumenta tanto con el régimen como con el grado de carga. La razón en ambos casos resulta trivial, puesto que cuanto mayor es el régimen, menor es el tiempo disponible para la combustión, y cuanto mayor es la carga, mayor es la cantidad de combustible que se ha de quemar siendo necesarios en ambos casos mayores avances. Llama la atención, no obstante la zona sombreada en el mapa de avance de preinyección a alto régimen. Esa zona indica los valores de régimen y presión media efectiva donde la estrategia de preinyección no se utiliza. La razón es doble: por una parte, como es sabido, la preinyección tiene como objetivo disminuir el ruido de la combustión y éste es más importante, o se hace notar más frente a otras fuentes de ruido (aerodinámico, renovación, etc), a baja carga y bajo régimen, aportando su eliminación un beneficio más sustancial en esas condiciones. A alto régimen, sin embargo, la importancia del ruido de combustión frente a otras fuentes es menor, porque el ruido de otros procesos tal como la renovación de la carga es mayor, estando menos justificado su utilización. Otra razón que podría justificar la no existencia de preinyección a alto régimen para este motor son las limitaciones del *common rail*, ya que atendiendo al año de su construcción (año 2002), se trata de la primera generación de este tipo de sistema de inyección y por lo tanto con limitaciones concernientes a la estabilidad de inyecciones piloto a alto régimen de giro.

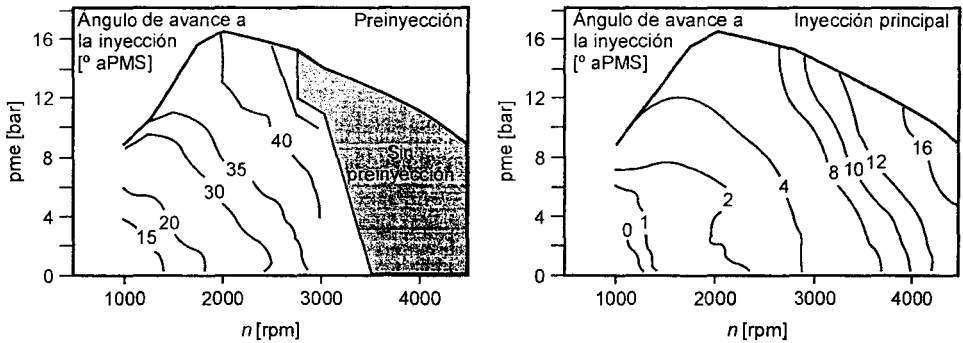


Figura 29.15 Curvas de isoavance a la preinyección (izquierda) y a la inyección principal (derecha) de un MEC sobrealimentado de inyección directa, $V_T = 2$ l., año 2002.

29.6 Normativa aplicable a la determinación de actuaciones.

Fórmulas de corrección de potencia y consumo específico

Dado que los MCIA aspiran el aire de la atmósfera para su funcionamiento, sus actuaciones dependen sensiblemente del estado de éste. Despreciando la humedad, las condiciones del aire aspirado se pueden definir termodinámicamente por dos variables de estado, siendo usual emplear la presión y la temperatura para este cometido. En una localización determinada, con la presencia de borrascas o anticiclones y el paso de las estaciones anuales, es usual experimentar pequeñas variaciones de presión (± 50 mbar) acompañadas de cambios algo más acusados en la temperatura ($\pm 25^\circ\text{C}$).

La variación de altitud puede generar variaciones de presión de cierta relevancia, hallándose unos 300 mbar de diferencia de presión al desplazarnos desde el nivel del mar hasta 3000 m de altitud. Además, los MCIA constituyen la planta motriz de parte de las aeronaves actuales de pequeño tamaño. En ellas, al aumentar la altitud hasta 11000 m, las variaciones de presión y temperatura son del orden de 800 mbar y 70°C. En general puede concluirse que la presión y la altitud están fuertemente correlacionadas, mientras que la temperatura, pese a estar influenciada por la altitud, también presenta variaciones importantes con las condiciones climatológicas.

Debido a esta significativa sensibilidad de las prestaciones de los MCIA con respecto a las condiciones atmosféricas, se requiere efectuar correcciones de dichos parámetros si se quieren comparar con las de otro motor o las del mismo operando bajo condiciones atmosféricas diferentes. A este efecto existen varias normativas aplicables a la especificación de parámetros de actuaciones de MCIA (SAE J 1349 [6], SAE J 816b [7], ISO 3046, ISO 1585 y DIN 70020 entre otras) [8], que regulan los siguientes aspectos:

- Condiciones de referencia: presión (p_0) y temperatura (T_0) ambiente a las cuales se refieren los parámetros de actuaciones del motor.
- Corrección de la potencia indicada: expresa la manera en que debe corregirse la potencia indicada del motor obtenida con un ensayo en condiciones atmosféricas diferentes a las de referencia. Dicha corrección es del tipo siguiente:

$$\delta = \frac{N_i}{N_{i0}} = \left(\frac{p}{p_0} \right)^a \left(\frac{T}{T_0} \right)^b \quad (29.7)$$

donde los exponentes a y b se proporcionan en la Tabla 29.2.

- Corrección de la potencia efectiva: existen dos procedimientos para esta corrección. Las normativas SAE [6, 7] sugieren emplear un cociente de potencias efectivas corregidas a través del rendimiento mecánico. Otra opción, propuesta por la norma ISO 3046-1 (1995), sugiere una formulación como la expuesta en (29.8) con $k = 0,7$.

$$\nu = \frac{N_e}{N_{e0}} = \delta - (1 - \delta)k \left(\frac{1}{\eta_{m0}} - 1 \right) \quad (29.8)$$

- Corrección del consumo específico: No es muy frecuente que las normas de corrección de actuaciones incluyan expresamente una corrección del consumo específico. Ello se debe a que dicha corrección debería recoger la variación del rendimiento indicado con las condiciones ambiente, muy dependiente de las variables de operación y del diseño de cada motor. En aquellos casos en los que está justificado despreciar dicha variación puede aplicarse el siguiente cálculo para la corrección del consumo específico:

$$\xi = \frac{g_{ef}}{g_{ef0}} = \frac{\eta_{m0}}{\eta_m} = \frac{\delta}{\nu} \quad (29.9)$$

- Intervalo de aplicación de las correcciones: Expresa los límites superior e inferior para presión y temperatura ambiente, dentro de los cuales son aplicables las correcciones anteriores. Las correcciones propuestas se recogen en la Tabla 29.2. En general tienen un origen empírico, no obstante algunas de ellas reflejan directamente las tendencias conceptuales expuestas en capítulos anteriores, como la variación del gasto de aire con las condiciones ambiente, que sugiere la elección de $a=1$ y $b=-0,5$. Ello supone corregir la potencia solamente por el efecto de la variación de la densidad ambiente y del rendimiento volumétrico, expresada empíricamente por la ecuación (29.9). Estas correcciones serán por tanto aplicables bajo la hipótesis de dosado constante.

Tabla 29.2 Coeficientes aplicables a las fórmulas de corrección de actuaciones de las ecuaciones (29.7), (29.8) y a (29.9).

NORMA (fecha)	a []	p_0 [bar]	p_{min} [bar]	T_{min} [K]
[Tipo de motor]	b []	T_0 [K]	p_{max} [bar]	T_{max} [K]
ISO 1585 (1992)	1,2	0,99	0,8	288
[MEP automoción]	-0,6	298	1	308
ISO 1585 (1992)	1	0,99	0,8	283
[MEC automoción]	-0,7	298	1,1	313
ISO 3046-1 (1995)	1	1	sin	sin
[MEC aspiración natural]	-0,75	300	límite	límite
ISO 3046-1 (1995)	1	1	sin	sin
[MEP aspiración natural combustible líquido]	-0,5	300	límite	límite
SAE J 816b (1979)	1	0,995	0,948	288,65
[MEC aspiración natural]	-0,7	302,55	1,016	316,15
SAE J 816b (1979)	1	0,995	0,948	288,65
[MEP aspiración natural combustible líquido]	-0,5	302,55	1,016	316,15
SAE J 1349 (1995)	1	0,99	0,95	288,5
[MEP automoción]	-0,5	302,4	1,01	316,3
DIN 70020 (1986)	1	1,01325		
[MEP automoción]	-0,5	293		
J ISD 1001 (Japón 1993)	1	1,01325		
[MEP automoción]	-0,75	293		
CIMAC	1	1,013		
[MEC estacionarios gran exceso de aire]	-1	303		
CIMAC	1	1,013		
[MEC estacionarios moderado exceso de aire]	-0,75	303		

- Corrección de potencia por la humedad ambiente: el efecto de la humedad se ha despreciado inicialmente por implicar generalmente variaciones pequeñas de las actuaciones. El contenido de humedad en el aire atmosférico suele ser menor del 2% en peso. Incluso en las condiciones más extremas suele mantenerse por debajo de un 4%. Esto significa pequeñas variaciones de la relación de calores específicos y demás parámetros termodinámicos. Pero el efecto más apreciable se debe a la proporción de volumen ocupado dentro del cilindro por el vapor de agua, que no puede ser ocupado por aire seco con su correspondiente carga de oxígeno. Esto limita, directamente, la cantidad de combustible que puede ser quemada. Este efecto está potenciado por el bajo peso molecular del vapor de agua que implica tendencia a ocupar un volumen mayor que el de la relación de masa de vapor frente a masa de aire seco. En particular, el factor de corrección de potencia, N_e , debido a la humedad puede concretarse en la siguiente expresión [9]:

$$N_{e, \text{con humedad}} = N_{e, \text{aire seco}} \frac{P_{\text{ambiente}} - P_{\text{vapor de agua}}}{P_{\text{ambiente}}} \quad (29.10)$$

donde $p_{\text{vapor de agua}}$ es la presión parcial del vapor de agua en el ambiente. Como ejemplo ilustrativo, esta corrección tiene valores del orden del 3% para porcentajes de masa de vapor de agua del 2% de la masa de aire seco (100% de humedad relativa a 25°C y 1 bar de presión).

29.7 Variación de potencia con la altura en aplicaciones aeronáuticas

El hecho de que la principal fuente de variación de presión en aplicaciones aeronáuticas sea la variación de altitud, llega al extremo de que actualmente en aviación, durante las etapas de crucero, el nivel de vuelo viene determinado por la presión y no por la altura real respecto al suelo. Para ello, se ha definido una norma que describe el acoplamiento usual entre altitud y presión. Esta norma recibe el nombre de Atmósfera Estándar Internacional (*International Standard Atmosphere o ISA*). Los orígenes de esta norma se remontan a 1920 cuando Francia e Italia adoptaron oficialmente una Atmósfera Standard basada en la ley de Toussaint, aproximación según la cual la temperatura desciende 6,5 °C por km ascendido en los primeros 11 km desde el nivel del mar. El valor de temperatura a nivel del mar se toma como 15°C correspondiendo las condiciones medias de la atmósfera a 40° de latitud. La definición de la *International Standard Atmosphere* y sus valores exactos fueron establecidos definitivamente en 1952 para altitudes por debajo de 20 km, usándose todavía en la actualidad. En caso de necesitarse datos fuera de la zona de aplicación tradicional de MCIA, la *US Standard Atmosphere*, 1976 [5] puede ser usada como referencia.

Tabla 29.3 Valores de la atmósfera estándar internacional hasta 11 000m de altitud.

Altitud [m]	Presión [bar]	Temperatura [°C]	Temperatura [K]	densidad [kg/m ³]
0	1,013	15,00	288,16	1,225
1000	0,899	8,50	281,66	1,112
2000	0,795	2,00	275,16	1,006
3000	0,701	-4,50	268,66	0,909
4000	0,616	-11,00	262,16	0,819
5000	0,540	-17,50	255,66	0,736
6000	0,472	-24,00	249,16	0,660
7000	0,411	-30,50	242,66	0,589
8000	0,356	-37,00	236,16	0,525
9000	0,307	-43,50	229,66	0,466
10000	0,264	-50,00	223,16	0,413
11000	0,226	-56,50	216,66	0,364

En la Tabla 29.3 se presenta la relación entre la altitud y la presión correspondiente a la atmósfera Estándar Internacional hasta 11 km de altitud. Adicionalmente se presentan en la tabla los valores asociados de temperatura y densidad. Las variaciones de estas últimas en condiciones reales sujetas a la climatología pueden ser sensiblemente mayores que las que unen la presión con la altitud. Por ello es usual expresar la desviación de temperatura sobre la predicha

por la atmósfera estándar. Por ejemplo, para unas condiciones atmosféricas que se correspondan con la presión a 4000 m pero donde la temperatura sea 20 grados mayor que la definida por la atmósfera estándar es usual emplear el término 4000 m ISA + 20°C.

El éxito de este estándar se basa en la combinación de una buena aproximación de la relación entre presión y altitud con unas expresiones analíticas sencillas. En particular, las ecuaciones que dan lugar a la tabla reseñada, corresponden a la mencionada aproximación de Tous-saint que considera una variación lineal de la temperatura de $-6,5^{\circ}\text{C}$ por kilómetro ascendido. A partir de dicha variación, la presión se obtiene considerando una situación fluidoestática de equilibrio donde la variación de presión se relaciona con la variación de altura a través de la densidad y la fuerza gravitatoria ($dp = \rho g dz$). La densidad y demás variables se corresponden con las ecuaciones de gas ideal. Integrando esta relación, las expresiones se concretan en:

$$T_z = T_0 + 6,5 \cdot 10^{-3} z \quad (29.11)$$

$$p_z = p_0 \left(\frac{T_0 + 6,5 \cdot 10^{-3} z}{T_0} \right)^{\frac{g}{6,510^{-3} R}} \quad (29.12)$$

$$\rho_z = \rho_0 \left(\frac{T_0 + 6,5 \cdot 10^{-3} z}{T_0} \right)^{\frac{g}{6,510^{-3} R} - 1} \quad (29.13)$$

donde el subíndice 0 indica las condiciones a nivel del mar: $T_0 = 15^{\circ}\text{C} = 288,16 \text{ K}$; $p_0 = 101325 \text{ Pa}$; $\rho_0 = 1,2250 \text{ kg/m}^3$. Adicionalmente $R = 287,04 \text{ J/kg/K}$ y $g = 9,80665 \text{ m/s}^2$.

Estas expresiones no se pueden extrapolar por encima de 11000 m (tropopausa) ya que la ley de variación de temperatura en este punto varía, manteniéndose una temperatura constante hasta los 20000 m en vez de disminuir con el incremento de altitud.

En cuanto a la operación de los MCIA en aviación, adicionalmente al control del dosado explicado anteriormente, el usuario necesita conocer el efecto que la variación de la presión y de la temperatura en la admisión producen en el motor al cambiar de altitud y de condiciones meteorológicas. Para ello, se suelen proporcionar las denominadas curvas de calibrado al nivel del mar y curvas de calibrado en altura (alternativamente denominadas curvas de actuaciones al nivel del mar y curvas de actuaciones en altura respectivamente).

Esta pareja de gráficas está obtenida en condiciones de atmósfera estándar internacional y en la máxima posición de apertura de la mariposa que permite el motor en cada situación. Con ellas se puede obtener la potencia que proporciona el motor en condiciones no estándar y con distinta posición de apertura de la mariposa. El par de gráficas se genera para un dosado determinado (ya sea el de máxima potencia o el de mínimo consumo). A continuación se presentan estas curvas para el caso de máxima potencia, siendo para el caso de mínimo consumo equivalentes, excepto por la ausencia del tramo de potencia de despegue.

Fisionomía de las curvas y concepto de altura de restablecimiento o altura crítica

En la Figura 29.16 se muestra la disposición usual de las curvas. A la izquierda se presenta la gráfica de curvas de calibrado al nivel del mar. A la derecha, con la misma escala vertical, se representa la gráfica de curvas de calibrado en altura. En la gráfica de curvas de calibrado al nivel del mar se representa la potencia suministrada por el motor en función del régimen de giro y la presión de admisión. La presión de admisión máxima en operación continua está limitada en función del régimen de giro, para evitar daños en el motor.

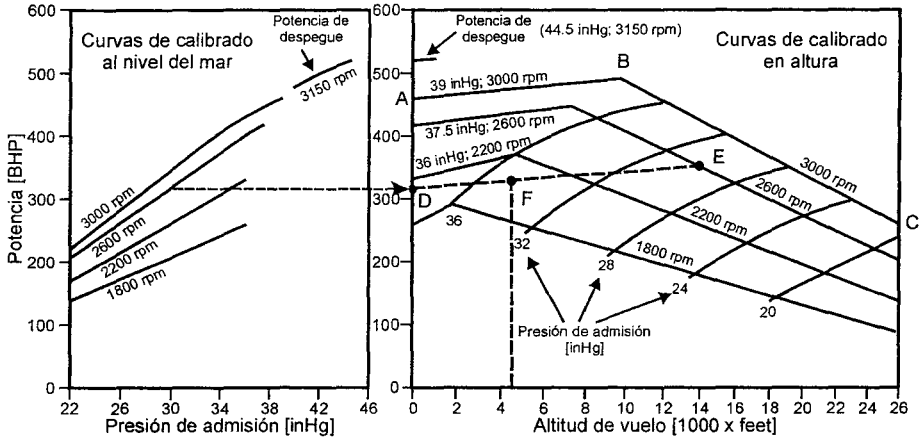


Figura 29.16 Ejemplo de curvas de calibrado al nivel del mar y en altura y ejemplo de su utilización para el cálculo de la potencia disponible en un motor de aviación.

En esta gráfica suele representarse también la curva de máxima potencia en despegue que corresponde a presiones de admisión y régimen alto, pero no a operación continua sino a una operación limitada en tiempo. En la gráfica de curvas de calibrado en altura se representa la potencia suministrada por el motor con presión de admisión máxima para unas condiciones dadas de altitud y régimen de giro. En cada curva de régimen de giro constante se pueden distinguir dos tramos. En la figura se han delimitado estos tramos para el caso de 3000 rpm:

- Entre los puntos A y B: este tramo aparece en motores sobrealimentados. En él, el compresor es capaz de generar presiones de admisión mayores que las admisibles por el motor. Para evitar daños en el motor se limita la presión de admisión actuando sobre el compresor o sobre la mariposa de la admisión. Se suele emplear una ley de presión constante a lo largo de todo el tramo y/o regular el resto de la admisión para que la densidad sea constante. Con dichas leyes, la potencia suministrada por el motor aumenta con la altitud. Esto se debe principalmente a dos factores: por un lado, la presión en el cárter del motor desciende con la altitud disminuyendo el trabajo que ha de hacer el émbolo contra la atmósfera en la etapa de admisión de gases en el cilindro; por otro lado, la presión en el escape también baja con la altitud facilitando la renovación de carga y el proceso de barrido dentro del cilindro, aumentando el rendimiento volumétrico.
- Entre los puntos B y C: las condiciones del tramo anterior dejan de ser posibles cuando la presión de la atmósfera exterior baja tanto que el compresor no es capaz de mantener la presión de admisión al máximo admisible por el motor. A partir de ese punto (B en la Figura 29.16 para la curva de 3000 rpm) el compresor suministra la máxima sobrepresión que le es posible a partir de la presión atmosférica, resultando una presión de admisión y densidad de admisión que disminuyen con la altitud y la consiguiente reducción de potencia suministrada por el motor. En este tramo, se indica la presión de admisión disponible en cada punto del mismo. Para un incremento determinado de altitud, es usual usar en el gráfico una escala variable que disminuye con la altitud. El objeto es obtener unas curvas más compactas en las que la representación del tramo B-C tiene una pendiente constante en lugar de disminuir con la altura.

Altura de restablecimiento o altura crítica

A la altitud correspondiente al punto B se la denomina altura de restablecimiento o altura crítica. Es la altitud mínima en la que se emplea totalmente el compresor (sin limitador de presión) aprovechando en su totalidad la potencia detrída al motor para mover el compresor. La pendiente del tramo entre A y B puede variar si el compresor está arrastrado por el cigüeñal o se trata de un grupo turbocompresor alimentado por los gases de escape.

Las curvas se definen para condiciones ambientales de atmósfera estándar. Suelen ir acompañadas por una leyenda que indica que para corregir la potencia, $N_{e,s}$, en caso de que la temperatura del ambiente, t , no corresponda a la atmósfera estándar a esa altitud, t_s , se ha de usar la siguiente expresión:

$$N_{e,t} = N_{e,t_s} \sqrt{\frac{273 + t_s}{273 + t}} \quad (29.14)$$

donde t y t_s se introducen en grados Celsius. Alternativamente, algunas curvas indican que la corrección se puede hacer disminuyendo la potencia un 0,2% por cada grado Celsius de temperatura ambiente en exceso respecto a la temperatura de la atmósfera estándar.

Obtención de la potencia en condiciones arbitrarias, a partir de las curvas de calibrado

A continuación se indica el procedimiento a seguir para obtener la potencia suministrada por el motor en unas condiciones determinadas de régimen de giro, altitud de vuelo, presión de admisión y temperatura ambiente. Este procedimiento se ilustra en la Figura 29.16 con un ejemplo para el caso de régimen de giro de 2600 rpm, a una altitud de 4500ft (1370 m) con presión de admisión de 30 inHg y una temperatura de 16,1°C (ISA+10 según la Tabla 29.3 o alternativamente la expresión 29.11). Para hallar la potencia suministrada por el motor se siguen los siguientes pasos:

- Se localiza el punto a las mismas revoluciones y presión de admisión en las curvas de calibrado al nivel del mar, marcándose su potencia en la coordenada de altitud 0 de las curvas de calibrado en altura (punto D en la Figura 29.16).
- Se localiza el punto a las mismas revoluciones y presión de admisión en las curvas de calibrado en altura (punto E en la Figura 29.16).
- Se traza la recta que une ambos puntos y se localiza el punto de dicha recta que se encuentra a la altitud de vuelo deseada (punto F en la Figura 29.16).
- El punto F, que corresponde a la potencia obtenida en condiciones de atmósfera estándar (i.e. 6,1°C a 4500ft) dado que nos encontramos en un día ISA + 10 (es decir, 16,1°C, debido a las condiciones meteorológicas), esta potencia se corrige en relación a la temperatura siguiendo la expresión 29.14 del apartado anterior. En el ejemplo que nos ocupa la potencia final sería $329 \cdot ((273+6,1)/(273+16,1))^{0,5} = 323$ BHP.

Para calcular el consumo de combustible, el fabricante suele proporcionar curvas de consumo horario de combustible en función de la potencia que el motor esté suministrando.

29.8 Resumen

En este capítulo se ha hecho una presentación de las curvas características de los MCIA bajo sus diferentes formatos empleados de manera selectiva en función del tipo de aplicación. Tras una exposición de objetivos se ha discutido la elección de los parámetros más significativos para representar las actuaciones, a saber, velocidad de giro y grado de carga. Luego se ha

descrito el contenido y la morfología de las curvas características de plena carga y de las curvas multiparamétricas. Éstas últimas describen no sólo parámetros de actuaciones como el par motor, la potencia, el consumo específico, la temperatura de escape y del refrigerante o el gasto de gases de escape, sino también representaciones de los valores característicos de variables de operación, tales como el avance al encendido o a la inyección, el grado de EGR, el dosado o las emisiones.

La última parte del capítulo se ha dedicado a estudiar la influencia de las condiciones atmosféricas sobre las actuaciones de los MCIA. En ella, se han presentado las fórmulas de corrección de potencia y de consumo específico que permiten obtener dichos parámetros para unas condiciones atmosféricas diferentes a unas dadas para las que se conocen estos parámetros. Por último, se ha aplicado dicha metodología para el estudio de la variación de actuaciones con la altura de vuelo, típica y útil en el caso de aplicaciones aeronáuticas.

Referencias y bibliografía

Referencias

1. Gruden, D., Fuels. *The Handbook of Environmental Chemistry* 3, part T, pp 255-288, 2003.
2. Sarvia, A.; Kilpinenb, P.; Zevenhovena, R., Emissions from large-scale medium-speed Diesel engines: 3. Influence of direct water injection and common rail. *Fuel Processing Technology* 90(2), pp 222-231, 2009.
3. Cuesta, M., *Vuelo con motor alternativo*. Paraninfo, 1998.
4. Lycoming, *Textron Lycoming Operator's Manual (O-360, HO-360, IO-360, AIO-360, HIO-360 & TIO-360 series aircraft engines)*. Lycoming, 2000.
5. COESA (Committee on extension to the Standard Atmosphere), *US Standard Atmosphere*. NASA-TM-X-74335, 1976.
6. SAE J1349, *Engine power test code –spark ignition and compression ignition- net power rankings*. SAE International, 1995.
7. SAE J816b, *Recommended practice engine test code*. SAE International, 1979.
8. Lapuerta, M.; Armas, O.; Agudelo, J. R.; Sánchez, C. A., Estudio del efecto de la altitud sobre el comportamiento de motores de combustión interna. Parte I: Funcionamiento. *In-formación Tecnológica* 17(5), pp. 21-30, 2006.
9. Brooks, DB.; Garlock, EA., *The effect of humidity on engine power at altitude*. NACA-TR-426, 1933.

Bibliografía

- Basshuysen, R.V.; Schäfer, F., *Internal combustion engine handbook: Basics, components, systems, and perspectives*. SAE International, 2004.
- EU, *European Union standard for road vehicle engine power*. Directive 80/1269/EEC, 1980.
- Heywood, J. B., *Internal combustion engine fundamentals*. McGraw-Hill, 1988.
- ISO, *Engine net power test code intended for road vehicles*. ISO 1585, 1992.
- Muñoz, M.; Payri, F., *Motores de combustión interna alternativos*. Fundación General de la UPM, 1989.
- Plint, M.; Martyr, A., *Engine testing: Theory and practice*, 3rd ed. Butterworth Heinemann, 2007.

Capítulo 30

Criterios de diseño y tendencias futuras

J. Casanova

L.M. Rodríguez

30.1	Consideraciones previas	980
30.1.1	Introducción	980
30.1.2	Justificación de un nuevo diseño. Condiciones de contorno	980
30.1.3	Tipos de aplicaciones	984
30.1.4	Incidencia de algunas especificaciones básicas de diseño sobre el comportamiento del motor	985
30.1.5	El proceso general de diseño. Diagrama de flujo	985
30.2	Criterios de diseño y selección	989
30.2.1	Tipo de combustión.....	989
30.2.2	Tipo de ciclo.....	990
30.2.3	Tipo de refrigeración.....	991
30.2.4	Tipo de proceso de renovación de la carga.....	993
30.2.5	Tipo de combustible.....	995
30.2.6	Número y disposición de los cilindros.....	997
30.2.7	Materiales.....	998
30.3	Tendencias futuras.....	999
30.3.1	Nuevas demandas y requerimientos.....	999
30.3.2	Soluciones tecnológicas en desarrollo	1000
30.4	Resumen	1001
	Referencias y bibliografía	1002

30.1 Consideraciones previas

30.1.1 Introducción

El concepto diseño de los motores de combustión interna es la serie de etapas, fases y actividades que se realizan desde la concepción del motor a nivel de idea hasta su fabricación y comercialización.

El diseño de los motores de combustión interna para sus diferentes aplicaciones se realiza en los centros de investigación y desarrollo de las principales marcas. Estos centros hacen su propia investigación aplicada para elaborar e implantar comercialmente las innovaciones que van adaptando los motores a nuevos requerimientos. En la actualidad, el grado de sofisticación y las necesidades experimentales y de computación que la investigación y desarrollo tecnológico demandan en las etapas del diseño son tan altos, que han surgido centros de investigación y desarrollo de motores que venden sus diseños a los fabricantes. Esto se aplica, sobre todo, a los desarrollos más complejos y relevantes de los motores como son el proceso de combustión, el proceso de inyección de combustible, los procesos fluidodinámicos, la gestión electrónica del motor o el postratamiento de gases de escape. En el diseño de nuevos motores, la implicación de los fabricantes de componentes es cada vez más necesaria. Las soluciones técnicas finales se van adoptando con acuerdos entre quienes van a fabricar los componentes y el fabricante del motor completo, siendo, por tanto, grandes equipos de personas, coordinados por el centro de diseño del fabricante, los que aportan el diseño final concreto antes de su salida al mercado.

Se entiende por criterios de diseño de un motor a una serie de decisiones previas que el equipo que va a dirigir el diseño plantea al inicio del proceso. Estos criterios se basan en la experiencia anterior del equipo de trabajo y en las especificaciones que se quieran aportar al nuevo diseño. Es evidente que, en la actualidad, es más común acometer un rediseño de un motor ya existente que acometer un nuevo diseño con el papel en blanco. Pero, en ocasiones, hay que acometer un diseño nuevo para una nueva aplicación o con unos criterios en gran medida diferentes a los aplicados en diseños anteriores. A pesar de ello, es normal que el concepto de nuevo diseño utilice muchas de las soluciones técnicas de motores anteriormente diseñados y experimentados, como el proceso de combustión, sistemas auxiliares, etc., buscando mejorar algunas prestaciones y responder mejor a ciertas demandas.

30.1.2 Justificación de un nuevo diseño. Condiciones de contorno

La selección adecuada de los principales parámetros y especificaciones de un nuevo diseño es fundamental para asegurar el éxito comercial y la satisfacción del usuario. Cuando se decide acometer dicho diseño se busca mejorar o adaptar ciertas prestaciones del motor, como pueden ser algunas de las siguientes:

- Reducir sus emisiones contaminantes para cumplir nuevas regulaciones y normativas de límites de emisión.
- Reducir el consumo de combustible.
- Aumentar la potencia o mejorar la curva de par para responder a demandas concretas.
- Cambiar el ámbito de uso del motor. Tal es el caso de la adaptación de un motor de automoción para aplicación marina (marinizar) o de un motor de barco para su uso en generación de energía eléctrica con cogeneración.

- Reducir costes de fabricación.
- Aumentar la durabilidad y fiabilidad de un motor por necesidades del mercado.

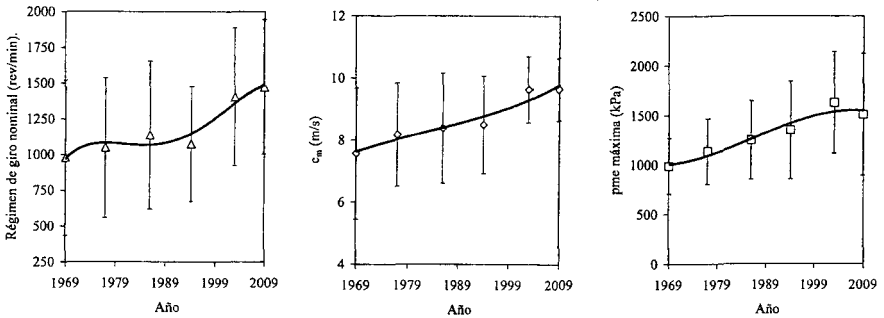


Figura 30.1 Evolución histórica de parámetros de diseño de motores Diesel industriales.

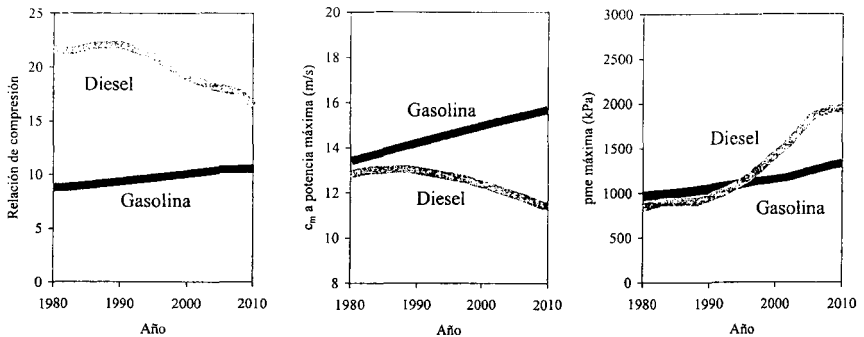


Figura 30.2 Evolución histórica de parámetros de motores de vehículos ligeros.

Conocer previamente la evolución histórica de los parámetros de diseño de los motores es una premisa importante al plantearse un nuevo diseño. La Figura 30.1 muestra a modo de ejemplo la evolución histórica de algunos parámetros de motores industriales y la Figura 30.2 la de algunos parámetros de motores Diesel y de gasolina de vehículos ligeros.

El desarrollo de algunas de las partes del motor, entre las que destacan la culata, el bloque y el cigüeñal, requieren un esfuerzo importante en lo que se refiere a tiempo de desarrollo, recursos económicos y de personal, cálculo y experimentación. Desde su concepción inicial se deben pasar las etapas de: cálculos previos, diseño de detalle previo, ensayo de prototipos y diseño final. Por esta razón, es usual que un nuevo motor incorpore culatas o bloques de motores anteriormente comercializados a los que se les han ido modificando ciertos acabados de detalle como la forma de la cámara de combustión, la forma de los conductos de admisión, el flujo de refrigerante, nervaduras que puedan reducir el ruido y aumenten la resistencia o nuevos materiales. Una vez que una pieza de las mencionadas tiene éxito y demuestra su durabili-

dad y fiabilidad, el diseñador trata de mantener, dentro de las posibilidades, el diseño conceptual básico.

En la historia de los motores podrían citarse muchos ejemplos de motores que han tenido problemas de durabilidad, averías inesperadas o desgastes prematuros en la etapa de comercialización y que han sido debidos a diseños poco afortunados. Algunos ejemplos: motores industriales en los que aparecían con bastante frecuencia problemas de perforación de camisas por errores en diseño del flujo de refrigerante en su entorno, lo cual inducía cavitación en la superficie exterior de la camisa; motores que tenían tendencia a consumir aceite por los cilindros por mal diseño del bruñido de las camisas o el caso de motores en los que el turbocompresor de sobrealimentación tenía tendencia a dañarse por elevada temperatura de escape. Este último caso se dio en la década de 1990 cuando se diseñaban motores para vehículos todoterreno con la premisa de que se iba a usar fuera de la carretera, sin embargo, el usuario lo empleaba en autopista durante mucho tiempo y con elevados grados de carga lo que provocaba también, en ocasiones, grietas en la culata.

El diseño de un motor debe tratar de satisfacer las demandas del usuario que el diseñador debe conocer o suponer. Algunas de las demandas más frecuentes a las que se debe responder de forma adecuada son las siguientes:

- Bajo consumo de combustible, lo que implica un elevado rendimiento efectivo y permite aumentar la autonomía en el caso de aplicación al transporte. Resulta especialmente importante en motores con alto grado de utilización como camiones, motores marinos, motores agrícolas, taxis, etc.
- Bajas emisiones. Más que del usuario, ésta es una demanda social y normativa.
- Facilidad de conducción, que implica suavidad durante el funcionamiento, buena respuesta en transitorios, baja rumorosidad, etc. Es una demanda propia de motores para vehículos, sobre todo turismos.
- Facilidad de arranque, para no tener que realizar complicadas maniobras antes de poner en marcha el motor y asegurar que lo hace de forma rápida en condiciones climáticas adversas. Es fundamental en motores de automoción, sobre todo en el caso de motores de sistemas de propulsión híbrida y vehículos con sistema *stop-start*.
- Bajo nivel sonoro, fundamental en motores de automoción y en especial en el sector de vehículos ligeros y motocicletas.
- Alta fiabilidad, para asegurar una vida del motor sin averías. Es muy importante en motores de aplicación industrial y es fundamental en motores marinos y de aviación ligera.
- Larga durabilidad, que implica un número elevado de horas de vida. Es importante en motores industriales donde la amortización de la inversión debe hacerse con el uso continuado del mismo.
- Amplio periodo entre revisiones y operaciones de mantenimiento. Ha sido siempre una demanda en motores industriales y marinos, pero actualmente es importante en motores de automoción por razones de competitividad entre marcas.
- Bajo coste de adquisición y de mantenimiento. Esto es una demanda general, pero hay ciertas aplicaciones y usuarios donde es muy importante, por ejemplo motores industriales pequeños, vehículos utilitarios y microcoches.
- Alta potencia específica, lo que implica motores de bajo peso para una potencia dada. Es muy importante en todo el sector de vehículos ligeros, sobre todo vehículos deportivos y de competición y en concreto, en motocicletas, así como en aviación.

- Buena elasticidad, con un amplio rango de velocidad de giro entre los puntos de potencia máxima y par máximo. Esta demanda es especialmente importante en vehículos no deportivos para facilitar la conducción y reducir el uso de la caja de cambios. Para vehículos de tracción, como los tractores agrícolas, además, puede resultar muy conveniente una caída de par importante entre dichos puntos de par máximo y potencia máxima.
- Reciclabilidad de sus componentes y piezas al final de su vida útil. Es también una demanda social por su efecto en el medio ambiente.
- Regularidad de par, lo que se consigue con volantes de gran momento de inercia o con elevado número de cilindros. Es una demanda importante en grupos electrógenos y generación de electricidad.

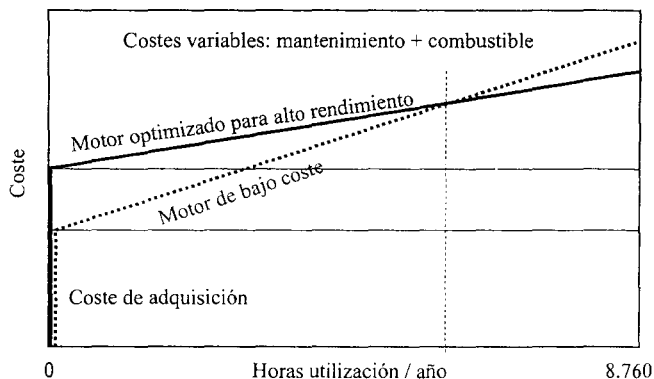


Figura 30.3 Gráfica generalizada de coste de amortización anual y coste variable para dos motores de especificaciones de diseño diferentes.

Estas y otras posibles demandas para aplicaciones concretas, limitan en cierta manera las especificaciones de diseño del motor. A modo de ejemplo se pueden citar las siguientes limitaciones y restricciones a tener en cuenta en el diseño: rendimiento térmico, rendimiento mecánico, relación de compresión, máxima presión de combustión, gradiente de presiones en la combustión, emisiones contaminantes, tamaño y longitud del motor, peso del motor, velocidad máxima de giro, vibraciones a plena carga y/o a bajas revoluciones, diámetro del cilindro, relación carrera diámetro, velocidad media del pistón, presión media efectiva e indicada, etc.

El coste de un motor a lo largo de su vida se compone de su valor de adquisición más la suma del coste de consumo de combustible y el de mantenimiento. Estos dos últimos son costes variables que dependen de la energía producida (kWh), del tiempo de utilización y del número de arranques. El diseñador puede plantear un motor de mayor coste de adquisición con menor coste variable, o bien, de menor coste de fabricación pero con mayor coste variable por su peor rendimiento o su mayor coste de mantenimiento. La aplicación de esto al caso de un motor de aplicación industrial, se ve en la Figura 30.3, donde se aprecia que según el número de horas de operación al año, puede decidirse optimizar el diseño en base al coste de utilización o en base al coste de adquisición.

30.1.3 Tipos de aplicaciones

Los motores de combustión interna tienen aplicaciones muy diferentes y cada una exige destacar algunas especificaciones de diseño sobre otras. En la Tabla 30.1 se exponen las especificaciones de diseño más relevantes en algunas aplicaciones habituales de los motores alternativos.

Tabla 30.1 *Especificaciones más relevantes en motores alternativos según su aplicación.*

Aplicación	Especificaciones destacadas
Modelos a escala	Simplicidad, bajo coste
Vehículos ligeros (coches y furgonetas)	Potencia específica, transitorios, elasticidad, emisiones
Motocicletas	Potencia específica
Vehículos deportivos	Potencia específica
Vehículos pesados (camiones y autobuses)	Consumo, emisiones, fiabilidad
Motosierras y otras máquinas portátiles	Peso
Motores ferroviarios	Consumo, durabilidad
Tractores y otras máquinas agrícolas	Consumo, durabilidad, fiabilidad, elasticidad
Maquinaria de obras públicas	Consumo, durabilidad, fiabilidad
Bombas antiincendios	Potencia específica, peso
Náutica deportiva	Potencia específica, fiabilidad
Motores de remolcadores y pesqueros	Consumo, durabilidad, fiabilidad
Motores de grandes buques	Consumo, durabilidad, fiabilidad
Accionamiento de bombas, compresores, grúas, etc.	Consumo
Grupos electrógenos emergencia	Potencia específica, arrancabilidad
Cogeneración	Consumo, arrancabilidad
Generación de electricidad de base	Consumo, durabilidad
Avionetas y otros aviones	Fiabilidad, potencia específica
Ultraligeros	Potencia específica, peso

Los motores de automoción tienen como característica destacada la posibilidad de funcionar en condiciones muy diferentes de carga y de régimen de giro. Su punto de funcionamiento se mueve por todo el mapa característico del motor y su régimen es, generalmente, transitorio. En el caso de vehículos ligeros la potencia máxima se alcanza raras veces durante la vida del motor.

Sin embargo, los motores que accionan otras máquinas como bombas o compresores, siguen con bastante exactitud una única curva característica par – régimen de giro, en general de tipo cuadrático, lo mismo sucede en los motores marinos que accionan hélices de paso fijo.

Los motores que accionan alternadores son normalmente de régimen de giro constante y su regularidad es un parámetro de diseño muy importante.

30.1.4 Incidencia de algunas especificaciones básicas de diseño sobre el comportamiento del motor

La velocidad lineal media del pistón se asocia con la velocidad relativa entre las piezas móviles de un motor. Mayor velocidad media del pistón conlleva, para iguales materiales y calidad del aceite, mayores pérdidas mecánicas de fricción y mayores desgastes que implican una vida más reducida del equipo motor aunque también una potencia específica mayor.

Una mayor presión media indicada hace que el motor produzca más potencia para una cilindrada y un régimen de giro dados, lo que implica un mayor éxito en el objetivo de obtener trabajo del ciclo termodinámico, o dicho de otra forma, un mejor aprovechamiento del motor. La presión media indicada es mayor en motores sobrealimentados frente a los de aspiración natural y ha tenido una tendencia creciente a lo largo del tiempo, más acusada en los MEC por la creciente reducción de las pérdidas de calor relativas y por la optimización de la tasa de liberación de calor en la combustión. La presión media efectiva incluye las pérdidas mecánicas, por lo que la tendencia creciente que se puede ver en las figuras 30.1 y 30.2 es también consecuencia de las mejoras en lubricación, la reducción del tamaño del motor para una potencia dada, la reducción de la potencia media de accionamiento de equipos auxiliares y la reducción de pérdidas de bombeo.

La relación carrera/diámetro tiene implicaciones indirectas sobre algunas especificaciones básicas ya mencionadas, como la velocidad lineal media del pistón, pero también tiene implicaciones directas sobre la geometría de la cámara de combustión que afecta a los procesos de formación de la mezcla y combustión, a la formación de HC o a la renovación de la carga, entre otros.

La relación de compresión es una variable que permite aumentar el rendimiento del motor cuando su valor aumenta, pero que se limita en MEP en función de criterios de diseño del proceso de combustión y del tipo de combustible y en MEC de la presión que pueden alcanzar los gases en la cámara de combustión, de las fugas de gases al cárter a través de los segmentos (soplo motor), de la formación de NO_x , del ruido de combustión y de la capacidad de arranque en frío.

30.1.5 El proceso general de diseño. Diagrama de flujo

El proceso general de diseño de un motor se estructura en varias etapas y en diversas tareas. Siguiendo la propuesta de algunos de los centros de desarrollo de MCIA de mayor renombre a nivel mundial, se puede decir que existen cuatro etapas principales en el diseño y desarrollo de un nuevo motor de automoción, que son las siguientes (entre paréntesis se proporciona una estimación de meses antes de su salida al mercado):

- Estudio conceptual (42 meses antes).
- Desarrollo del prototipo (entre 42 y 20 meses).
- Desarrollo del proceso de prefabricación (entre 31 y 7 meses).
- Validación del proceso de fabricación (entre 10 y 0 meses).

Este mismo esquema también puede aplicarse al desarrollo de motores para otras aplicaciones distintas de la automoción, habida cuenta de que, a lo largo del tiempo, los diseños de

motores para automoción han ido marcando el diseño de otras aplicaciones estacionarias, marinas o industriales, a excepción, quizá, de los grandes motores de 2 tiempos.

El plan de acción de cada desarrollo debe adaptarse a los tiempos y métodos de trabajo que se exijan en el proyecto, a la aplicación a la que vaya destinado el motor y a la idiosincrasia propia de la firma que lo realice. A pesar de ello, es posible enumerar una serie secuencial de fases o labores que normalmente deben desarrollarse en cada etapa. Estas fases se relacionan con algunas de las líneas de trabajo siguientes: estructura general del motor, diseño termofluidodinámico, electrónica de gestión del motor y su calibración, mecánica del motor y acústica del motor. Las fases que se deben realizar en el diseño de un motor, siguiendo las cuatro grandes etapas antedichas, son las que se explican a continuación.

1. **Especificaciones básicas del diseño conceptual.** Debe establecerse en base a las demandas del mercado al que va dirigido el motor y a las necesidades concretas que los clientes potenciales puedan solicitar. También es muy importante el conocimiento de motores similares de la competencia. Todo ello implica que el diseñador debe poseer unos conocimientos y debe disponer de unas experiencias previas. Además, se pueden tomar como base los trabajos empíricos o teóricos de investigación fundamental realizados previamente o que pertenezcan al conocimiento científico del momento.
2. **Cálculos termofluidodinámicos iniciales.** Permitirán decidir cuestiones básicas del futuro motor como el sistema de combustión, el sistema de formación de mezcla, la utilización de la sobrealimentación, el diseño estructural y mecánico, incluyendo la refrigeración y la lubricación, los sistemas anticontaminación y de postratamiento de gases, el planteamiento general de la regulación y control, etc. En esta fase se pueden ir proponiendo especificaciones fundamentales como cilindrada, número y disposición de los cilindros, etc.
3. **Cálculos mecánicos y estructurales preliminares.** En muchos casos podrían estar basados en motores ya existentes para la misma u otra aplicación, del mismo o de otro fabricante. Como parte de este proceso se predeterminan ya el tamaño, el volumen, la forma y el peso del motor, que pueden ser necesarios para iniciar el diseño del vehículo o máquina que lo va a contener.
4. **Parámetros fundamentales del motor.** Se deben fijar los parámetros de diseño más importantes, tales como la cilindrada, el número de cilindros, el tipo de ciclo, el tipo de sobrealimentación, el tipo de refrigeración, etc., que ya no podrán ser modificados sustancialmente en el resto del diseño sin incurrir en significativos aumentos del coste del desarrollo.

Las cuatro fases anteriores constituyen la primera etapa de estudio conceptual y marcan el inicio del desarrollo del prototipo. En esta etapa se utilizará información de trabajos analíticos y empíricos obtenidos mediante investigación fundamental aplicada que pueden conllevar un cierto nivel de sofisticación como son cálculos computacionales de flujo, tensiones y deformaciones, perfiles térmicos, cálculos de lubricación, etc.

5. **Diseño preliminar del motor.** En esta fase deben detallarse todas las dimensiones fundamentales del motor como la separación de cilindros, la altura del motor y la posición de los sistemas de anclaje, entre otros. En este momento, también se propone una especificación previa de los materiales a utilizar. Se inician ya las colaboraciones con el equipo que va a realizar los estudios de vibraciones y ruido. Como consecuencia de este trabajo se producen ya los primeros planos de montaje del motor y de sus componentes. Al final de esta fase, se habrá realizado ya un prediseño de todas las piezas y los componentes del motor, normalmente en colaboración muy directa con los proveedores previstos de componentes.

Entre éstos suelen estar el sistema de inyección, los componentes eléctricos, los sistemas auxiliares como las bombas de agua y de aceite, el sistema de sobrealimentación y la electrónica de control.

6. **Diseño termofluidodinámico definitivo.** Tiene como objetivo final fijar todos los detalles del proceso de combustión, los procesos de admisión y escape, el sistema de refrigeración, la lubricación, etc. En esta fase requiere un gran volumen de trabajo para el desarrollo y puesta a punto de modelos de simulación de la combustión, desde sencillos modelos cero-dimensionales hasta complejos modelos multidimensionales. También se emplearán códigos de mecánica de fluidos computacional y de transferencia de calor en el desarrollo de los sistemas de renovación de la carga, la turbina y el compresor, la ventilación del cárter y el estudio del movimiento del aire en el interior del cilindro. Es también en esta fase cuando se inicia la colaboración con la ingeniería de fabricación para establecer pautas de diseño que permitan asegurar que el motor pueda ser fabricado a un coste asumible y se inician los contactos con el equipo encargado del desarrollo del sistema de control electrónico del motor.
7. **Análisis mecánico.** En base a códigos de cálculo por elementos finitos, elementos de contorno o similares se abordan los estudios estructurales que permitirán determinar los detalles de las formas y dimensiones de las diferentes piezas del motor. Se realiza la simulación dinámica de la cadena cinemática y del sistema de distribución y se realizan los estudios previos de cálculo de piezas a fatiga y de su durabilidad. Una vez están fijadas las geometrías de las piezas como la culata, el bloque o la cadena cinemática y como parte de esta fase, se realizan los cálculos detallados del flujo de fluidos en el sistema de refrigeración y en el de lubricación con códigos CFD. Se diseñan también los ensayos experimentales que permitirán validar, antes de su construcción, las soluciones adoptadas para las geometrías de las piezas que se vayan finalizando.
8. **Análisis acústico.** Mediante programas de análisis modal, se estimarán las vibraciones que van a soportar y el ruido que van a emitir algunas piezas y anclajes del motor o el propio motor en su conjunto.
9. **Inicio del desarrollo de las herramientas para la fabricación.** Se irán definiendo de forma preliminar los procedimientos de mecanizado, de fundición, de forja, etc., así como la estructura básica de las líneas de montaje. A partir de esta fase, el desarrollo del proceso de fabricación va muy unido al desarrollo del motor y cualquier modificación de diseño estructural, mecánico o termodinámico conllevará elevados costes, por lo que se tratará de evitar en la medida de lo posible. El proceso de diseño, adquisición, instalación y puesta en marcha de los utillajes y maquinaria que se inicia con esta fase es crítico y en muchas ocasiones controla el tiempo de desarrollo de un nuevo motor.
10. **Diseño de detalle y establecimiento de costes de fabricación.** En esta fase se fijarán definitivamente todos los detalles dimensionales, de tolerancias, de especificaciones de fabricación y de control de calidad. Los proyectistas juegan un papel fundamental en esta fase. Al final de esta etapa se genera un importante volumen de documentación en forma de planos, procedimientos de seguimiento y procedimientos de elaboración y control de costes.
11. **Ensayos en motor monocilíndrico.** Se ensaya todo lo que tiene que ver con los procesos de combustión, con la renovación de la carga y con el movimiento del aire en el cilindro. Esta fase se reduce significativamente en tiempo y coste si se ha realizado un buen trabajo analítico previo en base a cálculos, modelos y simulaciones realizados durante las fases an-

teriores. Una parte importante de esta fase del desarrollo es llegar a establecer inicialmente algunos algoritmos y mapas de control electrónico del motor y otras funciones relacionadas como el EGR, el control de la distribución, la regulación del grado de carga, el arranque en frío, etc.

12. **Ensayos de componentes.** Se han de desarrollar bancos específicos para ensayar diversos componentes del motor de forma aislada y tratando de reproducir lo más fidedignamente posible las condiciones de carga mecánica y térmica a que estarán sometidos en el motor. Se podrá, de este modo, validar el diseño y durabilidad de dichos componentes.
13. **Construcción de los primeros prototipos.** Se hará mediante moldes provisionales y mecanizando los cigüeñales, los árboles de levas, las bielas, los pistones y otras piezas a partir de barras en bruto. Estos prototipos van evolucionando sucesivamente hasta llegar a fabricarse motores completos que pueden ser cedidos a clientes potenciales para probarlos y evaluarlos en condiciones reales de utilización.
14. **Ensayos de optimización de prestaciones y emisiones.** Durante esta fase se deben fijar los algoritmos y los mapas de control electrónico del motor definitivos. Se suelen denominar ensayos de calibración o de mapeo del motor. Estos ensayos se realizan, por lo general, en bancos de pruebas de motor. Estos bancos de pruebas pueden tener la capacidad de optimizar los mapas del motor de forma automática a partir de una serie de consignas previas establecidas, acortando mucho esta etapa. En el caso de motores para automoción y para la medida de emisiones contaminantes, también se harán ensayos en banco de rodillos al vehículo completo. Un buen trabajo en la etapa de ensayos en monocilíndrico puede reducir sustancialmente la duración de esta fase.
15. **Ensayos de funcionamiento y durabilidad de prototipos.** Se incluyen en esta fase los ensayos de control de calidad y de durabilidad. Estos pueden ser de tipo estacionario o de tipo cíclico siguiendo condiciones variables y transitorias de operación. Con el fin de acortar la duración de esta etapa, las condiciones de trabajo del motor se suelen hacer más severas que las de uso normal. Un buen análisis mecánico y estructural previo del motor y una fase de ensayos de componentes bien diseñada, pueden reducir el número de ensayos y la duración de esta fase. La importancia que se dé a esta fase marca una parte importante de las diferencias de calidad y fiabilidad entre unas marcas de motores y otras, y entre unas aplicaciones y otras.
16. **Ensayos de ruido y vibraciones.** Estos ensayos se llevarán a cabo en una cámara anecoica, en bancos de pruebas de motor y en bancos de vibratorios específicos y permitirán fijar detalles finales de formas, nervios, sistemas de rigidización y aislamientos externos. Un buen trabajo analítico previo de ruido y vibraciones en las fases correspondientes reduce el tiempo y coste de esta fase.

Terminado ya el desarrollo de los prototipos, se debe iniciar ya el proceso de fabricación comercial siguiendo las fases siguientes.

17. **Completar el utillaje de fabricación.** Al estar el motor definido casi por completo, se puede abordar la construcción de las herramientas y utillajes necesarios para la fabricación y control de calidad de las diferentes piezas del motor. Las líneas de fabricación y montaje ya deben quedar listas para la fase de producción y a partir de este momento no se pueden hacer más que muy ligeras modificaciones en el diseño del motor.
18. **Fabricación en serie.** Se suele comenzar, antes de iniciar la producción masiva, con un número inicial de unidades de preserie para ensayos en los departamentos de calidad y de ingeniería y también para evaluación por los clientes en condiciones de uso real. Al inicio

de esta fase se realizan los ensayos de certificación y homologación de ruido y de emisiones, la validación de la producción y, por último, el lanzamiento comercial del motor y su salida al mercado. Como parte de la etapa de fabricación comercial del motor es normal realizar ensayos de final de cadena de montaje. Estos ensayos son más o menos completos según el tipo de motor y el tamaño de las series. En motores de grandes series se suele únicamente realizar un arranque del motor en caliente y en grandes motores de series cortas se puede realizar un ensayo completo del motor siguiendo su curva característica. También es normal que los fabricantes realicen ensayos de control de calidad y de control de producción en unidades seleccionadas con criterios estadísticos.

Una vez que un motor ha sido diseñado, construido y homologado y ya está en manos de su usuario, a lo largo de su vida útil podría ser necesario realizar algunos ensayos en caso de modificaciones del motor (por ejemplo preparación para competiciones deportivas) y para el control de calidad de ciertas operaciones importantes de mantenimiento que impliquen desmontaje completo del motor.

Desde finales de la década de 1980, el incremento de la capacidad de cálculo de los computadores ha permitido un avance significativo en los tiempos y la precisión del diseño y desarrollo de los motores. Actualmente es posible simular, mediante códigos computacionales y modelos apropiados, casi todas las funciones del motor y es posible predecir prácticamente casi todas las prestaciones que un motor va a dar sin tener que construirlo. Los modelos de simulación de procesos fluidodinámicos, de combustión, de formación de contaminantes y de comportamiento mecánico y térmico de piezas son ya un estándar en los centros de diseño. Estas aplicaciones, debidamente coordinadas, dan lugar a lo que se llaman ensayos virtuales donde el motor o algunos de sus componentes se pueden ensayar de forma virtual en un ordenador, lo que reduce significativamente los costes de experimentación en el periodo de desarrollo del motor.

30.2 Criterios de diseño y selección

30.2.1 Tipo de combustión

La elección del tipo de combustión del motor es sin duda una de las decisiones más relevantes a la hora de la selección o del diseño de un nuevo motor. Si bien las opciones básicas son dos: MEP o MEC, la combinación de estos tipos en los motores duales (encendido por compresión-difusión y desarrollo de la combustión por frente de llama) son una realidad y los motores de encendido por compresión de carga homogénea (CAI, HCCI o PCCI comentados en el capítulo 20) suponen importantes ventajas. La elección del tipo de combustión de un motor es una decisión que vendrá muy condicionada por el tipo de combustible, el tamaño del motor y el factor de utilización.

Los MEP, dependiendo del combustible utilizado y por problemas de detonación, tienen limitado el diámetro máximo del pistón. Para motores de gasolina estará en el entorno de unos 160 mm aunque, salvo en aplicaciones aeronáuticas, en raras ocasiones se superan los 100-110 mm. Si el combustible es gas natural, su mayor resistencia a la autoinflamación permitirá utilizar diámetros de pistón de hasta 350 mm si el encendido es por chispa y de hasta algo más de 500 mm si el encendido es con inyección piloto Diesel (motor de combustible dual). Los MEC, por el contrario, requieren un diámetro mínimo de pistón ya que, al reducir el diámetro, la relación superficie/volumen de la cámara de combustión aumenta y, con ella, lo que se

conoce como efecto enfriador de las paredes, esto es, las pérdidas de calor a través de las paredes que dificultan el proceso de autoinflamación del combustible. Ello obliga a que los motores muy pequeños sean necesariamente del tipo MEP.

Los MEP (gasolina) tienen mayor consumo específico (g/kWh) que los MEC, esta desventaja es más acusada en términos volumétricos (cm^3/kWh) por la menor densidad que tienen los combustibles líquidos usados habitualmente en estos motores. Por otra parte, el mayor consumo específico se hace más evidente cuando el motor trabaja a carga parcial pues la estrangulación que produce la mariposa de admisión de los MEP incrementa el trabajo de bombeo. Por lo dicho y porque en muchas ocasiones resulta más económico el precio del combustible para motores Diesel, la utilización de los MEC resultará más rentable económicamente si el factor de utilización del motor es elevado. A diferencia de los MEP de gasolina, los de gas natural u otros gases usados en aplicaciones estacionarias, no presentan los inconvenientes anteriores y en vehículos industriales urbanos el principal inconveniente de los anteriormente mencionados será el consumo a carga parcial.

Los MEP de gasolina de aspiración natural superan a los MEC en potencia específica (kW/V_T) y pme por el mayor dosado medio de funcionamiento y, especialmente, por su mayor velocidad de rotación. La sobrealimentación, habitual en los MEC, compensa en gran medida la diferencia en potencia específica e incluso permite superar la pme de los MEP equivalentes. Los MEP de gas natural, sin embargo, presentan menores prestaciones que los correspondientes MEC como consecuencia del menor poder calorífico de la mezcla, a pesar de la sobrealimentación.

Los MEC tienen un coste de adquisición superior al de los MEP equivalentes por la mayor robustez mecánica que requieren consecuencia de su tipo de combustión y su mayor relación de compresión, por el mayor coste de su equipo de inyección, el uso habitual de sobrealimentación y de sistemas de reducción de emisiones contaminantes más sofisticados. La mayor complejidad del motor acarrea un mayor coste de mantenimiento. En el caso de los MEP industriales de gas natural esta diferencia es menor ya que se trata de motores sobrealimentados, que trabajan con relaciones de compresión elevadas y cuyo sistema de combustible es más complejo que en los de gasolina.

Los MEC son más ruidosos que los MEP equivalentes como consecuencia de los mayores gradientes de presión en cámara de combustión, las mayores masas en movimiento y la mayor sonoridad del equipo de inyección. No obstante, el mejor control de la combustión que permiten los modernos sistemas de inyección de raíl común ha reducido drásticamente el ruido más importante de los MEC, el de combustión.

La aplicación de los motores alternativos en aviación queda restringida a pequeños motores de avionetas, helicópteros, etc. En este sector, los MEP son más apropiados que los MEC por su mayor potencia específica y mejor comportamiento a bajas temperaturas. No obstante, los MEC tienen alguna ventaja por su mayor autonomía a igualdad de peso (motor + combustible) y por su menor emisión electromagnética al no disponer del sistema de encendido de alta tensión.

30.2.2 Tipo de ciclo

Los tipos de ciclo básicos con los que funcionan los motores alternativos son el ciclo de 2T y el ciclo de 4T. El ciclo Miller o el Atkinson, usados en algunos motores y con ciertas pro-

yeciones de futuro, pueden considerarse como un ciclo de 4T ligeramente modificado (carretera de compresión acortada).

Ya se ha visto que, como norma general, el motor de 2T se caracteriza por una mayor potencia específica que el de 4T. Esto se hace especialmente interesante con el uso de grandes cilindradas y muy bajo régimen de giro, ya que la potencia específica disminuye por ambas razones. Por ello, será de uso obligado en grandes motores (>20 MW) de propulsión marina o de generación de energía eléctrica.

El motor de 2T también resulta interesante en motores muy pequeños en los que usando barrido por cárter se consigue una simplicidad mecánica importante, un peso reducido y un precio ventajoso frente a los 4T, lo que resulta muy importante en motores cuyo factor de utilización suele ser pequeño (ciclomotores, motocicletas, pequeña maquinaria agrícola, etc.). Estos motores tienen algunos inconvenientes como:

- Consumo específico elevado (aspecto que no suele ser determinante por el bajo factor de utilización y reducida potencia de los motores).
- Emisiones contaminantes elevadas especialmente de HC por el problema de cortocircuito y el uso de lubricación por mezcla (habitual en estos motores). Este aspecto puede ser el que más condicione su elección en el caso de vehículos de 2 o 3 ruedas. En la actualidad su uso queda casi restringido a cilindradas inferiores a 125 cm³.
- Consumo elevado de aceite por el sistema de lubricación utilizado.
- Arranque difícil por la presencia de aceite en la cámara de combustión.
- Par a bajo régimen y velocidad de ralentí irregulares por la precaria formación de la mezcla.
- Elasticidad menor que un motor 4T por las dificultades de optimizar el barrido a regímenes de giro diferentes.

Para motores en el rango de 2-20 MW el uso de 2T ó 4T puede depender de otras circunstancias.

Para el resto de la gama de potencias, el motor de 4T es el más utilizado porque tiene potencia específica razonable y porque la renovación de la carga se realiza de una forma más controlada que en los motores de 2T lo que le permite adaptarse mejor a las diferentes condiciones de carga y velocidad e incrementar su elasticidad. La sobrealimentación resulta también más sencilla que en los 2T y las emisiones contaminantes mucho más reducidas. Por último, el coste de fabricación de los 4T en esta gama de potencias no es superior al de los 2T por utilizar barrido forzado y escape por válvulas.

Una excepción a lo anterior puede ser la de los motores de aviación (motores de avionetas o pequeñas aeronaves) en los que por el interés que tiene la mayor potencia específica, los motores de 2T coexisten con los motores de 4T incluso en el caso de los motores Diesel.

30.2.3 Tipo de refrigeración

Salvo en motores marinos y algunos estacionarios, el foco frío al que se le entrega el calor de refrigeración del motor es el aire ambiente. No obstante, ciertos criterios de diseño pueden aconsejar hacer dicha transferencia de calor directamente (refrigeración por aire) o a través de un fluido intermedio como el agua (refrigeración por líquido).

Según se expone en el capítulo 5, la refrigeración por líquido es mucho más efectiva que la de aire a igualdad de velocidad del flujo, geometría de motor y salto de temperaturas. Los motores refrigerados por aire pueden compensar dicha diferencia por las siguientes razones:

- Un área de transferencia muy superior por usar aletas de refrigeración.
- Una velocidad del flujo de 4 a 8 veces mayor.
- Un salto térmico algo mayor por cuanto que la temperatura máxima del aire ambiente (40-50°C) siempre será inferior a la del agua de refrigeración (~100°C).

A pesar de todo lo anterior, los elementos más críticos del motor desde el punto de vista de la refrigeración (válvulas y asientos, bujías, puentes de válvulas, etc.) van a trabajar siempre a temperaturas superiores en los motores de refrigeración por aire por la imposibilidad de aproximar la refrigeración a algunas partes críticas de la cámara de combustión, especialmente de la zona de la culata.

A la hora de decidir la utilización de la refrigeración por aire o por agua se deberá tener presente el tamaño del cilindro, ya que al aumentar el diámetro del cilindro se reduce la relación superficie/volumen y se dificulta la refrigeración del motor. Al ser la refrigeración por aire más crítica para determinadas partes y componentes del motor, no resultará conveniente su uso para cilindros con diámetros elevados. Es por ello que nunca se ha utilizado para diámetros superiores a unos 150 mm en ningún tipo de aplicación.

La refrigeración por aire resulta adecuada cuando el motor dispone de pocos cilindros, idealmente uno o dos opuestos o en V. Conforme el número de cilindros aumenta, la estructura de motor se verá más condicionada por la colocación de las aletas de refrigeración que exige el distanciamiento de los cilindros y, en consecuencia, el aumento de la longitud del cigüeñal y del motor con la correspondiente influencia sobre el peso. Por ello, aunque el tamaño total incluyendo todos los elementos (soplante, radiador, ventilador, bomba, etc.) puede ser similar en ambos tipos de motores, los que utilizan refrigeración por agua tienen mayor libertad en la configuración espacial de sus componentes, a pesar de que el sistema de refrigeración por agua necesita de un radiador y algún depósito externo, cuyos tamaños son considerables, pero su ubicación es independiente del motor.

En los motores de refrigeración por aire la conductividad térmica del material del que están fabricados el bloque motor y la culata es decisiva, es por ello que el uso de aleaciones de aluminio resulta habitual, algo mucho menos frecuente en los refrigerados por agua. Salvo para motores monocilíndricos o bicilíndricos en oposición o en V, en los que la refrigeración por aire puede suponer reducción en el peso del motor, en el resto de los casos, el peso de ambos tipos de motores, incluyendo el de los correspondientes sistemas de refrigeración, es similar, siempre y cuando ambos se construyan con aleaciones ligeras. El uso más frecuente de fundición gris en los motores refrigerados por agua hace que su peso sea superior.

El motor refrigerado por aire resulta más ruidoso debido al ruido producido por la soplante y por la velocidad del flujo, por la ausencia de una camisa de agua que actúa como absorbente y aislante acústico, por la menor rigidez estructural del motor (aletas, cilindros independientes) y por las mayores holguras (especialmente en funcionamiento en frío) necesarias para algunos de sus componentes.

Para configuraciones con una sola muñequilla de cigüeñal (monocilíndricos o en oposición) la refrigeración por aire resulta más ventajosa en lo que a coste se refiere. Conforme el número de muñequillas aumenta, también lo hacen las desventajas en coste de la refrigeración por aire. En lo referente al coste de mantenimiento, la refrigeración por aire es mucho más ventajosa por disponer de menos componentes y no requerir mantenimiento periódico.

El consumo energético de los motores refrigerados por aire es muy superior al de los motores refrigerados por agua debido al consumo de potencia de la soplante. En aquellos motores instalados en motocicletas o aviones que hacen innecesario el uso de soplante, la circulación

del aire a través del motor le hará perder penetración aerodinámica lo que, en términos energéticos será también negativo.

Los motores refrigerados por aire exterior realizan la transferencia de calor al ambiente de forma directa mientras que los refrigerados por líquido lo hacen de forma indirecta desde el radiador. El mayor salto térmico disponible en los refrigerados por aire les hace mucho menos sensibles a las variaciones de la temperatura ambiente. La inercia térmica es mayor en los motores refrigerados por agua lo que puede resultar ventajoso desde el punto de vista del arranque y funcionamiento en frío en motores con paradas cortas y frecuentes pero también puede resultar un ligero inconveniente en motores que tienen paradas largas y frecuentes por necesitar más energía y tiempo para su proceso de calentamiento.

En motores marinos, la refrigeración por aire no tiene ningún interés debido a la posibilidad de utilizar el propio medio acuático como foco frío al que entregar el calor residual del motor. La utilización de circuito abierto es habitual en pequeños motores fueraborda. En cualquier caso, la refrigeración por líquido es la opción más habitual en todo tipo de motores salvo casos excepcionales:

- Motores de motocicletas en los que la velocidad del aire a través del motor queda garantizada por la velocidad del vehículo.
- Motores de pequeños grupos estacionarios portátiles y de herramientas agrícolas portátiles por su menor peso y la menor necesidad de mantenimiento.
- Motores de aviación en los que su uso está más extendido que la refrigeración por agua por la disponibilidad del flujo de aire a gran velocidad. En este tipo de motores puede optarse por una solución mixta de modo que se refrigera por líquido la culata, para evitar zonas muy calientes en el entorno de la cámara de combustión, y por aire el resto del motor.

30.2.4 Tipo de proceso de renovación de la carga

El proceso de renovación de la carga condiciona de forma importante el diseño de un MCIA y sus prestaciones. Los aspectos que más afectan al proceso de renovación de la carga son:

- El uso o no de sobrealimentación.
- El uso o no de geometría variable en colectores de admisión.
- El uso o no de sistemas que permitan variar los diagramas de distribución.

Las diferencias existentes en los procesos de combustión entre los MEP y los MEC hacen que la sobrealimentación les afecte de forma diferente. El uso habitual de mezclas estequiométricas en los MEP hace que la turbina deba soportar temperaturas muy altas que comprometen su fiabilidad. Además, el aumento de la temperatura y presión de admisión aumenta la tendencia a la autoinflamación y la intensidad de la misma, por lo que en ocasiones la relación de compresión debe bajarse y el punto de encendido retrasarse compensando así la mayor propensión a la autoinflamación pero penalizando el rendimiento por alejarse del punto óptimo de funcionamiento del motor.

La prevalencia de ciertos criterios de diseño puede aconsejar el uso de la sobrealimentación en MEP. Así, en motores de aviación debe tenerse presente que el aumento de potencia específica que produce la sobrealimentación puede compensar la pérdida de potencia que estos motores sufren en altura, además de ayudarles a reducir peso de vuelo. El uso de combustibles de alto octanaje en este tipo de aplicaciones resulta necesario y habitual. En motores de automoción de carácter deportivo, en los que la potencia específica es una especificación de diseño

más importante que la fiabilidad o el rendimiento efectivo, también puede ser una opción a tener en cuenta. Por último, la menor temperatura adiabática de llama y el mayor octanaje de los motores de gas natural y otros tipos de gases, les permite limitar los inconvenientes mencionados.

Además de en los casos anteriores, la sobrealimentación con carácter general de los MEP de gasolina tiene gran interés ya que al aumentar la potencia específica es posible fabricar motores más pequeños, reduciendo así las pérdidas porcentuales de fricción y el consumo de combustible del motor. Para ello debe recurrirse a algunas de las actuaciones siguientes que consiguen eliminar los problemas inicialmente mencionados:

- La gestión electrónica del encendido de la mezcla para mantener bajo control la detonación del motor admitiendo, así, el uso de relaciones de compresión más altas que mejoran la eficiencia.
- La combinación de la turbosobrealimentación con la sobrealimentación mecánica que permite reducir el tiempo de respuesta del motor, multiplicar el par motor a bajas vueltas y alcanzar potencias específicas inalcanzables por otros procedimientos. La curva de par máximo será plana en un rango muy amplio de funcionamiento del motor.
- El enfriamiento de la carga fresca mediante un intercambiador agua aire, independiente del circuito de refrigeración del motor, junto con la inyección directa del combustible gestionada electrónicamente permitirán reducir drásticamente las temperaturas en la cámara de combustión, reduciendo el peligro de autoinflamación sin reducir la relación de compresión y protegiendo la turbina.
- El aumento de la potencia específica permitirá reducir el tamaño del motor y, en consecuencia, el diámetro del cilindro, otro aspecto que favorecerá el comportamiento frente a la autoinflamación.

El uso de estas actuaciones permite alcanzar una pme igual o superior a los MEC sobrealimentados, una potencia específica del orden del 50% superior y un consumo específico de combustible del orden del 20% inferior a los convencionales de gasolina. Estas ventajas hacen suponer que esta tecnología acabará imponiéndose entre los MEP y que, por lo tanto, sean consideradas como opciones de diseño de los nuevos motores.

El caso de los motores Diesel la problemática es muy diferente ya que la sobrealimentación les permite reducir algunas de sus deficiencias y no supone, dentro de ciertos límites, especiales problemas para el motor. La pme y la potencia específica del motor aumentan y, con ellas, su competitividad frente a los MEP. El coste del grupo sobrealimentador es inferior al de los de gasolina por sus condiciones de trabajo menos severas. El proceso de combustión mejora reduciéndose el tiempo de retraso. El menor dosado que exige el uso de la sobrealimentación para limitar los problemas térmicos según ha sido tratado en el capítulo 11, reduce la emisión de partículas e hidrocarburos pero incrementa el problema de los óxidos de nitrógeno. El EGR, el control electrónico del proceso de multiinyección y los sistemas de postratamiento de los gases de escape permiten limitar este problema.

Las ventajas ocasionadas por la sobrealimentación en los MEC y la reducción de coste del grupo sobrealimentador gracias a la masificación de su uso han conducido a su profusión en prácticamente cualquier tipo de aplicación y tamaño de motor. Así pues, hoy en día resulta difícil de justificar el diseño de motores Diesel no sobrealimentados.

Otra opción de diseño a valorar es el tipo de sobrealimentación a usar en el motor. La sobrealimentación por turbina de escape es usada de forma más habitual que la sobrealimentación por accionamiento mecánico, por no requerir el consumo de potencia mecánica del ci-

güeñal y por ser menor su consumo específico de combustible. Una combinación inteligente de de ambos sistemas puede combinar sus ventajas limitando los inconvenientes y se emplea en algunos MEP. Por otro lado, existen sistemas de accionamiento eléctrico que tienen una gran versatilidad de uso y perspectivas de futuro aunque, por el momento, su precio y consumo de potencia limitan su uso.

Cuando se emprende el diseño de un nuevo motor, debe valorarse la posibilidad de acudir a sistemas de admisión o distribución variable. Según se explica en mayor detalle en el capítulo 9, para los motores que trabajan en condiciones de carga y velocidad variables, resulta muy interesante poder actuar sobre la geometría del sistema de admisión para adaptar la inercia de la corriente de gases al diagrama de la distribución o viceversa. Estos sistemas suelen tener un funcionamiento más o menos complejo y un coste relativamente elevado que sólo puede reducirse mediante la masificación de la producción. No obstante, las mejoras que consiguen en la renovación de la carga, mejorando la curva de par y potencia, la posibilidad de reducir la regulación de la carga en MEP mediante estrangulación, con la consiguiente mejora en rendimiento o la ayuda al desarrollo de la combustión en motores HCCI o al ajuste de la turbulencia en otro tipo de motores son motivos lo suficientemente importantes como para no desdeñar de entrada esta opción de diseño. Tanto es así, que cada vez resulta más habitual encontrar motores en el mercado que recurren a soluciones tecnológicas en esta dirección y que permiten reducir sus emisiones contaminantes y consumo de combustible.

Las opciones de diseño hasta hace no demasiado tiempo pasaban necesariamente por el accionamiento indirecto de válvulas mediante sistemas que simplemente permitían variar la fase del árbol de levas respecto del cigüeñal o sistemas mucho más complejos que permitían variar de forma algo más flexible la alzada y los puntos de apertura y cierre de las válvulas. No obstante, en la actualidad empiezan a ser opciones de diseño los sistemas de accionamiento directo que permiten variar con total libertad el levantamiento y los puntos de apertura y cierre de las válvulas. A este grupo pertenecen los sistemas electroneumáticos, los electrohidráulicos y los electromagnéticos, estos últimos aún por desarrollar.

Por último, también resulta una opción de diseño el uso de sistemas de admisión variable como puedan ser aquellos que variando la longitud o sección transversal del colector de admisión consiguen adaptar el flujo a las condiciones de funcionamiento del motor. El progresivo avance de los sistemas de distribución variable parece limitar el interés de esta tecnología por cuanto que, a diferencia de los anteriores, los sistemas de admisión variable aportan beneficios sólo en el ámbito de la renovación de la carga.

Visto lo anterior, parece evidente que el proceso continuo de optimización al que se ven sometidos los motores, en lo que se refiere a reducción de emisiones contaminantes y consumo de combustible, conduce de forma inequívoca a la cada vez más necesaria implementación de los sistemas de sobrealimentación y distribución variable, en especial en los MEP, y se corresponde con el auge experimentado en los últimos años.

30.2.5 Tipo de combustible

El tipo de combustible utilizado por un motor va a depender fundamentalmente de los requisitos de su aplicación. Serán aspectos a tener en cuenta:

- La disponibilidad en el punto de utilización y garantía de suministro.
- La garantía de calidad que asegure que sus especificaciones se mantengan dentro de ciertos márgenes, ya que el correcto funcionamiento del motor así lo requiere. El diseño del motor

puede verse afectado, en especial en lo que se refiere a materiales, por la exigencia normativa de composición que en ocasiones puede obligar o limitar el uso de ciertos componentes o aditivos como puedan ser los biocombustibles, el plomo o el azufre, entre otros.

- El precio, muy dependiente de cargas fiscales que condicionan al usuario.
- La seguridad de uso por personal no experto.
- Las exigencias medioambientales. Así, por ejemplo, el uso del gas natural en flotas de vehículos públicos (autobuses, vehículos de recogida de basura, etc.) puede suponer una reducción importante en las emisiones acústicas y contaminantes de estas flotas que condicione a los organismos públicos.

A pesar de lo anterior, la decisión a tomar por el diseñador en cuanto al tipo de combustible se encuentra muy condicionada por el proceso de combustión del motor. Los combustibles habituales se dividen en dos grandes familias dependiendo del tipo de combustión que utilicen los motores (MEP o MEC). Por lo general, los combustibles utilizados en MEC no sirven en MEP y viceversa salvo que sean motores especialmente adaptados.

Tal y como se expuso en el capítulo 14, los principales combustibles con los que un MEP pueden funcionar son:

- Combustibles de origen fósil como las gasolinas, el GLP y el gas natural.
- Combustibles provenientes de la biomasa como los alcoholes (metanol, etanol) y el biogás.
- El hidrógeno obtenido por reformado de gas natural o de biomasa, aunque también puede obtenerse por electrólisis del agua.
- Combustibles obtenidos a partir del proceso de los alcoholes anteriores (ETBE: Etil Terc Butil Éter, MTBE: Metil Terc Butil Éter).
- Combustibles sintéticos de origen renovable o no.

Por otro lado también se vio que los principales combustibles con los que un MEC puede funcionar son:

- Combustibles de origen fósil como los gasóleos y fuelóleos.
- Combustibles de origen vegetal como los aceites de ácidos grasos y sus ésteres (metílicos y etílicos). Otra opción menos habitual es el etanol con mejoradores de encendido o mezclado en pequeñas proporciones con gasóleo o bioDiesel.
- Combustibles sintéticos de origen renovable o no. El DiMetil-Eter (DME) derivado del metano es una opción bastante investigada.

La elección del tipo de combustible también viene condicionada por la aplicación. Los combustibles gaseosos suelen utilizarse en motores estacionarios o flotas cautivas ya que al ser baja su densidad energética no son los más adecuados para el transporte. Los GLP son una excepción pues pueden licuarse a bajas presiones evitando dicho inconveniente. Los fuelóleos son solo aptos para grandes motores marinos y estacionarios en los que el coste del combustible es un factor importante, pero su manejo exige calentarlo para su trasvase y antes de introducirlo en el motor. Los combustibles líquidos (renovables o no) son los más adecuados para motores del transporte por su alta densidad energética. La normativa de emisiones contaminantes y los requisitos normativos de sostenibilidad de los combustibles, mencionados en el capítulo 15, pueden forzar a utilizar un combustible u otro.

En lo que al diseño del motor se refiere, la elección del tipo de combustible condiciona especialmente los materiales a utilizar en los sistemas de alimentación de combustible y al diseño del propio sistema de formación de la mezcla. El desarrollo de sensores que pueden estimar el combustible utilizado por el motor en cada momento facilita la posibilidad de que el motor pueda funcionar con diferentes combustibles. Los sistemas policombustible que utilizan algu-

nos vehículos en automoción de combustible flexible (FFV) evidencian cómo el tipo de combustible es un criterio de diseño a tener en cuenta en los motores.

30.2.6 Número y disposición de los cilindros

La tendencia en el número de cilindros de un motor debe ir siempre en el sentido de un menor número de cilindros compatible con las especificaciones de diseño, pues con ello se reducen en número de piezas, la complejidad del motor y su coste. No obstante, otras cuestiones relativas al diseño del motor como las masas con movimiento alternativo, el régimen del giro requerido, la regularidad de par, la relación superficie/volumen de la cámara de combustión, las pérdidas de bombeo, el equilibrado de fuerzas rotativas y alternativas y la forma del motor, condicionan la decisión del número de cilindros y de su disposición. Es normal usar motores de un solo cilindro cuando se trata de pequeñas cilindradas y baja potencia por la simplicidad y el bajo coste que ello implica: motores para motosierras o cortacéspedes, para motocicletas pequeñas, motores de modelos a escala, etc. Para el resto de casos se utilizan, por lo general, motores policilíndricos.

Es evidente que las masas alternativas desequilibradas (conjunto pistón, bulón y biela) aumentan al reducirse el número de cilindros para una cilindrada total dada, por el aumento del tamaño de cada pistón. Ello conlleva mayores esfuerzos para acelerarse y decelerarse entre los puntos muertos, dos veces por vuelta. Como se explica en el capítulo 26, estas fuerzas dinámicas pueden llegar a ser importantes a alto régimen. Por lo tanto, para motores rápidos en los que es importante reducir las masas de movimiento alternativo, una buena solución es aumentar el número de cilindros distribuyendo la masa y reduciendo la fuerza transmitida a cada cilindro. Por esto mismo, se puede reducir el momento de inercia del volante con la consiguiente reducción de peso y el aumento de su capacidad de aceleración, que es importante en motores deportivos. Además, los motores de mayor número de cilindros tienen mayor regularidad de giro, lo que puede ser importante en aplicaciones como generación de energía eléctrica.

La reducción de la cilindrada unitaria que se produce al aumentar el número de cilindros para una cilindrada total dada, conlleva un aumento de la relación superficie/volumen y, con ella, el efecto enfriador de las paredes, mencionado en apartados anteriores. Esto afecta a las pérdidas de calor en el ciclo con la consiguiente reducción del rendimiento indicado, pero a cambio, reduce la tendencia a la detonación en MEP. En el caso de MEC, el tamaño de la cámara de combustión no puede ser muy pequeño lo que limita por abajo la cilindrada unitaria. Al no poder aumentarse el número de cilindros a voluntad en motores de pequeña cilindrada de automoción, se ha tenido que recurrir en ocasiones a motores de dos o tres cilindros.

Las pérdidas de bombeo y el llenado de los cilindros se relacionan con la forma y longitud de los conductos de admisión y escape, según el capítulo 9, por lo que motores de mayor número de cilindros tienen mayores longitudes de conductos de admisión y escape con el consiguiente aumento de pérdidas de carga, pero por otra parte, esto puede ser aprovechado para la sintonización de las ondas en admisión y escape.

En motores industriales donde el régimen de giro viene marcado por otras consideraciones, no se puede aplicar la semejanza de motores en relación con el número de cilindros. Es común que en motores industriales y marinos el diseñador optimice un cilindro, es decir sus procesos de combustión, de inyección y toda la cadena cinemática, y diseñe el motor con el número de cilindros que sean necesarios para dar la potencia nominal demandada por el cliente. Como

ejemplo cabe citar que es normal encontrar en el mercado gamas de un mismo motor con versiones entre 6 y 18 cilindros.

La disposición de los cilindros debe basarse en consideraciones sobre la longitud, la anchura o la altura del motor que la aplicación prevista permita, pero también afecta a la ubicación de los conductos de admisión y escape y de la refrigeración. Los motores con disposición de cilindros en línea son más simples, y por tanto menos costosos, pero pueden tener problemas con las vibraciones torsionales en cigüeñales largos. La longitud del motor puede ser un problema en motores de vehículos ligeros cuando se instalan trasversales. Tal es el caso de los motores de 5 cilindros en línea o la configuración de cilindros en V de muy bajo ángulo para reducir la distancia entre ejes de cilindros y, en consecuencia, la del motor completo.

Los motores de cilindros en V son más cortos para un cierto número de cilindros, lo cual tiene ventajas en aplicaciones de automoción y en otras de maquinaria móvil o estacionaria. Además, cuando la altura es una limitación importante, la disposición en V es la mejor y, en casos extremos, se puede llegar a cilindros con V-180° o motores con cilindros opuestos horizontales (boxer) como el caso de algunos motores deportivos, de motocicletas, de aviación ligera o para instalar debajo del piso en algunos autobuses. Debe tenerse en cuenta que los motores en V suelen tener mayor carga en cojinetes de bancada, lo que puede llegar a ser un problema en motores muy cargados. Los motores de cilindros opuestos no deben confundirse con los motores en V-180° ya que los primeros disponen de una muñequilla por cilindro haciendo que los pistones opuestos se acerquen y alejen simultáneamente, con las consiguientes ventajas desde el punto de vista del equilibrado. Aunque también que los cilindros estén ligeramente desalineados les puede provocar, según el número de cilindros, un pequeño balanceo.

En motores 2T marinos y estacionarios de generación de electricidad de régimen de giro constante, la longitud no es un problema significativo y se puede llegar a motores de 9, 10 o 12 cilindros en línea.

Como se explica en el capítulo 26, la disposición de los cilindros afecta al equilibrado del motor. Así, para motores entre 2 y 6 cilindros, la disposición en línea presenta ventajas por sus bajas vibraciones, e incluso en el caso de 6 cilindros no se requieren contrapesos de cigüeñal. Los motores en V, dependiendo del ángulo, pueden tener una secuencia irregular de encendido lo que puede exigir un volante de inercia mayor para compensar la irregularidad del par motor. Motores de menos de 8 cilindros en V pueden presentar inconvenientes en el equilibrado.

30.2.7 Materiales

Los materiales, tratamientos y procesos de fabricación utilizados en los MCIA son innumerables. Para que sean aptos para su uso en motores, dichos materiales deben ser abundantes, fácilmente disponibles y aptos para la fabricación. Una elección adecuada del material dependerá de una serie de aspectos relativos al componente en cuestión que deben estar definidos con anterioridad:

- Finalidad: Estructural, sellado, conductor de calor, antifricción, etc.
- Condiciones de trabajo: Temperaturas, corrosión, abrasión, deslizamiento, etc.
- Expectativas de vida de operación.
- Peso y tamaño.
- Coste de adquisición, mantenimiento y sustitución.
- Otras consideraciones: apariencia, etc.

Si bien los dos primeros apartados deben cumplirse necesariamente en todo diseño, los demás van a depender mucho de la aplicación. Por ejemplo, las exigencias en cuanto a vida de operación de un motor estacionario serán mucho más severas que las de un motor de automóvil. En un gran número de ocasiones, la elección del material viene condicionada por el proceso de fabricación, ya que un material no es compatible con cualquier proceso de fabricación. Por ejemplo, algunos materiales no son válidos para moldeado (acero inoxidable ferrítico, cobre, etc.). En otras ocasiones, para cumplir con los requisitos del diseño, no sólo es necesario contar con una determinada composición química del material sino que se requiere de ciertos tratamientos térmicos o superficiales que mejoren las propiedades de los materiales.

Los materiales usados de forma más frecuente en los diferentes componentes de los motores y las razones de su uso se mencionan a continuación:

- Fundición gris (culatas, bloques, grandes pistones, bancadas, tapas y carcasas, etc.). Resulta fácilmente moldeable, bajo coste, resistencia al desgaste, buenas propiedades antifricción.
- Fundición de acero (bielas, cigüeñales, seguidores de levas, etc.). Elevada relación resistencia/peso, resulta fácilmente moldeable y bajo coste.
- Fundición de aluminio (culatas, bloques, pistones, bancadas, tapas y carcasas). Elevada relación resistencia/peso, resulta fácilmente moldeable y alta conductividad térmica.
- Acero laminado o forjado (camisas, bulones, bielas, tornillos, tuercas, espárragos, bancadas, tejuelos, cigüeñales, engranajes, árboles de levas, seguidores de levas, varillas, balancines, válvulas, muelles, etc.). Muy elevada relación resistencia/peso, resistencia al desgaste, bajo coste (según el tipo de acero y proceso de fabricación), apto para tratamientos térmicos, tenacidad a altas temperaturas y resistencia a la corrosión.
- Acero sinterizado (balancines, asientos de válvulas, etc.). Bajo coste, fácilmente moldeable, resistencia mecánica elevada.
- Aleación de aluminio forjada (culatas de motores aeronáuticos, pistones, bancadas, etc.). Muy elevada relación resistencia/peso, alta conductividad térmica.
- Aleaciones en base estaño, cobre, bronce, aluminio o plomo (cojinetes). Buenas propiedades antifricción, bajo coste, resistencia al desgaste, resistencia mecánica y resiliencia.
- Cobre o aluminio (juntas de estanqueidad). Buena deformabilidad.

30.3 Tendencias futuras

30.3.1 Nuevas demandas y requerimientos

Según lo que se puede predecir en la fecha de publicación de este texto, las demandas y requerimientos de los motores en los próximos años se centrarán fundamentalmente en algunos de los siguientes aspectos:

- Motores Diesel de menor impacto ambiental para reducir sus emisiones de NO_x y de partículas, sobre todo las de tamaño nanométrico.
- Motores de encendido provocado de menor consumo, sobre todo a cargas parciales, para cumplir las regulaciones de emisiones de CO_2 y la dependencia de los combustibles convencionales.
- Motores de menor cilindrada (*downsizing*) para mejorar el rendimiento reduciendo las pérdidas mecánicas.
- Reducción de ruido y vibraciones, sobre todo en aplicaciones de automoción.

- Mejora de la arrancabilidad de los motores y acortamiento de su periodo de funcionamiento en frío.
- Aumento de la durabilidad y, sobre todo, alargamiento de los periodos entre revisiones.
- Reducción de costes para poder competir en el mercado.
- Interacción, compatibilidad y adaptabilidad a la inclusión de la energía eléctrica como parte de las energías puestas en juego en los MCIA. Los accionamientos mecánicos actuales de diversas sistemas auxiliares del motor, como bombas y válvulas, podrán ser accionadas eléctricamente.
- Adaptabilidad a la coordinación con motores y generadores eléctricos para los sistemas de propulsión híbrida térmica - eléctrica en vehículos.

30.3.2 Soluciones tecnológicas en desarrollo

La mayor parte de las innovaciones tecnológicas de los MCIA están condicionadas por la reducción de su impacto ambiental y por la necesaria respuesta a la previsible escasez de recursos energéticos.

Resulta previsible una mayor participación de la electricidad en los MCIA: el accionamiento eléctrico de elementos auxiliares como las bombas de refrigerante y de aceite, la ampliación del uso de alternadores reversibles que puedan arrancar el motor, el accionamiento electromecánico de la distribución y el accionamiento eléctrico del turbocompresor, entre otros.

La adaptación del motor de combustión interna a los sistemas de propulsión híbrida abre la puerta a soluciones de velocidad de giro constantes y a la necesidad de mejorar sustancialmente la arrancabilidad del motor. La posibilidad de asistencia de motores eléctricos en las etapas de aceleración permite reducir la potencia máxima del motor de combustión interna y con ello mejorar su rendimiento e implantar ciclos Atkinson o soluciones similares.

La evolución en las etapas de arranque y calentamiento del motor seguirá avanzando sobre diseños actuales de sistemas de arranque con el alternador reversible para automoción. Para MEP policilíndricos de inyección directa se están investigando sistemas de arranque directo del motor por combustión sin motor de arranque. Se trataría de inyectar combustible en aquel cilindro que está a media carrera de expansión, encender la mezcla con la chispa y la presión originada por la combustión serviría como impulso inicial para arrancar el motor.

La competencia MEP-MEC estará relacionada con las demandas y limitaciones que se pongan a las emisiones y al consumo, así como al futuro de las fuentes de energía no dependientes de los combustibles fósiles, todavía algo incierto. Se están investigando nuevos planteamientos del proceso de combustión que en ciertos sentido hermanan los conceptos de la combustión de mezcla premezclada, que es actualmente lo normal en MEP, con la autoinflamación del combustible, que es lo normal en MEC. Resultan, así, nuevas concepciones del proceso de combustión: HCCI, PCCI o combustión a baja temperatura (LTC) que ya ha iniciado su andadura en algunos motores, pero que todavía están lejos de su utilización generalizada.

Se espera que la evolución de los motores de encendido provocado sea significativa en los próximos años. La tendencia hacia soluciones que reduzcan las pérdidas de bombeo eliminado el estrangulamiento de la admisión es bastante clara. Así, algunas de las tendencias en desarrollo para conseguirlo serán: el uso de relación de compresión variable para mejorar el rendimiento a cargas parciales, inyección directa para estratificar la mezcla y regular la carga de

forma parecida a los Diesel y sistemas de distribución variable de accionamiento directo de válvulas. Para mejorar el rendimiento térmico, se potenciará el uso de mezclas pobres, también en base a la inyección directa con estratificación de la mezcla. Ello implicará el uso de catalizadores de NO_x en mezclas pobres y posiblemente de filtros de partículas. Para mejorar el rendimiento mecánico, se potenciará el uso de la turbosobrealimentación combinada con la sobrealimentación mecánica, reduciendo así la cilindrada necesaria para una potencia dada. Además de lo anterior, se incrementará la adaptabilidad a combustibles alternativos como el etanol o el biogás, e incluso con tecnologías policombustible en las que los algoritmos de control del motor se adapten al combustible utilizado.

La evolución de los motores Diesel se dirige hacia la reducción de emisiones de NO_x mediante EGR avanzado, inyección todavía a mayores presiones, combustión a baja temperatura a cargas parciales y optimización del sistema de sobrealimentación. Esto conlleva mayor sofisticación de los sistemas de postratamiento incorporando los sistemas de SCR a un mayor número de aplicaciones. Todo ello incrementando la adaptabilidad a combustibles alternativos como los ésteres de ácidos grasos o los derivados del gas natural como el dimetil-éter.

Tanto el EGR como las nuevas tecnologías de combustión (HCCI, PCCI, LTC) reducen la energía disponible en el escape y la potencia efectiva del motor por lo que la sobrealimentación evoluciona hacia configuraciones más complejas con sistemas de doble turbo en serie y/o en paralelo, y con la posible asistencia eléctrica o mecánica. El montaje en serie, ya se usa en motores industriales, pero está penetrando en los de vehículos ligeros por su mejora notable en eficiencia y rango de operación. El uso de *bypass* en el compresor permite anular una de las etapas de compresión o combinar configuraciones serie o paralelo. El desarrollo de máquinas eléctricas de alta velocidad y de la electrónica de potencia abren la posibilidad de la asistencia eléctrica en la sobrealimentación (*e-boosting*), apoyando a la turbina en determinados momentos con reducida energía de escape. La progresiva implantación de los sistemas híbridos de propulsión con almacenamiento de energía eléctrica puede impulsar esta solución.

La tendencia hacia sistemas de distribución totalmente variables es una necesidad en la evolución de los motores que trabajan en condiciones variables de carga y velocidad y, en especial, en los de encendido provocado. Algunas soluciones basadas en sistemas electro-neumáticos, electrohidráulicos o electromagnéticos marcan las posibles tendencias para el futuro.

En motores de automoción, el accionamiento eléctrico de un número de sistemas auxiliares del motor (inyectores, válvulas, sistemas de distribución, etc) y del vehículo cada vez mayor incrementa la potencia eléctrica consumida. Este hecho hace conveniente el uso de tensiones superiores a los 12 o 24 V habituales con el fin de reducir la intensidad eléctrica y la sección del cableado. Por ello, es probable su incorporación a los motores de automoción en los próximos años.

30.4 Resumen

En este capítulo se han presentado los fundamentos del diseño de un nuevo motor y las tendencias actuales y futuras de los motores de combustión interna alternativos para cumplir los requerimientos.

El diseño de un nuevo motor de combustión interna se basa en la aplicación de una serie de criterios y especificaciones que se fundamentan en la experiencia del diseñador y en las demandas específicas de su aplicación. El proceso de diseño sigue una sucesión ordenada de

fases que terminan en los planos de fabricación del motor y su homologación. El éxito de un buen diseño se mide por el buen cumplimiento de las demandas del usuario durante su utilización, destacándose la eficiencia energética, el impacto medioambiental y la fiabilidad del motor entre otras. La decisión de los parámetros fundamentales de diseño como tipo de combustión y combustible, sistema de renovación de la carga, refrigeración o materiales se toma en función de la valoración de ventajas e inconvenientes de cada solución.

El futuro de los motores de combustión interna es aún largo, pero está fuertemente condicionado por la capacidad de los nuevos diseños o la evolución de los existentes para cumplir los requerimientos futuros. Entre ellos que destacan la reducción de emisiones contaminantes y la diversificación y economía de combustible, además de la combinación con máquinas eléctricas en el caso del transporte.

Referencias y bibliografía

Bibliografía

- *Diesel & Gas Turbine Worldwide Catalog*. Diesel & Gas Turbine Publications, 1969 - 2009.
- Heywood, J.B., *Internal combustion engine fundamentals*. Mc Graw Hill, 1988 [cap. 10].
- Hoag, K.L. *Vehicular engine design*. SAE International - Springer, 2006.
- Muñoz, M.; Payri, F., *Motores de combustión interna alternativos*. Fundación General de la UPM, 1989.
- Taylor, C.F., *The internal combustion engine in theory and practice*. MIT Press, 1985.
- Información publicada en Congresos y Jornadas Técnicas Internacionales de SAE, FISITA y AVL sobre motores térmicos y automóviles.
- Páginas Web de fabricantes de motores: MAN, Lycoming, Deutz, Mercedes, Sulzer, BMW, Renault, Toyota, etc.

Div. Esp. Energía

UDEP
BIBLIOTECA

FEC 06

No. 621-43

1820 -

SV