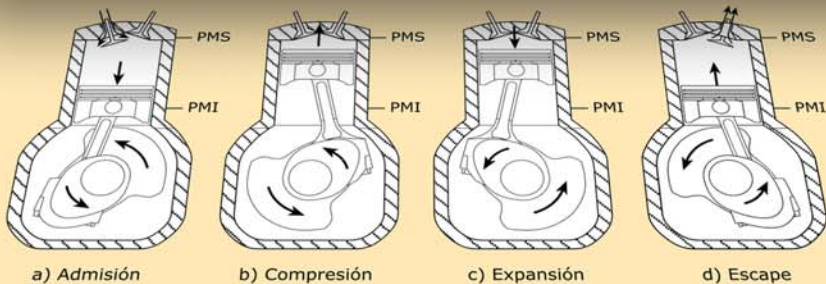
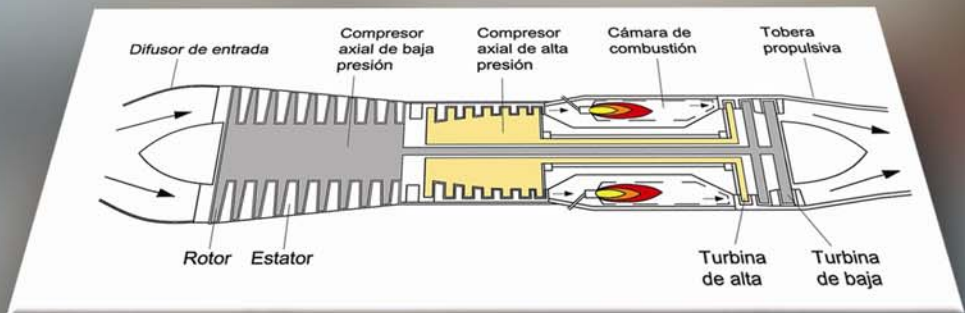


Motores de Combustión Interna

Antonio Rovira de Antonio
Marta Muñoz Domínguez



Motores de Combustión Interna

ANTONIO ROVIRA DE ANTONIO
MARTA MUÑOZ DOMÍNGUEZ

UNIVERSIDAD NACIONAL DE EDUCACIÓN A DISTANCIA

MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA

Quedan rigurosamente prohibidas, sin la autorización escrita de los titulares del Copyright, bajo las sanciones establecidas en las leyes, 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 préstamos públicos.

© UNIVERSIDAD NACIONAL
DE EDUCACIÓN A DISTANCIA - Madrid, 2015

www.uned.es/Publicaciones

© Antonio Rovira de Antonio, Marta Muñoz Domínguez

ISBN electrónico: 978-84-362-7086-0

Edición digital: octubre de 2015

ÍNDICE

Prefacio

Lista de símbolos

Capítulo 1. GENERALIDADES DE LOS MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVOS

Objetivos fundamentales del capítulo

- 1.1. Componentes y procesos básicos de un motor de combustión interna alternativo
- 1.2. Clasificación de los MCIAs
 - 1.2.1. Según el proceso de combustión
 - 1.2.2. Según el modo de realizar el ciclo
 - 1.2.3. Según el tipo de refrigeración
 - 1.2.4. Según la presión de admisión
 - 1.2.5. Según el número y disposición de cilindros
- 1.3. Evolución del fluido de trabajo durante el funcionamiento del motor. Diagrama $p-\alpha$ y diagrama del indicador
 - 1.3.1. Diagrama $p-\alpha$
 - 1.3.2. Diagrama del indicador
- 1.4. Prestaciones y curvas características del motor
- 1.5. Ciclos del aire equivalente
 - 1.5.1. ciclo de aire equivalente de volumen constante
 - 1.5.2. ciclo de aire equivalente de presión limitada
- 1.6. Otros motores volumétricos

Capítulo 2. EL PROCESO DE COMBUSTIÓN EN LOS MEP Y MEC. EMISIONES CONTAMINANTES

Objetivos fundamentales del capítulo

- 2.1. Tipos de combustión en motores de combustión interna alternativos
- 2.2. Combustión en MEP
 - 2.2.1. Conceptos básicos de combustión en MEP

- 2.2.2. Fases de la combustión
 - 2.2.2.1. Primera fase
 - 2.2.2.2. Segunda fase
 - 2.2.2.3. Tercera fase
- 2.2.3. Factores que influyen en la determinación del avance del encendido
- 2.2.4. Combustión anormal en MEP. Combustión detonante y encendido superficial
 - 2.2.4.1. Picado o combustión detonante en MEP
 - 2.2.4.2. Encendido superfical
- 2.3. Combustión en MEC
 - 2.3.1. Conceptos básicos en combustión en MEC
 - 2.3.2. Principales funciones de la inyección en MEC. Micromezcla y macromezcla
 - 2.3.3. Fases de la combustión
 - 2.3.3.1. Fase del tiempo de retraso
 - 2.3.3.2. Combustión rápida
 - 2.3.3.3. Combustión por difusión
 - 2.3.4. Factores que influyen en el diagrama $p-\alpha$
- 2.4. Otros tipos de combustión en MCIA
 - 2.4.1. Motores duales
 - 2.4.2. Motores de mezcla estratificada .
 - 2.4.2.1. Motores de combustión ACT o HCC
- 2.5. Formación de especies contaminantes en MCIA
 - 2.5.1. Emisiones contaminantes
 - 2.5.2. Formación de especies contaminantes en MEP
 - 2.5.2.1. Formación de CO
 - 2.5.2.2. Formación de NOx
 - 2.5.2.3. Emisión de hidrocarburos no quemados
 - 2.5.2.4. Concentración de contaminantes en función de la riqueza: zona óptima de trabajo
 - 2.5.3. Formación de especies contaminantes en MEC
- 2.6. Reducción de emisiones contaminantes en MCIA
 - 2.6.1. Medidas sobre el diseño y operación del motor
 - 2.6.2. Sistemas de postratamiento de gases de escape

Capítulo 3. **PÉRDIDAS DE CALOR Y REFRIGERACIÓN. PÉRDIDAS MECÁNICAS Y LUBRICACIÓN**

Objetivos fundamentales del capítulo

- 3.1. Introducción
- 3.2. Balance térmico de un MCIA
- 3.3. Localización y factores de los que dependen las pérdidas de calor
- 3.4. Fundamento de los sistemas de refrigeración
 - 3.4.1. Análisis comparativo de la refrigeración por líquido y por aire
 - 3.4.2. Consideraciones sobre la gestión energética de los sistemas de refrigeración por líquido
- 3.5. Localización y factores de los que dependen las pérdidas mecánicas por fricción
- 3.6. Sistemas de lubricación
 - 3.6.1. Lubricación a presión

Capítulo 4. RENOVACIÓN DE LA CARGA

Objetivos fundamentales del capítulo

- 4.1. Introducción
- 4.2. Renovación de la carga en motores de cuatro tiempos
 - 4.2.1. Trabajo de bombeo
 - 4.2.2. Rendimiento volumétrico
 - 4.2.3. Factores que influyen en la renovación de la carga
 - 4.2.3.1. Transmisión de calor
 - 4.2.3.2. Pérdidas de presión
 - 4.2.3.3. Efectos de compresibilidad del fluido
 - 4.2.3.4. Diagrama de distribución e inercia del fluido
 - 4.2.3.5. Dinámica del gas en los conductos y colectores
 - 4.2.3.6. Evaporación del combustible en MEP
 - 4.2.3.7. Presión parcial de la masa fresca
 - 4.2.4. Influencia del rendimiento volumétrico sobre las curvas características del motor
 - 4.2.5. Válvulas
 - 4.2.6. Sistemas de distribución variable
- 4.3. Renovación de la carga en motores de dos tiempos
 - 4.3.1. Introducción y diagrama de distribución
 - 4.3.2. Tipos de barrido
 - 4.3.2.1. Tipos de barrido atendiendo a la bomba de barrido
 - 4.3.2.2. Tipos de barrido atendiendo a la forma de la corriente
 - 4.3.3. Coeficientes de renovación de la carga en motores de dos tiempos
 - 4.3.4. Barrido ideal y renovación teórica de la carga en motores de dos tiempos
 - 4.3.5. Dosado real y dosado aparente en motores de dos tiempos

Capítulo 5. REQUERIMIENTOS DE MEZCLA Y SISTEMAS DE FORMACIÓN DE MEZCLA

Objetivos fundamentales del capítulo

- 5.1. Introducción
- 5.2. Requerimientos de mezcla en MEP
 - 5.2.1. Determinación del requerimiento de mezcla en régimen permanente
 - 5.2.2. Determinación del requerimiento de mezcla en transitorios
- 5.3. Sistemas de formación de mezcla en MEP
 - 5.3.1. Sistemas de formación de mezcla con carburador
 - 5.3.1.1. Objetivo de los carburadores
 - 5.3.1.2. Modo de operación del carburador elemental
 - 5.3.1.3. Sistemas de compensación
 - 5.3.1.4. Tipos de carburadores
 - 5.3.2. Formación de mezcla por medio de inyección de gasolina
 - 5.3.2.1. Sistemas de inyección en el colector de admisión
 - 5.3.2.2. Sistemas de inyección directa
 - 5.3.2.3. Modos de funcionamiento de los sistemas de inyección directa
 - 5.3.2.4. Inyección directa de aire y combustible
- 5.4. Sistemas de formación de mezcla en MEC
 - 5.4.1. Descripción general de los sistemas de inyección
 - 5.4.1.1. Tareas
 - 5.4.1.2. Componentes
 - 5.4.1.3. Clasificación
 - 5.4.2. Sistemas de inyección
 - 5.4.2.1. Sistemas con bomba individual
 - 5.4.2.2. Bombas de inyección en línea
 - 5.4.2.3. Bomba de inyección rotativa con distribuidor
 - 5.4.2.4. Sistemas inyector-bomba
 - 5.4.2.5. Sistemas de raíl común
 - 5.4.3. Inyectores y toberas
 - 5.4.4. Adecuación de la inyección a la operación del motor

Capítulo 6. CURVAS CARACTERÍSTICAS

Objetivos fundamentales del capítulo

- 6.1. Introducción
- 6.2. Representación e interpretación
 - 6.2.1. Curvas de potencia y par a plena carga
 - 6.2.2. Curvas de mínimo consumo

- 6.2.3. Curvas de funcionamiento a carga parcial
- 6.3. Mapas adimensionales y normalizados
 - 6.3.1. Parámetros independientes del tamaño
- 6.4. Correcciones
 - 6.4.1. Motores de automoción y estacionarios
 - 6.4.2. Motores de aviación
- 6.5. Otros mapas
 - 6.5.1. Mapas de prestaciones del motor (diferentes de las curvas características)
 - 6.5.2. Mapas de actuaciones del motor

Capítulo 7. MOTORES DE REACCIÓN I. GENERALIDADES DE MOTORES DE REACCIÓN. EL TURBORREACTOR

Objetivos fundamentales del capítulo

- 7.1. Clasificación de los motores de reacción
- 7.2. Generación del empuje en los motores de reacción
 - 7.2.1. Aerorreactores
 - 7.2.2. Motor cohete
- 7.3. Turborreactor
 - 7.3.1. Ciclo de trabajo de los turborreactores
 - 7.3.1.1. Revisión de conceptos de expansión y compresión en conductos. Toberas y difusores
 - 7.3.1.2. Toma dinámica
 - 7.3.1.3. Generador de gas
 - 7.3.1.4. Tobera propulsiva
- 7.4. Análisis del bloqueo de la tobera convergente
 - 7.4.1. Tobera sin fricción
 - 7.4.2. Tobera con fricción
- 7.5. Definición de los rendimientos de un turborreactor
- 7.6. Parámetros óptimos del ciclo termodinámico de un turborreactor

Capítulo 8. MOTORES DE REACCIÓN II. TURBOFAN Y TURBOHÉLICE

Objetivos fundamentales del capítulo

- 8.1. Turbofán
 - 8.1.1. Esquema mecánico y principio de funcionamiento
 - 8.1.2. Ventajas de la configuración del turbofán
 - 8.1.3. Análisis de la influencia del grado de derivación y de la relación de compresión en el funcionamiento del turbofanán

8.2. Turbohélice

8.3. Campos de aplicación y tendencias de diseño de las turbinas de gas de aviación

Capítulo 9. MOTORES DE REACCIÓN III. CARACTERÍSTICAS DEL GENERADOR DE GAS DE LAS TURBINAS DE GAS DE AVIACIÓN. COMPORTAMIENTO FUERA DE DISEÑO DEL TURBORREACTOR

Objetivos fundamentales del capítulo

9.1. Introducción

9.2. Curvas características de las Turbomáquinas Térmicas

9.2.1. Curvas características de un compresor

9.2.2. Curvas características adimensionales de turbomáquinas térmicas

9.2.3. Curvas características de una turbina térmica

9.3. Funcionamiento fuera de diseño de una turbina de gas de aviación

9.3.1. Condiciones de acoplamiento y cálculo de la línea de funcionamiento en equilibrio

9.3.2. Efecto de la modificación del dosado en la cámara de combustión

9.3.3. Efecto de la modificación de las condiciones de admisión

9.3.4. Efecto de la variación del Mach de vuelo

9.4. Características del Generador de gas para mejorar el funcionamiento fuera de diseño del turborreactor

Capítulo 10. MOTORES DE REACCIÓN IV. CARACTERÍSTICAS DE ELEMENTOS QUE FORMAN PARTE DE LAS TURBINAS DE GAS DE AVIACIÓN: TOBERAS, TOMAS DINÁMICAS Y SISTEMAS DE COMBUSTIÓN

Objetivos fundamentales del capítulo

10.1. Introducción

10.2. Tobera propulsiva

10.2.1. Tobera convergente-divergente. Flujo isentrópico

10.2.2. Comparación de las curvas características de toberas convergentes y convergente-divergentes

10.2.3. Tobera convergente-divergente con fricción

10.2.4. Toberas de geometría variable

10.3. Cámaras de combustión

10.3.1. Tipos de cámaras de combustión

10.3.2. Fundamento de la post-combustión

10.3.3. Contaminación asociada

10.3.4. Cámaras de combustión de premezcla pobre

- 10.4. Combustibles
- 10.5. Toma dinámica
 - 10.5.1. Tomas dinámicas subsónicas
 - 10.5.2. Tomas dinámicas supersónicas

ANEXOS

- ANEXO I. JUSTIFICACIÓN DE ECUACIONES DE LOS CAPÍTULOS 7 Y 10**
 - I.1. Demostración de la ecuación [7.15] que relaciona la forma del conducto con el número de Mach en procesos de expansión y compresión
 - I.2. Justificación de la expresión de la curva característica de una tobera convergente: el gasto en función del saldo del p_{00}/p
 - I.3. Justificación de que en una tobera convergente-divergente con fricción la velocidad del sonido no se alcanza en la garganta
- ANEXO II. DATOS DE LA ATMÓSFERA NORMAL INTERNACIONAL**
- ANEXO III. APLICACIÓN DEL TEOREMA π DE VASCHY-BUCKINGHAM PARA LA DETERMINACIÓN DE LAS CURVAS CARACTERÍSTICAS ADIMENSIONALES DE LAS TURBOMÁQUINAS**
- ANEXO IV. TABLAS DE DATOS DE LAS CURVAS CARACTERÍSTICAS UTILIZADAS EN EL EJEMPLO 9.1**

PREFACIO

Un Motor de Combustión Interna es un conjunto de elementos mecánicos que permiten obtener energía mecánica a partir del estado térmico de un fluido de trabajo que se ha generado en su propio seno mediante un proceso de combustión.

Los *Motores de Combustión Interna*, ya sean de tipo alternativo o bien de reacción, son las plantas de potencia que dominan las aplicaciones de transporte terrestre, marino y aéreo, por su alta potencia específica. Estos motores entran en competencia con los motores eléctricos únicamente en determinadas aplicaciones de transporte ferroviario y, de forma por ahora puntual, en vehículos de automoción eléctricos puros o bien en configuración híbrida.

El presente texto se ha elaborado con el objetivo de constituir el material base que debe permitir a los alumnos de la Universidad Nacional de Educación a Distancia abordar el estudio de la asignatura Motores de Combustión Interna, que se oferta como optativa de 4.º curso en los grados de Ingeniería Mecánica, Ingeniería Eléctrica e Ingeniería en Tecnologías Industriales.

Esta asignatura completa la formación adquirida al cursar la asignatura obligatoria Máquinas Térmicas que se dedica al estudio de la generación de energía térmica a través del proceso de combustión, así como al análisis de las características de diseño de los equipos en los que se aprovecha la energía térmica generada, prestando especial atención al estudio de las plantas de potencia y los motores térmicos. Por tanto, el estudiante que cursa esta asignatura optativa ya conoce las bases termodinámicas del principio de funcionamiento de los Motores Térmicos en general y de los de Combustión Interna (MCI) en particular. No obstante, en esta asignatura tiene la posibilidad de conocer más en profundidad los procesos que tienen lugar en los MCI de tipo alternativo y sus sistemas asociados y, por otra parte, analizar las particularidades de diseño de las denominadas turbinas de gas de aviación, que son MCI de reacción.

Estructura del texto. Breve análisis del contenido

La materia está estructurada en dos bloques temáticos. El primer bloque temático está dedicado a los motores de combustión interna alternativos (capítulos 1 a 6). Aunque en la asignatura *Máquinas Térmicas* se estudiaron los conceptos incluidos en los dos primeros capítulos, dichos contenidos se presentan de nuevo para que este bloque temático realice el estudio completo de estos motores. Entre los temas que se abordan en los capítulos 1 y 2, cabe destacar: clasificación de los motores de combustión interna alternativos atendiendo a diferentes criterios, los ciclos de trabajo (Otto y diésel) y las particularidades de los procesos de combustión en los motores de encendido provocado y en los motores de encendido por compresión. Posteriormente, los capítulos 3 a 6 se dedican al análisis de otros procesos importantes que tienen lugar en los motores de combustión interna alternativos, como son: la renovación de la carga, distinguiendo entre motores de dos tiempos y de cuatro tiempos, la refrigeración (por aire y por líquido), la lubricación y las pérdidas mecánicas, los sistemas de formación de la mezcla en motores de encendido provocado y en motores de encendido por compresión, el comportamiento de los motores fuera del punto de diseño (curvas características) y la contaminación.

El segundo bloque temático está constituido por cuatro capítulos en los que se aborda el estudio de los motores de reacción y, en concreto, de las denominadas *turbinas de gas de aviación*. En el capítulo 7 se analiza cómo se manifiesta la potencia mecánica en estos motores y cómo se genera el denominado «empuje»; luego se centra en el estudio de los turborreactores, analizando su ciclo termodinámico de trabajo, realizando algunas consideraciones sobre la elección de los parámetros que definen dicho ciclo en condiciones de diseño, así como definiendo los rendimientos que caracterizan el comportamiento de estos motores. El capítulo 8 aborda el estudio de los motores denominados *turbofanés*, que se han impuesto prácticamente en la mayoría de las aplicaciones de aviación, aunque también se presentan con menor profundidad los motores *turbohélice*.

Las turbinas de gas de aviación incorporan dos procesos adicionales con respecto a las industriales: la compresión dinámica inicial y la expansión en una tobera propulsiva, pero el resto de los procesos son análogos a los que tienen lugar en las turbinas de gas industriales. En el capítulo 7, que es el más extenso se analizan también estos procesos, comenzando por una

revisión de conceptos básicos relativos a la compresión y expansión en conductos, que se debieron estudiar en mecánica de fluidos y/o termodinámica.

El capítulo 9 pretende que el estudiante llegue a entender de forma básica cómo se comporta un turborreactor en condiciones operativas variables. Es decir, cómo se modifica el ciclo termodinámico, el empuje específico y el consumo específico, entre otras magnitudes, al variar las condiciones operativas (altura de vuelo, condiciones ambientales, velocidad de vuelo) o bien al variar la cantidad de combustible inyectado. Para ello se comienza por analizar las curvas características de las turbomáquinas que forman parte del generador de gas (compresor y turbina). Se trata, por tanto, que el estudiante sepa distinguir entre el análisis que se realiza en el primer capítulo sobre la elección de los parámetros óptimos que determinan el ciclo termodinámico en condiciones de diseño (temperatura de entrada a turbina, relación de compresión del compresor, altura de vuelo y Mach de vuelo óptimos), que condicionan el diseño de los componentes del motor, y el análisis del comportamiento de un determinado motor de geometría fija, al trabajar en condiciones operativas variables.

En el último capítulo de este bloque se profundiza en las características de diseño del resto de los elementos que forman parte de las turbinas de gas de aviación: tomas dinámicas subsónicas y supersónicas, diseños especiales de las toberas propulsivas (convergente-divergentes y de geometría variable) y los sistemas de combustión, incluyendo la post-combustión.

Por último, cabe resaltar que el presente texto está especialmente diseñado para estudiantes que pretenden abordar el estudio de la asignatura de manera autónoma. Para lograr este objetivo se han establecido los objetivos fundamentales de los distintos capítulos al inicio de éstos y se insiste de manera particular en las conclusiones más importantes a lo largo de los diferentes temas. Asimismo, el texto incluye múltiples ejemplos numéricos, insertados en los distintos capítulos, explicados paso a paso.

LISTA DE SÍMBOLOS

a	Velocidad del sonido
A	Superficie de intercambio de calor // Área
A_p	Área del pistón
c	Vector velocidad absoluta
c_a	Velocidad de arrastre
c_c	Velocidad propia de la combustión
c_m	Velocidad media lineal del pistón
c_s	Velocidad de los gases a la salida de la tobera
c_p, c_v	Calor específico a presión y volumen constante respectivamente
c_F	Velocidad del frente de llama
D	Diámetro
E	Flujo energético (W en S.I.) // Empuje (N en S.I.) // Exergía
F	Dosado / Fuerza
F_e	Dosado estequiométrico
f_q	Fracción de masa quemada
f	Coefficiente de fricción
F_R	Dosado relativo
$F_{\Delta TLM}$	Factor de corrección (en la diferencia media logarítmica de temperaturas)
g	Aceleración de la gravedad // Gasto específico (kg/J en S.I)
gc	Grado de carga
\dot{g}	Consumo específico de combustible (g/kWh)
h	Entalpía específica (J/kg en el S.I.) // Coeficiente de película (convección)

h_g	Entalpía sensible de los gases de escape, función de la temperatura y de la composición
H	Altura álabes
H_c	Poder calorífico del combustible
k	Conductividad térmica
L	Longitud de la biela // Longitud característica
l	Cuerda de los álabes
L_c	Longitud de la combustión
K	Coefficiente de calidad de los ciclos de aire equivalentes
m	Masa (kg en S.I.)
\dot{m}	Gasto másico (kg/s en S.I.)
M	Par (Nm en S.I.) // Masa // Número de Mach
MCI	Motores de combustión interna
$MCIA$	Motores de combustión interna alternativos
MEC	Motores de encendido por compresión
MEP	Motores de encendido provocado
n	Régimen de giro // Coeficiente politrópico
N	Potencia (W en el S.I.); // N_c , potencia absorbida por el compresor; N_t , potencia desarrollada por la turbina; // N_u , potencia útil; N_e potencia efectiva; N_i potencia indicada
p	Presión absoluta (Pa en el S.I.)
PCI	Poder calorífico inferior (J/kg en el S.I.)
pme	Presión media efectiva
pmi	Presión media indicada
PMI	Punto muerto inferior
PMS	Punto muerto superior
q	Calor específico (J/kg en el S.I.)

Q	Calor intercambiado (J en S.I)
\dot{Q}	Potencia calorífica (W en S.I.) // Caudal en compresores volumétricos (m ³ /s en S.I.)
r	Relación de compresión volumétrica // Radio de giro
R	Constante de los gases. R_u constante universal de los gases // Eficiencia del regenerador; R_p , eficiencia del intercambiador de calor // Longitud de la manivela
Re	Número de Reynolds
r_c	Relación de compresión
r_{exp}	Relación de expansión
s	Entropía específica (J/kgK en el S.I.) // Paso entre álabes en una cascada
S	Carrera // Entropía
t	Temperatura en °C
ΔT_{log}	Diferencia de temperatura logarítmica media
t_c	Tiempo de combustión
t_r	Tiempo de retraso (combustión en un motor)
u	Velocidad periférica o tangencial // Energía interna específica (J/kg en S.I); Velocidad de vuelo
u'	Intensidad de la turbulencia
U	Energía interna (J en S.I.); // Coeficiente global de transmisión de calor (W/(kg m ²)) en S.I.)
v	Volumen específico
V	Volumen
V_c	Volumen de la cámara de combustión
V_D	Cilindrada unitaria
V_T	Cilindrada total
W_i	Trabajo indicado (kJ en S.I)
x_i	Fracción másica de las distintas especies (i) de una mezcla
z	Número de cilindros

Símbolos griegos

α	Grado de apertura de la mariposa // Ángulo de giro del cigüeñal; Grado de combustión a volumen constante
α_a	Avance del encendido.
α_c	Ángulo de la combustión
α_i	Avance de la inyección
β	Grado de combustión a presión constante
γ	Cociente de calores específicos a presión y volumen constante
ε	Pérdida de carga en tanto por uno en la cámara de combustión ε_{cc} , en el intercambiador ε_p , y en el regenerador ε_R // Espesor del frente de llama
η	Rendimiento del ciclo termodinámico; // Rendimiento de una máquina; // η_c , rendimiento del compresor; // η_{cc} , rendimiento de la cámara de combustión; // η_T , rendimiento de la turbina
λ	Grado de derivación // Relación de semejanza geométrica
μ	Viscosidad
ρ	Densidad
π_r	Tiempo de retraso (combustión de una mezcla)
ω	Velocidad angular

Lista de subíndices

a	Aire; Ambiente
aux	Auxiliares
c	Compresor // Combustión // Condiciones críticas
C	Caliente
cc	Cámara de combustión
d	Condiciones diseño

<i>D</i>	Compresión dinámica
<i>e</i>	Entrada // Efectivo // Estequiométrico // Específico
<i>ef</i>	Efectivo
<i>f</i>	Combustible // Frente de llama
<i>F</i>	Frío
<i>FC</i>	Foco caliente
<i>FF</i>	Foco frío
<i>g</i>	Gas, gases; Condiciones en la garganta
<i>H</i>	Ambiente
<i>i</i>	Indicada // Interna
<i>I</i>	Intercambiador de calor
<i>id</i>	Ideal
<i>inst</i>	Instalación
<i>is</i>	Isentrópico
<i>L</i>	Régimen laminar
<i>m</i>	Mecánico (rendimiento) // Motor (rendimiento)
<i>max</i>	Valor máximo
<i>mp</i>	Motopropulsivo (rendimiento)
<i>MT</i>	Motor térmico
<i>nom</i>	Nominal
<i>p</i>	Presión constante // Propulsivo (rendimiento) // Pared
<i>pm</i>	Pérdidas mecánicas
<i>pc</i>	Post-combustión
<i>ptr</i>	Politrópico
<i>q</i>	Gases quemados
<i>R</i>	Regenerador; Fricción
<i>ref,</i>	Refrigerador // Estado de referencia

<i>rev</i>	Proceso reversible
<i>s</i>	Salida // Proceso isentrópico (adiabático – reversible) // Secundaria
<i>sq</i>	Gases sin quemar
<i>t</i>	Turbina // Régimen turbulento // Térmico
<i>TD</i>	Toma dinámica-compresión dinámica
<i>To</i>	Tobera propulsiva
<i>u</i>	Útil
01	Condiciones termodinámicas de parada a la entrada del compresor
02	Condiciones termodinámicas de parada a la salida del compresor
03	Condiciones termodinámicas de parada a la entrada de la turbina (salida cámara de combustión)
04	Condiciones termodinámicas de parada a la salida de la turbina = entrada al tobera propulsiva
05	Condiciones de parada a la entrada de la tobera propulsiva
5	Condiciones estáticas de salida de la tobera propulsiva

CAPÍTULO 1
GENERALIDADES DE LOS MOTORES
DE COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVOS

Objetivos fundamentales del capítulo

- Conocer qué es un motor de combustión interna alternativo, su constitución física, sus elementos constructivos fundamentales, así como los cinco procesos que tienen lugar en este tipo de motores: *admisión, compresión, combustión, expansión y escape*.
- Saber establecer la clasificación de los motores de combustión interna alternativos atendiendo a distintos criterios:
 - Según el proceso de combustión: distinguir entre motores de encendido provocado y motores de encendido por compresión, conociendo básicamente las diferencias en el proceso de admisión y de combustión.
 - Según el modo de realizar el ciclo: conocer cómo se distribuyen los cinco procesos en los motores de cuatro y de dos tiempos. Saber representar el diagrama de distribución en ambos tipos de motores y conocer los ángulos que caracterizan la distribución, así como su función.
 - Según el tipo de refrigeración: conocer las principales zonas a refrigerar del motor y saber qué repercusión tiene la refrigeración sobre el rendimiento del motor. Distinguir y conocer las principales características de los motores refrigerados por agua y por aire.
 - Según la presión de admisión: distinguir entre los motores de aspiración natural y los sobrealimentados y conocer el objetivo de la sobrealimentación.
 - Según el número y disposición de cilindros: conocer los distintos tipos de motores según el número de cilindros y la disposición del bloque.
- Estudiar el diagrama p - V y p - α del motor y saber cómo quedan reflejados cada uno de los procesos del motor. Conocer qué es el diagrama

de indicador, cómo es en el caso de motores de cuatro tiempos y cómo en el de motores de dos tiempos. Saber qué es el ciclo de potencia y qué es el lazo de bombeo.

- Conocer los principales parámetros del motor, geométricos, operativos y de funcionamiento. Manejar los distintos parámetros de los motores. Saber calcular el par, la potencia, los rendimientos y el consumo del motor, el concepto de rendimiento volumétrico y conocer las curvas características.
- Conocer los ciclos de aire equivalentes de volumen constante y de presión limitada, que permiten estudiar desde un punto de vista termodinámico los motores.
 - Conocer las hipótesis en que se basan cada uno de los ciclos y saber a qué tipos de motores representan.
 - Conocer los diagramas p - V y T - s de los ciclos.
 - Saber dónde quedan reflejadas las distintas pérdidas.
 - Discutir desde un punto de vista termodinámico cómo afectan los parámetros de diseño del motor sobre su rendimiento.
- Describir brevemente otros ciclos termodinámicos y configuraciones de motores también alternativos usados minoritariamente.

1.1. COMPONENTES Y PROCESOS BÁSICOS DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVO

Los motores de combustión interna alternativos (MCIA) son motores térmicos de desplazamiento positivo (o volumétricos), en los que el trabajo se obtiene mediante el desplazamiento lineal del émbolo de un mecanismo biela-manivela. Se denominan motores de combustión interna porque el estado térmico se genera en el propio fluido que evoluciona en el motor. La figura 1.1 representa el esquema básico de los MCIA y la tabla 1.1 describe brevemente los componentes que aparecen en la figura.

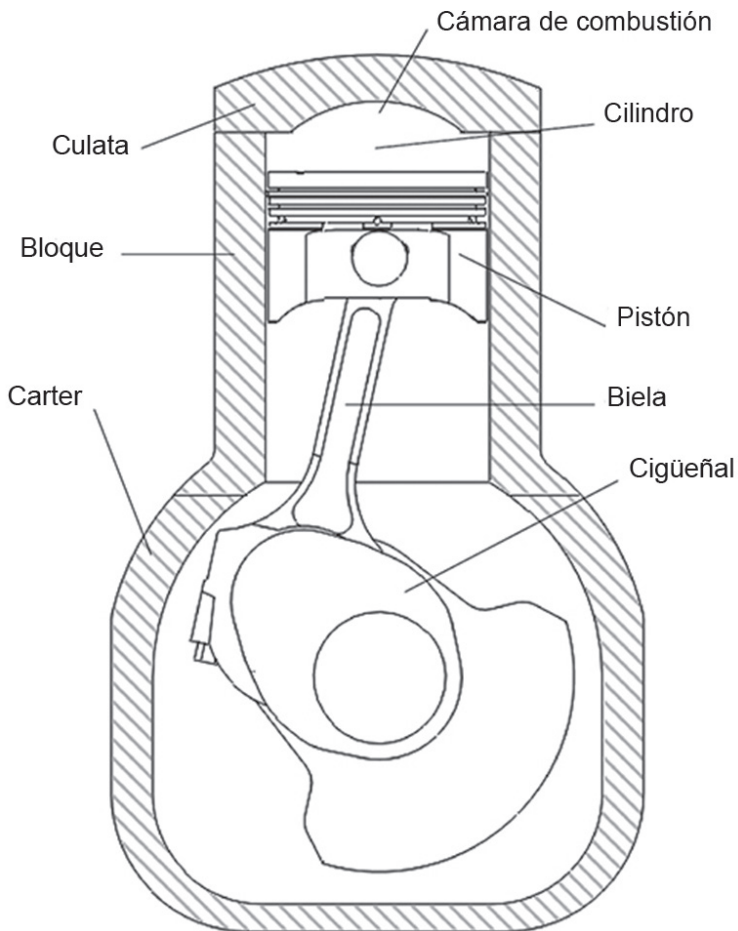


Figura 1.1. Componentes principales del MCIA.

Tabla 1.1. Elementos básicos del MCIA

<i>Pistón</i>	Elemento con movimiento rectilíneo alternativo. Es el émbolo del mecanismo biela-manivela y aumenta o disminuye el volumen del cilindro.
<i>Biela</i>	Elemento que, junto con la manivela, convierte el movimiento lineal del pistón en el rotativo del cigüeñal.
<i>Cigüeñal</i>	Elemento rotativo del motor. En él se integra la manivela del mecanismo.
<i>Cilindro</i>	Es el volumen que aloja el fluido de trabajo.
<i>Cámara de Combustión</i>	Es el volumen que queda por encima del pistón al finalizar la compresión y donde básicamente tiene lugar la combustión de la mezcla.
<i>Culata</i>	Elemento que constituye el cerramiento superior de los cilindros
<i>Bloque</i>	Elemento que contiene los cilindros.
<i>Cárter</i>	Cierre inferior del motor. Contiene el aceite para la lubricación.

El motor, durante su funcionamiento, realiza una serie de procesos que se repiten periódicamente y constituyen un ciclo termodinámico abierto (no puede ser cerrado al ser un motor de combustión interna). Los cinco procesos básicos que tienen lugar en un MCIA son:

Admisión: proceso en el que tiene lugar la entrada del fluido de trabajo (mezcla aire-combustible o aire, dependiendo del tipo de motor).

Compresión: proceso fundamental para incrementar el rendimiento termodinámico del motor, como se verá en el apartado 1.5.

Combustión: mecanismo de reacciones químicas globalmente muy exotérmicas mediante las cuales se genera el estado térmico del fluido de trabajo (alta presión y temperatura).

Expansión: proceso responsable de la producción de trabajo. En él, los gases producto de la combustión se expanden y desplazan al pistón, aumentando el volumen del cilindro. Dicha variación de volumen es la responsable de la producción de trabajo. La presión ejercida por los gases sobre el pistón se transforma, por equilibrio de fuerzas, en el par motor en el eje del cigüeñal.

Escape: proceso en el que se desalojan los gases producto de la combustión para que se pueda proceder a un nuevo proceso de admisión.

Los procesos de admisión y de escape constituyen lo que se denomina *renovación de la carga* y en ellos se intercambia masa con el exterior del motor. Los procesos de compresión, combustión y expansión constituyen el *ciclo termodinámico del motor* y son procesos confinados en los que no hay intercambio de materia con el exterior.

Por el propio funcionamiento del motor, los procesos no son continuos sino que tienen lugar consecutivamente. Por lo tanto, el flujo de masa es pulsante.

Junto con los procesos básicos mencionados anteriormente se tienen que dar otra serie de procesos secundarios. Los más importantes son: la *formación de la mezcla* de aire-combustible, la *ignición* o *encendido*, la *lubricación*, la *refrigeración*, así como otros procesos mecánicos del motor como, por ejemplo, el accionamiento de las válvulas.

1.2. CLASIFICACIÓN DE LOS MCIA

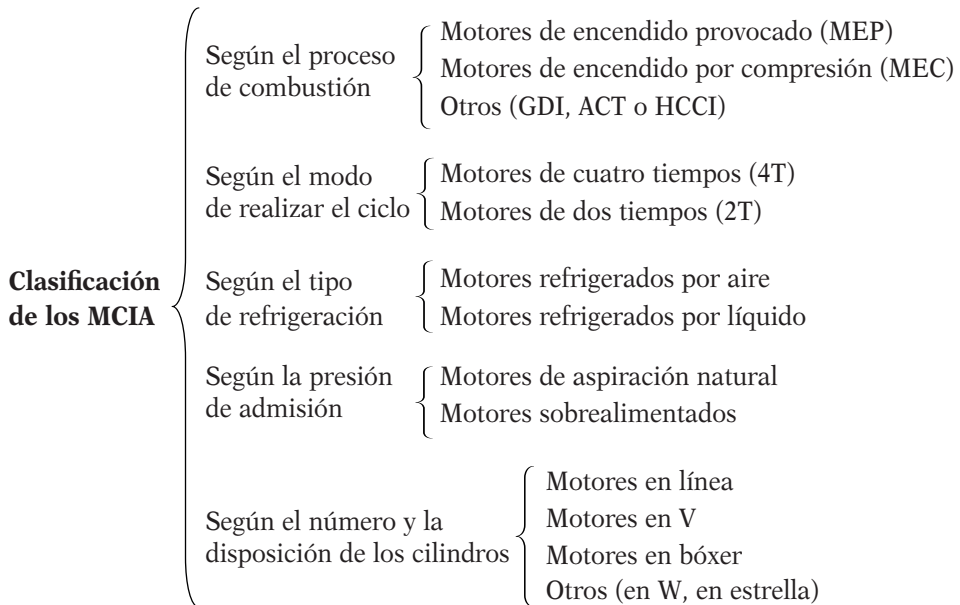


Figura 1.2. Clasificaciones de los MCIA.

1.2.1. Según el proceso de combustión

a) Motores de encendido provocado, MEP:

También reciben el nombre de motores de *encendido por chispa* o *motores de ciclo Otto*. Se debe evitar la denominación de motor de explosión, menos correcta que las anteriores ya que en el seno del motor tiene lugar una combustión inducida por un agente, no una explosión (que no implica necesariamente una combustión).

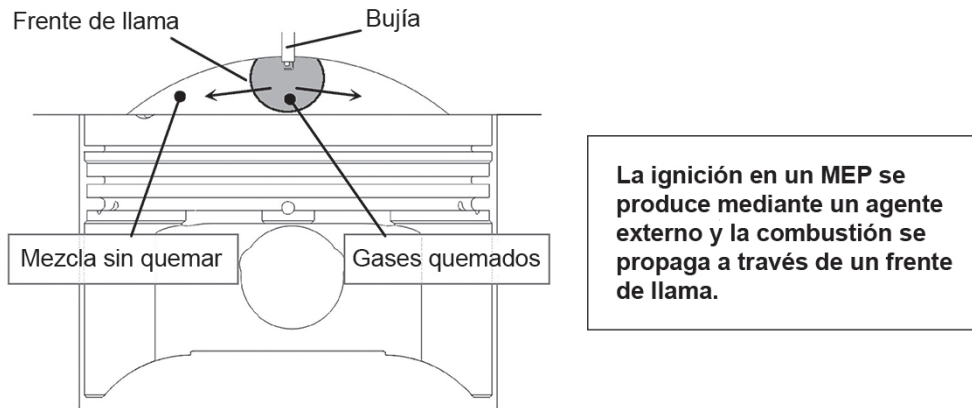


Figura 1.3. Esquema de combustión en los MEP.

Son motores en los que al final del proceso de compresión se dispone de una mezcla de aire-combustible homogénea. La combustión se produce mediante la deflagración¹ de la mezcla, que se propaga mediante un frente de llama y la ignición o encendido se consigue mediante un agente externo—como puede ser el salto de una chispa—.

b) Motores de encendido por compresión, MEC:

Usualmente reciben también el nombre de *motores Diesel* o *motores de ciclo Diesel*.

En este tipo de motores, el fluido que se comprime es aire y el combustible se inyecta en la cámara una vez finalizado el proceso de compresión.

¹ La combustión por deflagración en los MEP se explicará en el capítulo 2.

La ignición se produce por la autoinflamación de parte del combustible inyectado, mientras que el resto se quema mediante una combustión por difusión que es simultánea a la propia inyección². Las condiciones que se deben alcanzar en el proceso de compresión serán aquellas que aseguren la autoinflamación de la mezcla.

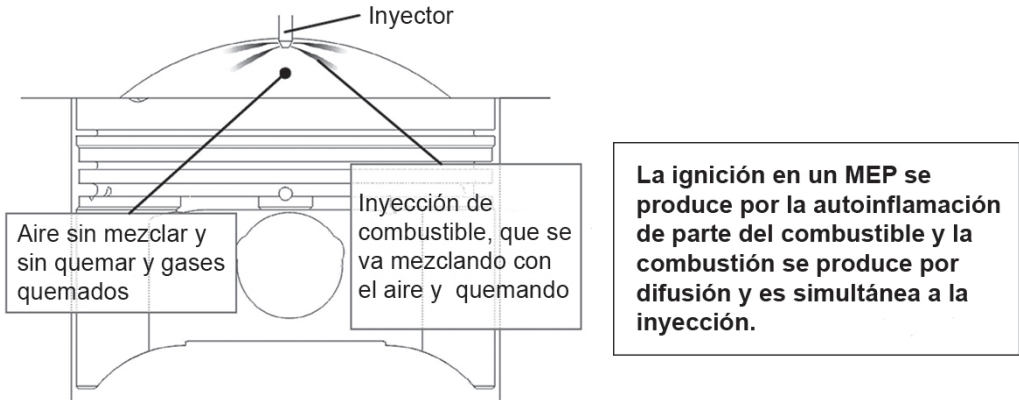


Figura 1.4. Esquema de combustión en los MEC.

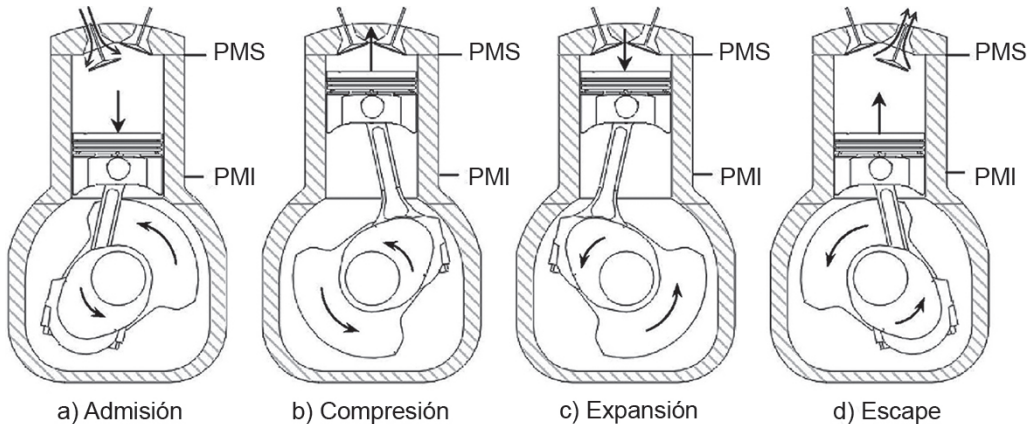


Figura 1.5. Esquema del funcionamiento del motor de cuatro tiempos.

² Las distintas fases de la combustión en los MEC se desarrollan en el capítulo 2.

1.2.2. Según el modo de realizar el ciclo

a) Motores de cuatro tiempos:

Requieren de cuatro carreras del pistón (o dos revoluciones del cigüeñal) para realizar el ciclo completo. Las cuatro carreras se esquematizan en la figura 1.5.

Los procesos que se realizan en cada una de los tiempos o carreras son los siguientes:

1^{er} tiempo o admisión: Se realiza el proceso de admisión. El pistón se separa del punto muerto superior (PMS) descendiendo por el cilindro. Esto genera una depresión en el cilindro que permite su llenado con masa fresca, sin quemar. Las válvulas de admisión están abiertas y las de escape cerradas.

2^o tiempo o compresión: Tiene lugar el proceso de compresión. El pistón se desplaza desde el punto muerto inferior (PMI) hacia el superior (PMS), comprimiéndose la masa fresca al estar las válvulas de admisión y de escape cerradas.

En las cercanías del PMS se produce la ignición de la mezcla (bien sea por un agente externo o por la autoinflamación de la mezcla), empezando el proceso de combustión.

3^{er} tiempo o expansión: El pistón vuelve a descender, empezando la 2^a revolución del cigüeñal. Durante esta carrera finaliza el proceso de combustión y se realiza el de expansión. Las válvulas permanecen cerradas.

En las proximidades del PMI, pero todavía en la carrera de expansión, se abren las válvulas de escape comenzando la evacuación de los gases a la atmósfera como consecuencia de que su presión es mayor que la atmosférica. A esta evacuación, anterior a la propia carrera de escape, se le denomina *escape espontáneo*.

4^o tiempo o escape: El pistón vuelve a desplazarse desde el PMI hacia el PMS. Las válvulas de escape continúan abiertas, por lo que el movimiento del pistón permite expulsar los gases quemados hacia la atmósfera.

Como puede observarse, debe existir una sincronización entre las aperturas y los cierres de las válvulas y las carreras del pistón o revoluciones

del cigüeñal. Al diagrama que representa la apertura y cierre de las válvulas en función del ángulo de giro del cigüeñal se le denomina *diagrama de la distribución*. En la figura 1.6 se representa dicho diagrama para un motor de cuatro tiempos.

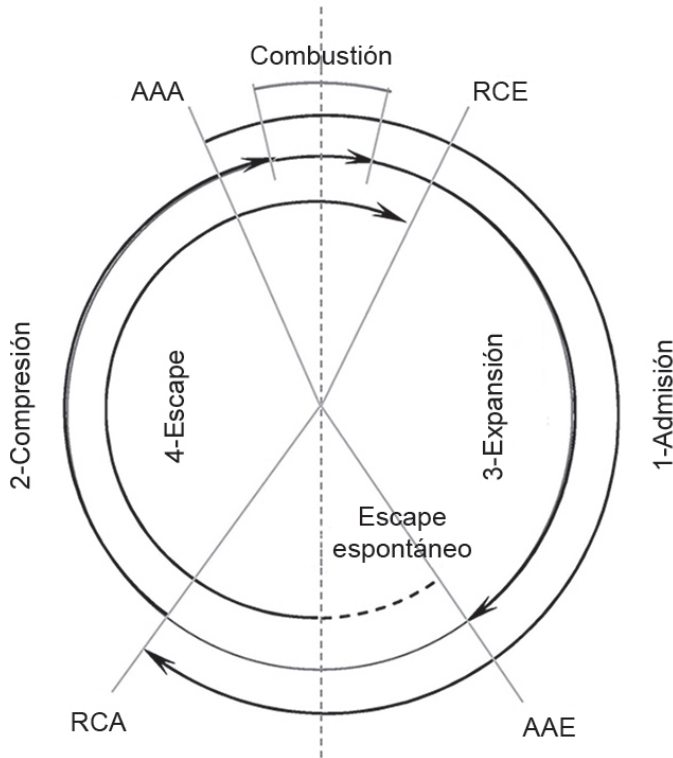


Figura 1.6. Diagrama de distribución de un motor de 4 tiempos.

En dicho diagrama de la distribución se han definido una serie de instantes característicos que dan lugar a avances o retrasos en la apertura y el cierre de las válvulas (con respecto al PMS o PMI). Las razones para definirlos son la imposibilidad de aperturas o cierres instantáneos de las válvulas, así como la necesidad de tener en cuenta los efectos fluidomecánicos que experimentan las corrientes de masa (inercia de las corrientes y propagación de ondas de presión en los conductos). Éstos son:

Avance de la apertura de la admisión (AAA): La válvula de admisión debe comenzar a abrirse antes de que el pistón inicie la carrera de admisión

con el objetivo de que se encuentre abierta al inicio de dicha carrera y el llenado de masa fresca sea más eficiente.

Avance de la apertura del escape (AAE): La válvula de escape se abre durante la carrera de expansión, antes de llegar al PMI, para empezar a vaciar el cilindro antes de la propia carrera de escape (escape espontáneo) aprovechando la alta presión del cilindro. De no existir dicho avance, la renovación de la carga no sería eficiente debido a que la presión a la que se realizaría la carrera escape sería demasiado elevada, lo que dificultaría el propio escape (podría llegarse al bloqueo sónico en la válvula) y la admisión.

Retraso del cierre de la admisión (RCA): La válvula de admisión continúa abierta después de finalizar la carrera de admisión para aprovechar la inercia de la corriente de masa fresca que entra y, de esa forma, mejorar el llenado del cilindro.

Retraso del cierre del escape (RCE): Análogamente al RCA, el retraso del cierre del escape tiene como objetivo aprovechar la inercia de la corriente de los gases de escape para vaciar más eficientemente el cilindro.

En la mayoría los motores de 4 tiempos las válvulas de admisión y escape están simultáneamente abiertas en las cercanías del PMS durante el 4^o y el 1^{er} tiempo. A este intervalo de tiempo se le denomina *cruce de válvulas* y es necesario para una buena renovación de la carga debido, como se ha dicho, a los efectos fluidomecánicos a los que están sometidos las corrientes.

b) Motores de dos tiempos:

En los motores de dos tiempos se realizan los cinco procesos fundamentales en sólo dos carreras o tiempos (una revolución del cigüeñal). Al disponer sólo de dos carreras para desarrollar todos los procesos, la admisión y el escape (renovación de la carga) se realizan conjuntamente en un proceso denominado *barrido*.

La figura 1.7 muestra la evolución de los procesos durante las carreras descendente y ascendente del pistón. Como se observa en la misma figura, el intercambio de masa con el exterior se realiza por medio de lumbreras (orificios en el cilindro) en lugar de válvulas, aunque algunos motores de dos tiempos sí tienen válvulas de escape.

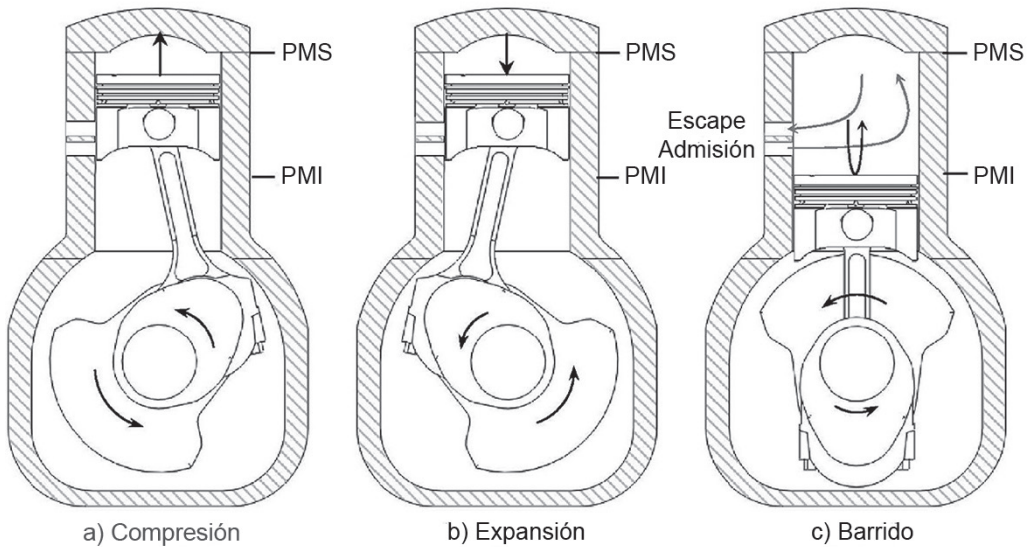


Figura 1.7. Esquema del funcionamiento del motor de 2 tiempos.

El proceso de renovación de la carga en los motores de 2 tiempos (barrido) es menos eficiente que en los de 4 tiempos debido a que se efectúa mucho más rápidamente (comparar las figuras 1.6 y 1.8). Además, al transcurrir la admisión y el escape simultáneamente, es más difícil asegurar que no se pierda combustible por las lumbreras o por las válvulas de escape, lo que se conoce como cortocircuito³. El diagrama de distribución de los motores de 2 tiempos se muestra en la figura 1.8.

En dicha figura se han definido, análogamente a los motores de cuatro tiempos, los instantes en los que se abren o se cierran las lumbreras (o, en su caso, las válvulas). Estos son la apertura de la admisión (AA), la apertura del escape (AE), el cierre de la admisión (CA) y el cierre del escape (CE). El proceso de barrido comprende toda la renovación de la carga, es decir, desde la primera apertura (de la admisión o del escape) hasta el último cierre.

³ La pérdida de combustible por las lumbreras o las válvulas de escape sólo es posible en los MEP, ya que en los MEC la masa fresca es solamente aire. Por tanto, el cortocircuito en los MEC de dos tiempos no supone problema alguno.

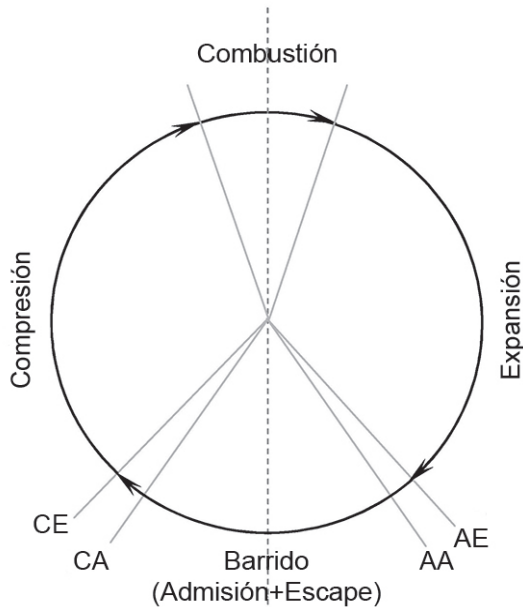


Figura 1.8. Diagrama de distribución de un motor de 2 tiempos.

Los motores de 2 tiempos, al realizar un ciclo termodinámico por cada vuelta del cigüeñal (el doble que los de 4 tiempos) proporcionan más potencia específica, aunque no llega a ser el doble debido a que la carrera de expansión está limitada por el proceso de barrido y a la dificultad de desalojar adecuadamente todos los gases residuales. Por otro lado, su rango de funcionamiento óptimo es más reducido que en los de 4 tiempos, siendo su comportamiento menos elástico⁴.

1.2.3. Según el tipo de refrigeración

Los procesos de combustión son procesos en los que pone en juego una gran potencia calorífica que eleva la temperatura de los gases que intervienen en ella hasta valores muy altos (alrededor de 2000°C). En los MCIA, Los gases producto de la combustión se encuentran, por tanto, a muy altas temperaturas durante la carrera de expansión y la de escape. Debido a esas

⁴ El concepto de elasticidad se define en el apartado 1.4 y en el capítulo 6.

altas temperaturas, los componentes que se encuentran en contacto con dichos gases en esas carreras —la culata, la zona superior del bloque, el pistón y las válvulas de escape— trabajan igualmente a temperaturas elevadas (de hasta 700°C en la válvula de escape) y deben ser refrigerados (sobre todo la culata y el bloque, ya que son los más fácilmente accesibles) para evitar su deterioro mecánico.

La refrigeración, desde un punto de vista termodinámico, conduce a unas pérdidas de calor que reducen el rendimiento del motor. Sin embargo, como ya se ha dicho, es absolutamente necesaria para que sus componentes no alcancen temperaturas excesivas y sufran deterioros mecánicos.

a) Motores refrigerados por aire:

En los MCIA refrigerados por aire, la refrigeración del motor se efectúa con el aire de la atmósfera. Los componentes del motor a refrigerar están aleteados para favorecer la transmisión de calor al ambiente. En motores estacionarios o en vehículos donde el motor se encuentra aislado del exterior, compartimentado, suelen requerir de un ventilador para aumentar la velocidad del refrigerante y, así, mejorar la transmisión de calor. Esto no suele ser necesario en el caso de que estén en contacto con aire en movimiento debido al propio desplazamiento del vehículo donde estén instalados (por ejemplo, en motores de motocicletas o de aviación).

Esta refrigeración es típica en los motores pequeños y en los de aviación. También fue usada en motores de deportivos, por su mayor ligereza.

b) Motores refrigerados por líquido:

En estos motores, el motor cede calor al fluido refrigerante, que suele ser agua —con aditivos anticongelantes— o aceite. El fluido refrigerante actúa como un agente intermedio, ya que, a su vez, debe ceder el calor disipado del motor a la atmósfera. Como equipos auxiliares se requieren la bomba de agua o aceite (para mantener el fluido en movimiento por el circuito de refrigeración) y el radiador (para ceder finalmente el calor a la atmósfera).

Este tipo de refrigeración, más eficiente y controlable que la refrigeración por aire, se utiliza generalmente en motores de media y alta potencia, ya que estos motores son más adiabáticos (presentan mayores problemas de temperatura) y, además, la magnitud del calor a disipar es mayor.

1.2.4. Según la presión de admisión

- a) *Motores de aspiración natural*: el aire se introduce en el motor a presión atmosférica o ligeramente inferior (debido a las pérdidas de carga).
- b) *Motores sobrealimentados*: Se introduce aire a una presión mayor a la atmosférica, habitualmente mediante un turbocompresor accionado por una turbina en el escape o mediante un compresor accionado mecánicamente, aunque existen más tipos de sobrealimentación. El objeto de la sobrealimentación es introducir más aire a los cilindros —y, por tanto, más combustible— para que el motor proporcione mayor potencia.

El origen de la sobrealimentación tuvo lugar en los motores de aviación, donde fue necesaria para compensar las bajas presiones atmosféricas que existen en los vuelos a gran altura. En la actualidad, su aplicación se ha extendido a otros campos (automoción y motores estacionarios) y su misión es simplemente la de proporcionar mayor potencia, si bien el empleo de turbocompresores accionados con turbinas mejora el rendimiento del motor.

1.2.5. Según el número y disposición de cilindros

El número de cilindros puede diferir mucho de unos motores a otros; existen motores desde un cilindro (monocilíndricos) hasta más de 20 en la actualidad.

En cuanto a su disposición, se puede hacer la siguiente clasificación:

- a) *Motores en línea*: una bancada de cilindros.
- b) *Motores en V*: dos bancadas de cilindros dispuestas en forma de V, habitualmente a 60, 90 o 120°, aunque pueden formar otros ángulos, con un cigüeñal común.
- c) *Motores de cilindros opuestos o en bóxer*: que es un caso particular de los motores en V, con dos bancadas opuestas (V a 180°).
- d) *Otras disposiciones*: aunque son menos habituales, caben destacar los *motores en W*, con tres o cuatro bancadas de cilindros, y los

motores en estrella, usados en aviación, que alcanzan una muy alta potencia por unidad de peso.

La figura 1.9 muestra las disposiciones más usuales.

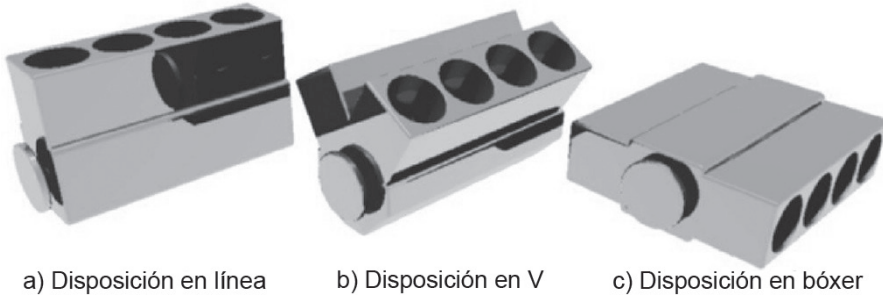


Figura 1.9. Disposiciones habituales de los cilindros.

1.3. EVOLUCIÓN DEL FLUIDO DE TRABAJO DURANTE EL FUNCIONAMIENTO DEL MOTOR. DIAGRAMA $p-\alpha$ Y DIAGRAMA DEL INDICADOR

Una vez que se conoce el funcionamiento básico de los MCIA así como los distintos tipos que pueden existir, el siguiente paso en el estudio es conocer la evolución termodinámica del fluido de trabajo durante el funcionamiento del motor. Dicho estudio permite conocer la evolución de variables como la temperatura y la presión en cada uno de los procesos del motor.

En este apartado se muestran los diagramas presión-ángulo del cigüeñal y presión-volumen, que son fundamentales para profundizar en el estudio del funcionamiento del motor y para optimizar su diseño; con ellos, por ejemplo, se puede calcular el trabajo que realiza el ciclo, las principales fuentes de pérdidas y las temperaturas y las presiones que se alcanzan dentro del cilindro.

1.3.1. Diagrama $p-\alpha$

El diagrama $p-\alpha$ es el diagrama que representa la presión en función del ángulo de giro del cigüeñal (giro del motor). La figura 1.10 muestra el diagrama $p-\alpha$ de un motor de cuatro tiempos mientras que la 1.11 muestra

el de uno de dos tiempos. En los mismos diagramas se han incluido los periodos donde tienen lugar cada una de las carreras.

Como se puede observar, el ciclo del motor de 4 tiempos se repite cada 720° (dos revoluciones del cigüeñal) mientras que el de 2 tiempos se repite cada 360° (una revolución).

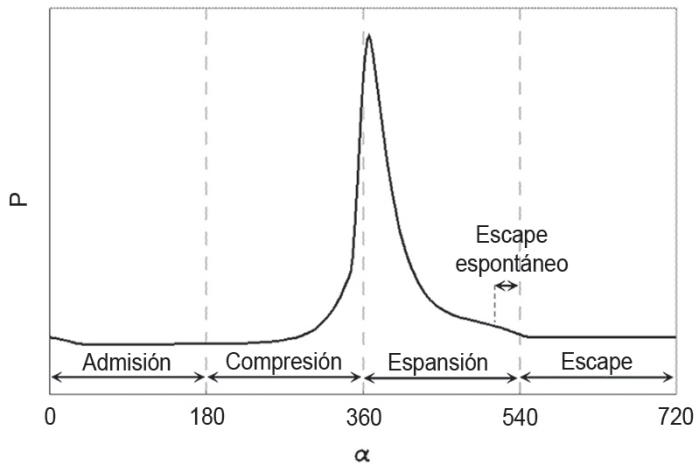


Figura 1.10. Diagrama p - α de un motor de 4 tiempos.

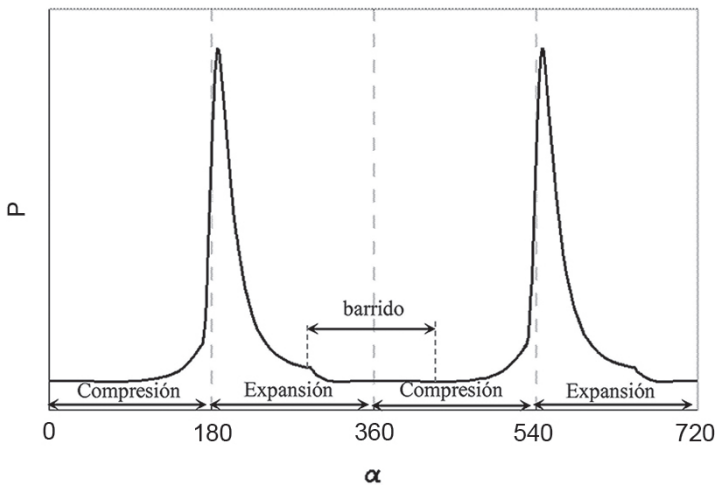


Figura 1.11. Diagrama p - α de un motor de 2 tiempos.

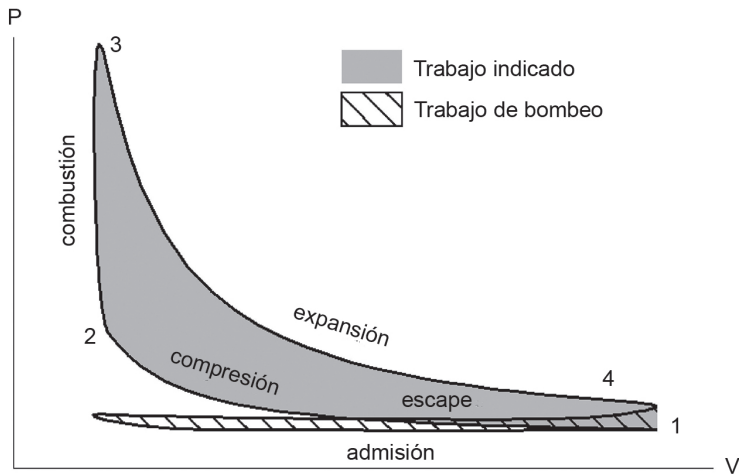


Figura 1.12. Diagrama del indicador de un motor de 4 tiempos.

1.3.2. Diagrama del indicador

Si en lugar de representar la presión en función del ángulo de giro del cigüeñal se representa frente al volumen del cilindro en cada instante se obtiene el denominado *diagrama del indicador*. Por tanto, el diagrama del indicador se puede definir como el diagrama presión-volumen (p - V) correspondiente al gas que evoluciona en el cilindro durante el funcionamiento del motor. Para un motor de 4 tiempos es el representado en la figura 1.12. En él se pueden distinguir los cinco procesos que se mencionaban en el apartado 1.1.

El lazo superior del diagrama del indicador, en el que el fluido evoluciona en el sentido de las agujas del reloj, se corresponde con el ciclo termodinámico del motor (compresión, combustión y expansión) y el área que encierra es el trabajo neto positivo desarrollado por el motor durante dicho ciclo termodinámico (trabajo indicado).

El proceso 1→2 es el proceso de compresión. En los *MEP* se comprime una mezcla de aire y combustible (junto con parte de los gases de escape no evacuados del ciclo anterior); y en los *MEC* aire (junto con gases de escape no evacuados). El proceso es prácticamente adiabático, ya que no existe un gradiente de temperaturas muy elevado entre las paredes del cilindro y el gas que evoluciona. A su vez, en el proceso casi no hay rozamiento entre

las paredes del cilindro y el gas (sí hay rozamiento entre los distintos componentes del motor).

El proceso 2→3 se corresponde con el proceso de combustión. En él se libera la energía primaria asociada al combustible ($m_f \cdot H_c$) muy rápidamente pero no de forma instantánea. La presión es homogénea en toda la cámara (para velocidades de combustión subsónicas) pero la temperatura no, ya que los productos quemados están a mayor temperatura que la masa sin quemar. Durante este proceso existe transmisión de calor del gas hacia las paredes por convección y por radiación. La combustión es ligeramente incompleta, como se explicará en el capítulo 2.

El proceso 3→4 es el proceso de expansión. En él se expanden los gases quemados (CO_2 , H_2O , N_2 y O_2 principalmente) de forma no adiabática (existe convección hacia las paredes del cilindro debido a la alta temperatura de los gases). En este caso, el rozamiento entre el fluido y las paredes también se puede considerar despreciable.

El proceso que ocurre desde el punto 4 hasta el que el cilindro alcanza el volumen máximo se corresponde escape espontáneo.

Por otro lado, el lazo inferior se corresponde con los procesos de renovación de la carga (admisión y escape). En los motores de aspiración natural, la admisión, que evoluciona de izquierda a derecha, se produce a menor presión que el escape, sobre todo en los *MEP* trabajando a cargas parciales⁵. En ese caso, el lazo se realiza en sentido anti-horario y el proceso consume trabajo. Se denomina *ciclo* o *lazo de bombeo*. En los motores sobrealimentados la presión de admisión es mayor a la de escape y el ciclo de bombeo, ahora en sentido horario, aporta trabajo en lugar de consumirlo.

En los motores de 2 tiempos el diagrama del indicador es el representado en la figura 1.13. En él también se pueden observar los cinco procesos fundamentales: compresión (1→2), combustión (2→3), expansión (3→4) y admisión y escape o barrido (4→1).

El proceso escape sucede con anterioridad en los motores de 2 tiempos que en los de 4 tiempos, lo que se traduce en una pérdida de trabajo. Esto es debido a que las lumbreras de escape (o las válvulas, en su caso) deben abrirse con la suficiente antelación para que el proceso de barrido sea efec-

⁵ Como se indica en el apartado siguiente.

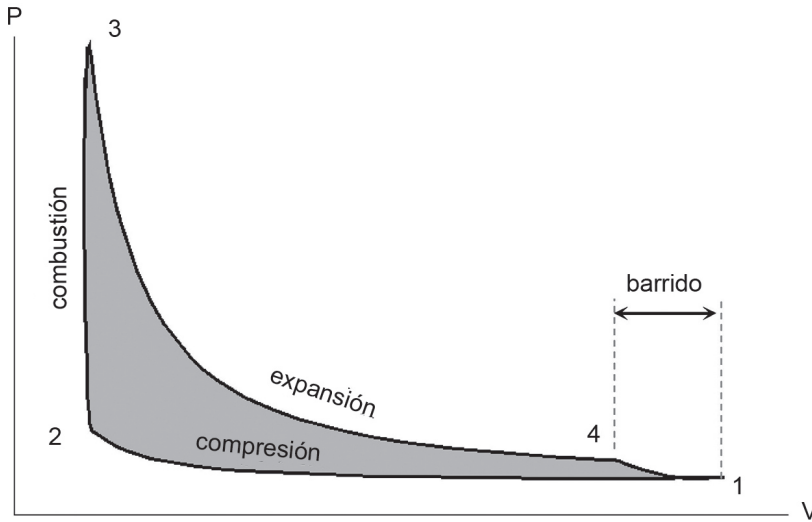


Figura 1.13. Diagrama del indicador de un motor de 2 tiempos.

tivo. En este caso no existe necesariamente el lazo de bombeo (sí puede existir un pequeño lazo debido a las fluctuaciones de presión en el barrido, cerca del PMI), pero la renovación de la carga implica que parte de las carreras de expansión y de compresión sean ineficaces a efectos de producir trabajo.

1.4. PRESTACIONES Y CURVAS CARACTERÍSTICAS DEL MOTOR

Hasta el momento se han estudiado los conceptos y los fenómenos básicos que se presentan en los MCIA desde un punto de vista cualitativo. En este apartado se procede a introducir una serie de parámetros, también elementales, que afectan al diseño del motor y/o definen sus prestaciones. Estos parámetros son el punto de partida para abordar un análisis cuantitativo con el que se pueda determinar, por ejemplo, la potencia, el par, el rendimiento o el consumo de los distintos tipos de motores, lo que se conoce como *prestaciones* del motor.

Estos factores se dividen en tres grupos: parámetros geométricos, parámetros operativos (que definen el punto de funcionamiento del motor) y parámetros de funcionamiento (entre los que se encuentran las prestaciones del motor).

Parámetros geométricos:

- diámetro del cilindro (D);
- carrera (S): distancia que recorre el pistón entre el *PMS* y el *PMI*;
- relación carrera-diámetro (S/D). Por lo general, es menor cuanto más rápido es el motor. A los motores con $S/D = 1$ se les denomina *cuadrados* y a los que tienen $S/D < 1$ *supercuadrados*;

— área del pistón: $A_p = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$ [1.1]

— cilindrada unitaria: $V_D = A_p \cdot S$ [1.2]

que es el volumen desplazado por el pistón en una carrera;

— número de cilindros (z);

— cilindrada total: $V_T = z \cdot V_D$ [1.3]

— volumen de la cámara de combustión (V_C);

— relación de compresión: $r = \frac{V_D + V_C}{V_C}$ [1.4]

que siempre es volumétrica en los MCIA;

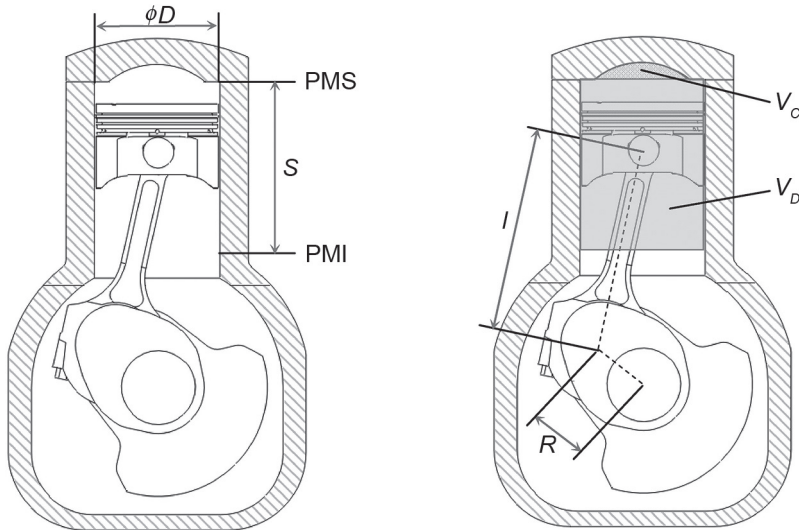


Figura 1.14. Parámetros geométricos de los MCIA.

- longitud de la biela (l);
- longitud de la manivela (R): longitud del brazo del cigüeñal. Coincide con la mitad de la carrera S ;
- relación biela-manivela (l/R);
- otros parámetros: la geometría de las válvulas (sección, número de válvulas por cilindro, alzado, etc.), la longitud de los colectores de admisión y de escape, el diagrama de la distribución, entre otros muchos.

Parámetros operativos

En lo sucesivo, se va a denominar *parámetros operativos* a aquellos parámetros que definen el punto de funcionamiento del motor, entendiéndose por punto de funcionamiento a las distintas condiciones de trabajo en las que puede estar funcionando el motor. Es decir, el motor no sólo admite una condición de trabajo, por ejemplo, de máxima potencia, sino que puede estar trabajando en otras muy diversas condiciones dependiendo de los parámetros operativos que se le impongan.

En cada una de estas condiciones se obtienen unas prestaciones determinadas (potencia, par, consumo) y, por tanto, los parámetros operativos, al determinar el punto de funcionamiento del motor, determinan sus prestaciones.

Los parámetros operativos de los MCIA son principalmente dos, el régimen de giro y el grado de carga:

- Régimen de giro (n): es la velocidad de rotación del motor. Se mide en revoluciones por minuto (min^{-1}) o por segundo (s^{-1}), con unidades de frecuencia. La relación entre el régimen de giro y la velocidad angular del motor (ω) es la siguiente:

$$\omega (rad / s) = \frac{2\pi (rad)}{60 (s / min)} \cdot n (min^{-1}) \quad [1.5]$$

- Grado de carga (gc): es el parámetro que determina, para cada régimen de giro del motor, su punto de funcionamiento. Es decir, un motor que gire a un determinado régimen puede desarrollar más o

menos potencia dependiendo del grado de carga con el que se le haga trabajar.

En los MEP, la regulación de la carga se logra mediante la estrangulación del conducto de admisión con una válvula llamada válvula de mariposa. Es decir, la potencia del motor se controla mediante la introducción de más o menos mezcla aire-combustible.

El *dosado* (dosificación de combustible), en el caso de los MCIA, se puede expresar como el cociente entre gastos máscicos de combustible y aire o como el cociente entre la masa de combustible y la de aire que se introducen en el cilindro en cada ciclo:

$$F = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a} = \left(\frac{m_f}{m_a} \right)_{1 \text{ ciclo}} \quad [1.6]$$

El dosado de la mezcla se mantiene cercano al estequiométrico en los MEP (o exactamente estequiométrico en la mayoría de los casos) para que se asegure la propagación del frente de llama durante la combustión.

En los MEC, la regulación de la carga se realiza mediante la inyección de más o menos combustible en el proceso de combustión (variación del dosado). La riqueza de la mezcla es siempre pobre (dosados bajos), pero crece conforme aumenta el grado de carga del motor.

El funcionamiento a cargas parciales de los MEC es más eficiente que el de los MEP al no existir un estrangulamiento en la admisión, que produce una mayor depresión en el cilindro que, a su vez, aumenta el trabajo del lazo de bombeo.

La expresión para calcular el grado de carga del motor se puede expresar en función de la presión media efectiva del motor (como se verá más adelante) o en función de la apertura de la válvula de mariposa (sólo en los MEP).

— Otro parámetro importante, muy relacionado con la velocidad del motor y del que dependerán en gran medida las pérdidas mecánicas, es la velocidad lineal media del pistón:

— Velocidad lineal media del pistón: $C_m = 2 \cdot S \cdot n$ [1.7]

Existen otros parámetros que pueden modificar, dado un régimen de giro y un grado de carga, el punto de operación del motor. Se les denomina reglajes. El usuario final del motor no suele tener control sobre ellos, sino que es el diseñador o fabricante el que los selecciona y ajusta para cada condición operativa del motor. Entre ellos están los ángulos que definen el diagrama de distribución.

Parámetros de funcionamiento

De cara a la resolución de problemas, es conveniente saber relacionar los parámetros referidos al ciclo termodinámico (generalmente parámetros indicados) con los referidos al motor (generalmente efectivos). Las siguientes expresiones suelen ser de utilidad.

a) Parámetros indicados

Son los resultados que se obtienen a partir del diagrama del indicador. Consideran exclusivamente el ciclo termodinámico del motor y no el lazo de bombeo (evaluado como una pérdida mecánica y no como parte de los parámetros «indicados»). Se pueden calcular a partir de la evolución de la presión en el cilindro, que se obtiene a través de un captador de presión en la cámara de combustión:

- Trabajo indicado (W_i): es el trabajo neto desarrollado por el ciclo termodinámico básico (procesos de compresión, combustión y expansión) en el diagrama del indicador sin tener en cuenta la renovación de la carga; es decir:

$$W_i = \oint_{\text{ciclo termodinámico}} p \cdot dV \quad [1.8]$$

El trabajo indicado específico (w_i) es el trabajo indicado por unidad de masa por cilindro:

$$w_i = \frac{W_i}{m_{cil}} = \oint_{\text{ciclo}} p \cdot dv \quad [1.9]$$

- Presión media indicada (pmi): es la presión constante a la que debería trabajar el fluido durante una carrera, manteniendo la misma relación de compresión volumétrica, para obtener el mismo trabajo indicado:

$$W_i = pmi \cdot V_D \quad [1.10]$$

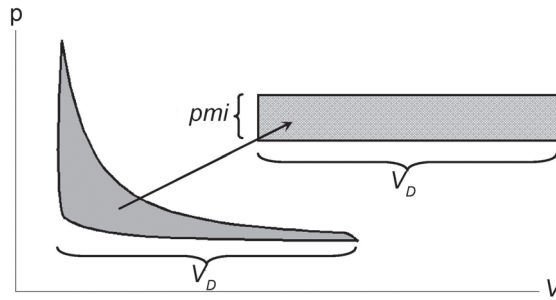


Figura 1.15. Interpretación geométrica de la presión media indicada.

La presión media indicada se puede considerar un parámetro equivalente al trabajo indicado pero que es independiente del tamaño del motor. Por ese motivo permite comparar las prestaciones de motores de diferente tamaño. Representa un valor del nivel tecnológico del motor.

- Potencia indicada (N_i): es la potencia correspondiente al trabajo indicado para un determinado régimen de giro:

$$N_i = z \cdot W_i \cdot n \cdot i = z \cdot pmi \cdot V_D \cdot n \cdot i = pmi \cdot V_D \cdot n \cdot i \quad [1.11]$$

siendo $i = 1$ para motores de 2 tiempos (una carrera de trabajo por revolución) e $i = 1/2$ para motores de 4 tiempos (una carrera de trabajo cada 2 revoluciones).

b) Parámetros efectivos

Son los resultados que se pueden obtener en los ensayos del motor en banco de pruebas. Son análogos a los parámetros indicados pero, a diferencia de éstos, consideran el motor en su conjunto; por tanto, tienen en cuenta las distintas pérdidas mecánicas del motor, entre las que se incluye el trabajo consumido en el lazo de bombeo, y las magnitudes se refieren a la totalidad del motor y no a un sólo cilindro.

- Par efectivo (Me).
- Potencia efectiva (Ne)⁶. [1.12]

⁶ Se suele expresar en kW o MW, aunque otras unidades utilizadas son el CV (1 CV = 0,7355 kW) y el HP (1 HP = 0,7457 kW).

- Potencia específica efectiva (N_e/V_T): Expresa la potencia efectiva del motor por volumen de cilindrada.
- Carga térmica o potencia por unidad de área de pistones (N_e/A_p): Es similar a la potencia específica pero, como se verá en el capítulo de curvas características, la carga térmica es independiente del tamaño del motor, por lo que permite comparar tecnológicamente motores de distinto tamaño.
- Presión media efectiva (pme) el valor equivalente a la pmi pero contabilizando el trabajo efectivo en lugar del indicado:

$$N_e = pme \cdot V_T \cdot n \cdot i = pme \cdot z \cdot V_D \cdot n \cdot i \quad [1.13]$$

es, de nuevo, un valor que mide el nivel tecnológico del motor (cuanto mayor sea la pmi y menores las pérdidas mecánicas, mayor será la pme) con independencia de su tamaño. Se puede considerar una medida equivalente al par efectivo pero independiente del tamaño del motor.

La pme permite cuantificar el grado de carga del motor a partir de la siguiente expresión:

$$gc = \frac{pme}{pme_{max,n}} \quad [1.14]$$

Siendo $pme_{max,n}$ la presión media efectiva máxima con la que el motor puede trabajar para un régimen de giro n dado.

c) Parámetros de pérdidas mecánicas

- Potencia consumida por pérdidas mecánicas del motor:

$$N_{pm} = N_i - N_e \quad [1.15]$$

- Presión media de pérdidas mecánicas ($pmpm$):

$$pmpm = pmi - pme = \frac{N_{pm}}{n \cdot i \cdot V_T} \quad [1.16]$$

d) Rendimientos y consumos

- Rendimiento indicado. Es el cociente entre la potencia indicada y el calor aportado por el combustible:

$$\eta_i = \frac{N_i}{\dot{m}_f \cdot H_C} = \left(\frac{W_i}{m_f \cdot H_C} \right)_{1\text{ciclo}, 1\text{cilindro}} = \left(\frac{w_i}{F \cdot H_C} \right)_{1\text{ciclo}, 1\text{cilindro}} \quad [1.17]$$

donde H_C es el poder calorífico inferior del combustible;

- Rendimiento efectivo: es la potencia efectiva que desarrolla el motor dividida por la cantidad de calor aportado por el combustible:

$$\eta_e = \frac{N_e}{\dot{m}_f \cdot H_C} \quad [1.18]$$

el rendimiento efectivo de los *MEP* suele tomar valores máximos (a plena carga) aproximadamente de 0,25 a 0,30, mientras que los *MEC* alcanzan de 0,30 hasta 0,50. En los *MEP*, además, el rendimiento se reduce cuando opera a cargas parciales por la forma de efectuar la regulación de la carga, mientras que en los *MEC* se mantiene casi constante e incluso aumenta, como se verá, por utilizar dosados más pobres.

- Rendimiento mecánico: es el cociente entre la potencia efectiva y la indicada:

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} = \frac{\eta_e}{\eta_i} = \frac{pme}{pmi} \quad [1.19]$$

- Consumo específico efectivo: es el gasto másico de combustible por unidad de potencia desarrollada:

$$g_e = \frac{\dot{m}_f}{N_e} \quad [1.20]$$

se expresa en $\frac{g}{kWh}$ e indica la cantidad de combustible necesaria para desarrollar 1 kWh de energía. Es inversamente proporcional al rendimiento efectivo:

$$g_e = \frac{\dot{m}_f}{N_e} = \frac{\dot{m}_f \cdot H_C}{N_e \cdot H_C} = \frac{1}{\eta_e \cdot H_C} \quad [1.21]$$

Llenado del motor

La introducción de masa fresca en el motor (llenado del motor) durante la renovación de la carga es una cuestión de gran relevancia en las presta-

ciones del motor. En efecto, cuanto más eficiente sea la renovación de la carga, mayor cantidad de masa fresca será introducida (con el incremento de potencia asociado) y existirán menores pérdidas de carga (con el aumento de rendimiento que conlleva). Por ese motivo, existen parámetros para evaluar la bondad del llenado del motor respecto de una condición de referencia, considerada el llenado ideal. Este llenado ideal es inalcanzable debido a las ineficiencias de los procesos.

En el caso de motores de cuatro tiempos, se define el rendimiento volumétrico como el cociente de la masa fresca introducida en el cilindro en cada ciclo frente a una masa de referencia. Esta masa de referencia es el volumen de desplazamiento del pistón por la densidad en condiciones ambientales (si el motor está sobrealimentado se debe tener en cuenta la densidad en el colector de admisión, justo antes de la entrada al cilindro). El proceso más adecuado para obtener dicha masa de referencia sería un llenado cuasiestático del motor, sin efectos dinámicos ni pérdidas por rozamiento. Se define en la ecuación 1.22.

$$\eta_v = \frac{m_{cil}}{m_{ref}} = \frac{m_{cil}}{\rho_{ref} \cdot V_D} \quad [1.22]$$

La masa fresca es masa de aire en los MEC y mezcla aire-combustible en los MEP. Sin embargo, en éstos últimos, se puede considerar la masa de aire despreciando la de combustible sin cometer grandes errores.

En caso de trabajar con gastos máscicos en lugar de masa de por cilindro, se puede emplear la siguiente expresión:

$$\dot{m}_{aire} = z \cdot m_{cil} \cdot n \cdot i = z \cdot \rho_{ref} \cdot V_D \cdot n \cdot i \cdot \eta_v = \rho_{ref} \cdot V_T \cdot n \cdot i \cdot \eta \quad [1.23]$$

Para medir la bondad del llenado en los motores de dos tiempos se definen otra serie de coeficientes que se estudian en el capítulo 4.

Curvas características

Las curvas características de un MCIA son las curvas que representan las prestaciones del motor en función de los parámetros operativos. Las curvas más importantes son las que relacionan la potencia, el par y el gasto efectivo en función del régimen de giro y el grado de carga del motor. Se ilustran unos ejemplos en la figura 1.16.

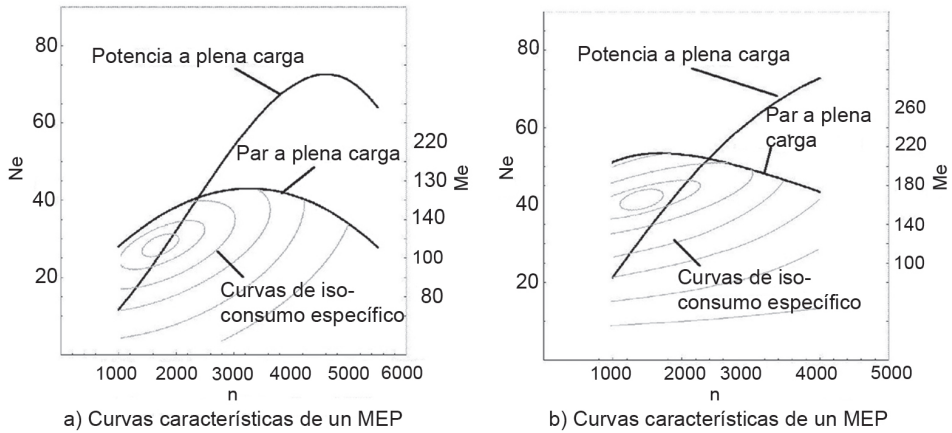


Figura 1.16. Curvas características de los MEP y los MEC sin sobrealimentar.

Las curvas de potencia y par a plena carga indican la potencia efectiva y el par efectivo máximo que el motor puede alcanzar en cada régimen de giro. Es decir, el motor puede funcionar en cualquier punto que se encuentre en dichas curvas ($g_c = 1$) o por debajo de ellas ($g_c < 1$).

En las curvas se observa que la potencia efectiva máxima del motor se alcanza a mayor régimen de giro que el par máximo. Este rango de funcionamiento (entre el régimen de máximo par y el de máxima potencia) es donde el motor tiene un mejor comportamiento, puesto que se trabaja con una potencia y un par elevado y, además, la pendiente de la curva de par es descendente, lo que mejora la respuesta del motor ante aumentos en los requerimientos de par. A la diferencia entre el régimen de giro de potencia máxima y el de par máximo se le denomina *elasticidad* del motor. Por lo general, los MEC alcanzan el par máximo a menor régimen de giro que en los MEP y su curva de potencia, en algunos casos, no presenta un máximo (como ocurre en los MEP) sino que hay motores en los que es siempre creciente con el régimen de giro. El régimen de giro máximo de los MEC (régimen de corte de la inyección) también es menor que el de los MEP (los MEC son motores más lentos).

Finalmente, las curvas de iso-consumo específico son curvas de nivel de consumo específico efectivo (g/kWh) constante. El punto de consumo mínimo se encuentra, tanto en los MEP como en los MEC, a bajo régimen de giro y sin llegar a plena carga.

Como se observa, las curvas características dan información sobre los parámetros efectivos. Por tanto, se obtienen en los ensayos del motor en los bancos de prueba. En lugar de representar la potencia, el par y el gasto efectivo se pueden representar las variables equivalentes independientes del tamaño del motor: la carga térmica, la presión media efectiva y el rendimiento efectivo respectivamente.

EJEMPLO 1.1

Un motor diesel de automoción de cuatro tiempos y 6 cilindros en línea tiene una cilindrada de 3798 cm^3 , una relación carrera-diámetro de 1,2, una relación de compresión de 18:1 y una relación biela-manivela de 2,5. Se propone calcular el diámetro y la carrera de cada cilindro, el área del pistón, el volumen total del cilindro y el de la cámara de combustión así como la longitud de la biela y de la manivela. Se propone, igualmente, determinar la velocidad media lineal del pistón si el motor gira a 2300 min^{-1} .

SOLUCIÓN:

Se sabe que la cilindrada del motor es $V_T = 3798 \text{ cm}^3$ y que el número de cilindros es $z = 6$. Por tanto, la cilindrada unitaria se calcula con la siguiente expresión:

$$V_D = \frac{V_T}{z} = \frac{3798}{6} = 633 \text{ cm}^3$$

A su vez, se conoce la relación diámetro-carrera ($S/D = 1,2$), por lo que el diámetro y la carrera del cilindro, así como el área del pistón se pueden calcular con el siguiente desarrollo:

$$V_D = A_p \cdot S = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot 1,2 \cdot D$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_D}{1,2 \cdot \pi}} = 8,76 \text{ cm}$$

$$S = 1,2 \cdot D = 10,51 \text{ cm}$$

$$A_p = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = 60,23 \text{ cm}^2$$

Para calcular el volumen total y el de la cámara de combustión de cada cilindro es necesario emplear el valor de la relación de compresión proporcionada:

$$r = \frac{V_D + V_C}{V_C} \rightarrow V_C = \frac{V_D}{r-1} = 37,24 \text{ cm}^3$$

$$V_{cil} = V_D + V_C = 670,24 \text{ cm}^3$$

Por otro lado, la longitud de la manivela es la mitad de la carrera, por lo que su valor es $R = S/2 = 5,25 \text{ cm}$. Como se conoce la relación biela-manivela ($l/R = 2,5$), la longitud de la biela se deduce según la expresión:

$$l = 2,5 R = 13,14 \text{ cm}$$

Por último, se propone calcular la velocidad media lineal del pistón si el motor gira a 2300 min^{-1} . Para ello se debe utilizar la siguiente expresión:

$$C_m (m/s) = 2 \cdot S(m) \cdot n(1/s) = 2 \cdot \frac{S(cm)}{100} \cdot \frac{n(\text{min}^{-1})}{60} = 8,06 \text{ m/s}$$

EJEMPLO 1.2

El motor del ejemplo anterior se monta en un banco de ensayo donde desarrolla, bajo unas determinadas condiciones y a 2300 min^{-1} , una potencia efectiva de 88 kW y un trabajo indicado de 870 J . Se pide determinar la potencia específica, el par efectivo y la presión media efectiva en dichas condiciones así como la potencia indicada y la presión media indicada. Determinar igualmente la potencia perdida por las pérdidas mecánicas.

SOLUCIÓN:

La potencia específica es la potencia que proporciona el motor por unidad de cilindrada. De ese modo se obtiene:

$$\frac{N_e}{V_T} = \frac{88 \text{ kW}}{3,798 \text{ l}} = 23,17 \text{ kW/l}$$

El par efectivo se relaciona directamente con la potencia efectiva y la velocidad de giro del motor según la expresión:

$$M_e = \frac{N_e}{\omega} = \frac{N_e}{\frac{2\pi \cdot n}{60}} = \frac{88(kW)}{\frac{2\pi \cdot 2300(\text{min}^{-1})}{60}} = 365,4 Nm$$

En cuanto a la presión media efectiva, ésta se puede calcular a través de la siguiente expresión:

$$pme(Pa) = \frac{N_e(J)}{V_T(m^3) \cdot i \cdot n} = \frac{10^3 \cdot N_e(kW)}{i \cdot n(s^{-1}) \cdot \frac{V_T(L)}{1000}} = \frac{10^6 \cdot N_e(kW)}{i \cdot \frac{n(\text{min}^{-1})}{60} \cdot V_T(L)}$$

$$pme(bar) = \frac{10 \cdot N_e(kW)}{i \cdot \frac{n(\text{min}^{-1})}{60} \cdot V_T(L)} = \frac{10 \cdot 88}{\frac{1}{2} \cdot \frac{2300}{60} \cdot 3,798} = 12,1 bar$$

Por otro lado, la potencia y la presión media indicada se pueden calcular utilizando el valor del trabajo indicado:

$$N_i(kW) = z \cdot i \cdot n(s^{-1}) \cdot W_i(kJ) = z \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{n(\text{min}^{-1})}{60} \cdot W_i(kJ)$$

$$N_i = \frac{6 \cdot 2300}{2 \cdot 60} \cdot 0,870 = 100,1 kW$$

$$pmi(bar) = 10^{-5} \cdot \frac{W_i(J)}{V_D(m^3)} = 10^{-5} \cdot \frac{W_i(J)}{10^{-3} \cdot V_D(L)} = \frac{870}{100 \cdot 0,633} = 13,7 bar$$

La potencia perdida en pérdidas mecánicas es la diferencia entre la potencia indicada y la efectiva. De esa forma:

$$N_{pm} = N_i - N_e = 100,1 - 88 = 12,1 kW$$

EJEMPLO 1.3

Del motor de los ejemplos anteriores, se pide calcular el gasto másico de combustible y de aire, el dosado con el que trabaja, la masa de aire por embolada admitida en cada cilindro en cada ciclo, el rendimiento indicado, el mecánico y el consumo específico, sabiendo que el rendimiento efectivo del motor es del 43%, el rendimiento volumétrico es del 82%, que la densidad del aire en condiciones ambientales es de 1,22 kg/m³ y que el poder calorífico del combustible es 42500 kJ/kg.

SSOLUCIÓN:

El gasto de combustible se puede conocer sabiendo el rendimiento efectivo del motor, la potencia efectiva y el poder calorífico del combustible, según la siguiente expresión:

$$\dot{m}_f = \frac{N_e}{H_c \cdot \eta_e} = \frac{88}{42500 \cdot 0,43} = 4,82 \cdot 10^{-3} \text{ kg / s}$$

El gasto másico de aire, por su parte, se puede calcular con el rendimiento volumétrico, la cilindrada y el régimen de giro:

$$\dot{m}_{\text{aire}} = \rho_{\text{ref}} \cdot V_T \cdot n \cdot i \cdot \eta_v = 1,22 \cdot 3,798 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{2300}{60 \cdot 2} \cdot 0,822 = 7,28 \cdot 10^{-2} \text{ kg / s}$$

Por tanto, el dosado con el que trabaja el motor es:

$$F = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a} = \frac{1}{15,1}$$

La masa de aire por embolada es:

$$m_a = \rho_{\text{ref}} \cdot V_D \cdot \eta_v = 1,22 \cdot \frac{3,798 \cdot 10^{-3}}{6} \cdot 0,822 = 6,35 \cdot 10^{-4} \text{ kg}$$

El rendimiento indicado es el cociente entre la potencia indicada y la potencia térmica aportada al motor:

$$\eta_i = \frac{N_i}{\dot{m}_f \cdot H_c} = \frac{100,1}{4,82 \cdot 10^{-3} \cdot 42500} = 0,489 = 48,9\%$$

El rendimiento mecánico se puede calcular dividiendo la potencia efectiva entre la indicada:

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} = \frac{88}{100,1} = 0,879 = 87,9\%$$

El consumo específico se define como el cociente entre el gasto de combustible y la potencia desarrollada, por tanto:

$$g_e = \frac{\dot{m}_f}{N_e} = \frac{6,02 \cdot 10^{-3}}{88} = 5,47 \cdot 10^{-5} \text{ kg / kJ} = 197 \text{ g / kWh}$$

1.5. CICLOS DE AIRE EQUIVALENTE

El estudio del ciclo termodinámico de los motores no se puede realizar de una forma sencilla a través del ciclo termodinámico real que sigue el fluido de trabajo porque los procesos reales son complejos de modelar con precisión. Para un primer estudio del comportamiento termodinámico de los *MCIA* se debe, por tanto, adoptar una serie de simplificaciones que permitan extraer conclusiones razonables a través de modelos teóricos simples que se asemejen con cierta precisión a la realidad. En este apartado se desarrollan los modelos teóricos sencillos que se utilizan para estudiar a los *MEP* y a los *MEC*.

Se debe destacar que estos ciclos son válidos para estudiar el comportamiento del motor desde un punto de vista cualitativo. Los resultados numéricos que se desprenden de ellos no son válidos debido a las simplificaciones adoptadas.

1.5.1. Ciclo de aire equivalente de volumen constante

El ciclo de aire equivalente de volumen constante es el ciclo teórico, simplificado, a través del cual se estudia el comportamiento de los *MEP*. Hay que resaltar que el ciclo equivalente es un ciclo de aire, no una simulación del ciclo real, en el que el fluido de trabajo es primero una mezcla de aire y combustible y posteriormente gases de combustión. En este ciclo equivalente se mantienen en común con el ciclo real:

- la sucesión de los procesos;
- la relación de compresión volumétrica;
- la energía aportada por unidad de masa de aire ($F \cdot HC$);
- la presión y la temperatura al inicio de la compresión.

Las simplificaciones adoptadas son:

- no existen fugas de masa;
- no hay rozamiento del fluido con las paredes;

- el fluido es simplemente aire y se considera que es un gas ideal;
- el aporte de calor es instantáneo y en el PMS;
- no hay pérdidas de calor;
- el escape espontáneo es instantáneo y en el PMI.

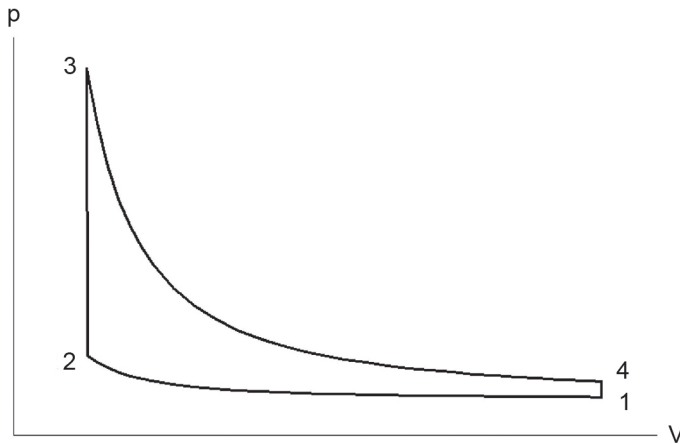


Figura 1.17. Diagrama p - V del ciclo de aire equivalente de volumen constante.

El diagrama p - V de este ciclo teórico se muestra en la figura 1.17. Teniendo en cuenta las simplificaciones anteriores, el proceso de compresión (1→2) es adiabático y sin rozamiento, el aporte de calor (equivalente al proceso de compresión) (2→3), se produce a volumen constante, la expansión (3→4) es adiabática y sin rozamiento y el escape espontáneo (4→1) es a volumen constante.

Cálculo del trabajo y del rendimiento térmico del ciclo ideal

El trabajo producido por el motor (según el ciclo teórico) será la diferencia entre el trabajo producido durante el proceso de expansión y el consumido durante la compresión. Partiendo del Primer Principio de la Termodinámica y sabiendo que el proceso de expansión es isentrópico (adiabático sin rozamiento) se tiene:

$$W_{3 \rightarrow 4} = U_3 - U_4 \quad [1.24]$$

o bien

$$w_{3 \rightarrow 4} = u_3 - u_4 \quad [1.25]$$

donde tanto el trabajo como la energía interna se expresan como magnitudes específicas (por unidad de masa). Si se considera el aire como un gas ideal de calor específico constante, $u = c_v \cdot t$, y se obtiene:

$$w_{3 \rightarrow 4} = c_v \cdot (t_3 - t_4) = c_v \cdot (T_3 - T_4) \quad [1.26]$$

Análogamente, para el proceso de compresión se llega a la expresión:

$$w_{1 \rightarrow 2} = c_v \cdot (t_2 - t_1) = c_v \cdot (T_2 - T_1) \quad [1.27]$$

El trabajo del ciclo será, por tanto:

$$W_{id} = m_a \cdot w_i = m_a \cdot c_v \cdot ((T_3 - T_4) - (T_2 - T_1)) \quad [1.28]$$

El rendimiento térmico del ciclo se obtiene dividiendo el trabajo producido entre el calor aportado:

$$\eta_{id} = \frac{W_{id}}{m_f \cdot H_C} = \frac{W_{id}}{Q_{2 \rightarrow 3}} = \frac{w_{id}}{F \cdot H_C} = \frac{w_{id}}{q_{2 \rightarrow 3}} \quad [1.29]$$

El calor aportado, al liberarse a volumen constante en el PMS se puede expresar como:

$$F \cdot H_C = q_{2 \rightarrow 3} = c_v \cdot (T_3 - T_2) \quad [1.30]$$

La expresión para calcular el rendimiento se obtiene sustituyendo las ecuaciones [1.28] y [1.30] en la [1.29]:

$$\eta_{id} = \frac{m_a \cdot c_v \cdot ((T_3 - T_4) - (T_2 - T_1))}{m_a \cdot c_v \cdot (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_1}{T_2} \cdot \frac{\frac{T_4}{T_1} - 1}{\frac{T_3}{T_2} - 1} \quad [1.31]$$

Teniendo en cuenta que el proceso de compresión (1→2) es isentrópico y que el gas es ideal se tiene que:

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{p_1 \cdot V_1}{p_2 \cdot V_2} = \frac{1}{r^{\gamma-1}} \quad [1.32]$$

Operando análogamente para el proceso de expansión (3→4):

$$\frac{T_4}{T_3} = \frac{p_4 \cdot V_4}{p_3 \cdot V_3} = \frac{1}{r^{\gamma-1}} \quad [1.33]$$

y, por tanto:

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{T_4}{T_3} \quad [1.34]$$

Introduciendo las relaciones [1.32], [1.33] y [1.34] en [1.31] se obtiene la expresión:

$$\eta_{id} = 1 - \frac{1}{r^{\gamma-1}} \quad [1.35]$$

siendo r la relación de compresión volumétrica y γ la relación de calores específicos del gas.

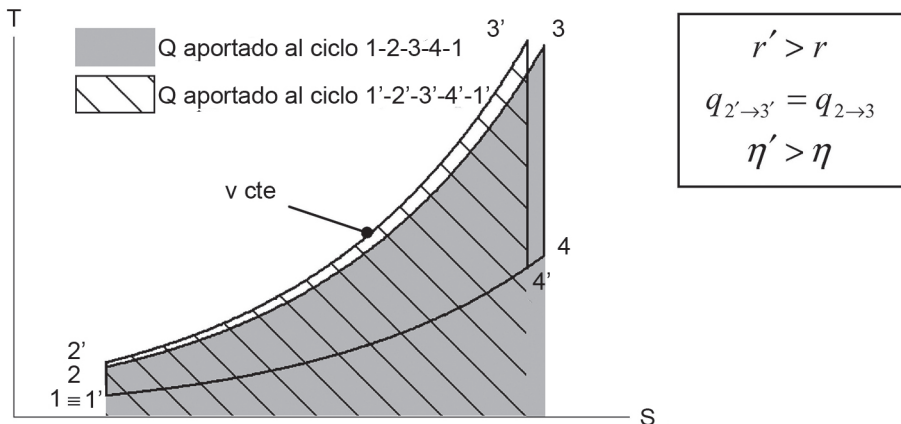


Figura 1.18. Diagrama T - s de dos ciclos de diferente relación de compresión e igual calor aportado.

Las conclusiones que se pueden extraer de la expresión anterior son las siguientes:

1. El rendimiento térmico del ciclo teórico depende únicamente de la relación de compresión y de γ . Esta dependencia es cierta también para el rendimiento térmico real del motor, aunque intervienen además otros factores. Los rendimientos reales son significativamente menores que los obtenidos para el ciclo teórico con la expresión [1.35].
2. Cuanto mayor es la relación de compresión mayor es el rendimiento que se alcanza. Por lo tanto, en el diseño de los *MEP* se tiende a aumentar la relación de compresión, aunque el valor queda limitado por la aparición de la combustión detonante⁷. A esta conclusión se puede llegar tanto desde el análisis de la ecuación [1.35] como desde el diagrama T-s del ciclo (figura 1.18).

En la figura anterior se comparan dos ciclos con distinta relación de compresión en los que el calor aportado es el mismo ($F \cdot H_c$). Al aportar el mismo calor, las áreas que se encuentran por debajo de las líneas de los procesos $2 \rightarrow 3$ y $2' \rightarrow 3'$ son iguales. Por el contrario, se observa que el área bajo la línea del proceso $4 \rightarrow 1$ (ciclo de menor relación de compresión) es mayor que la del $4' \rightarrow 1'$. Por tanto, se deduce que el área encerrada o el trabajo desarrollado por el ciclo 1-2-3-4-1 es menor que el correspondiente al $1'-2'-3'-4'-1'$ y lo mismo ocurre con el rendimiento, al aportar el mismo calor a ambos ciclos (ver ecuación [1.29]).

El rendimiento del ciclo de aire equivalente aumenta cuando se incrementa γ . Para el aire, la relación entre calores específicos vale $\gamma \approx 1,4$. Sin embargo, hay que tener en cuenta que, en el ciclo real, durante la compresión, el fluido que evoluciona en un *MEP* es una mezcla de aire y combustible y, durante la expansión, evolucionan los gases resultantes de la combustión. Ambos gases tienen un γ menor que el del aire y, además, disminuye cuanto más rica es la mezcla (al aumentar el dosado, la mezcla y los gases de combustión se parecen menos al aire). Por lo tanto, para aumentar el rendimiento termodinámico del motor, es recomendable utilizar mezclas pobres (dosados pequeños).

⁷ Lo que se conoce en el campo de los *MCIA* como combustión detonante se explica en el capítulo 2.

El rendimiento de un MEP mejora conforme se aumenta la relación de compresión y se disminuye el dosado.

Cálculo del trabajo y del rendimiento indicado:

El diagrama indicado real de un *MEP* difiere del diagrama p - V del ciclo de aire equivalente de volumen constante. Estas diferencias son debidas a que el ciclo real presenta pérdidas por transmisión de calor (aproximadamente el 12% del W_{id}), pérdidas de tiempo en la combustión (aprox. 7%) y pérdidas debidas al escape espontáneo (aprox. 3%). Por esos motivos, el trabajo y el rendimiento indicado son menores en el proceso real que en el teórico.

A la relación entre el rendimiento indicado y el rendimiento termodinámico teórico se le denomina coeficiente de calidad del ciclo y depende de las pérdidas enumeradas anteriormente. Se calcula según la siguiente expresión:

$$K = \frac{\eta_i}{\eta_{id}} = \frac{W_i / m_f \cdot H_C}{W_{id} / m_f \cdot H_C} = \frac{W_i}{W_{id}} \quad [1.36]$$

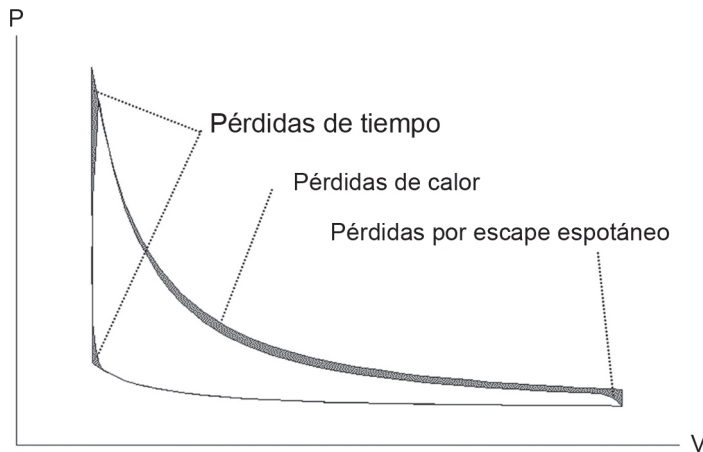


Figura 1.19. Diagrama del indicador de un motor de 2 tiempos.

EJEMPLO 1.4

De un ciclo de aire de volumen constante se conocen los siguientes datos:

- las condiciones del aire al inicio del ciclo 288,15 K y 1 bar
- la relación de compresión 9:1
- la presión máxima del ciclo 150 bar
- las propiedades del aire $c_p = 1 \text{ kJ/kg}$, $\gamma = 1,4$

Se pretende calcular la temperatura y la presión en cada uno de los puntos, así como el calor por unidad de masa aportado al ciclo.

SOLUCIÓN:

Punto 1:

De los datos del se sabe que:

$$T_1 = 288,15 \text{ K} \qquad p_1 = 1 \text{ bar}$$

Aunque no es estrictamente necesario para la resolución del problema, se procede a calcular el volumen específico en el estado 1:

$$v_1 = \frac{R \cdot T_1}{p} = \frac{285,7 [J / (kg K)] \cdot 288,15 [K]}{100000 [Pa]} = 0,823 m^3 kg^{-1}$$

donde se ha tenido en cuenta que $R = c_p - c_v$ y que $c_p / c_v = \gamma$, por lo que resulta

$$R = 285,7 \text{ J/(kg K)}.$$

Punto 2:

El proceso 1→2 es adiabático y sin rozamiento, por lo que la evolución del aire es isentrópica. Una vez que se ha supuesto que el aire es gas ideal con c_p constante se cumple:

$$p_1 \cdot V_1^\gamma = p_2 \cdot V_2^\gamma \leftrightarrow p_1 \cdot v_1^\gamma = p_2 \cdot v_2^\gamma$$

Como se conoce la relación de compresión, se puede calcular p_2 :

$$p_2 = p_1 \cdot \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^\gamma = p_1 \cdot (rc)^\gamma = 1 \cdot (9)^{1,4} = 21,67 \text{ bar}$$

Asimismo, se puede hallar la temperatura en el punto 2, dado que la evolución es isentrópica y se supone gas ideal con c_p constante:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \rightarrow T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = 288,15 \cdot \left(\frac{21,67}{1} \right)^{\frac{0,4}{1,4}} = 693,9 \text{ K}$$

El cálculo de la temperatura del punto 2 se podría haber hecho a través del cálculo del volumen específico de la siguiente forma:

$$v_2 = v_1 / rc = 0,091 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\frac{p_1 \cdot v_1}{T_1} = \frac{p_2 \cdot v_2}{T_2} \rightarrow T_2 = T_1 \cdot \frac{p_2 \cdot v_2}{p_1 \cdot v_1} = 693,9 \text{ K}$$

Punto 3:

La presión del punto 3 se conoce del enunciado, y se sabe que el proceso 2→3 es un aporte de calor a volumen constante. Por tanto se tiene:

$$\frac{p_3}{T_3} = \frac{p_2}{T_2} \rightarrow T_3 = T_2 \cdot \frac{p_3}{p_2} = 4802,5 \text{ K}$$

La temperatura calculada se corresponde con la máxima temperatura del ciclo de aire a volumen constante. Se observa, su valor es excesivamente alto, y sería inadmisibles para el motor real. En la realidad, la temperatura alcanzada en la combustión es de unos 2000 °C. La presión del punto 3 también es elevada, ya que en los ciclos reales no se suele llegar a los 100 bar.

El calor aportado por unidad de masa se puede calcular a partir del primer principio aplicado al proceso, sabiendo que es un proceso a volumen constante y, por tanto, en ausencia de trabajo:

$$\Delta u = q - w \rightarrow c_v \cdot (t_3 - t_2) = c_v \cdot (T_3 - T_2) = q - 0$$

$$q_{2 \rightarrow 3} = 2934,7 \text{ kJ / kg}$$

donde se ha tenido en cuenta de nuevo que $c_p/c_v = \gamma$, por lo que resulta

$$c_v = 0,714 \text{ kJ}/(\text{kg K}).$$

Punto 4:

La evolución 3→4 se considera, de nuevo, adiabática y reversible en el ciclo teórico. Por tanto, la presión y la temperatura se calculan de la siguiente forma:

$$p_4 = p_3 \cdot \left(\frac{v_3}{v_4} \right)^\gamma = p_3 \cdot \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^\gamma = 150 \cdot (1/rc)^{1,4} = 6,92 \text{ bar}$$

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \rightarrow T_4 = T_3 \cdot \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = 1994,2 \text{ K}$$

Se observa que la temperatura es igualmente demasiado alta comparada con las reales, que toman el valor de aproximadamente 400-500 °C.

1.5.2. Ciclo de aire equivalente de presión limitada

El ciclo de aire equivalente de presión constante es el ciclo teórico que se utiliza para estudiar los *MEC*. Se reitera que es un ciclo equivalente, idealizado, por el que solo evoluciona aire durante todo el ciclo y cuyo objetivo es evaluar cualitativamente el comportamiento de un *MEC* y no su simulación de forma precisa. En este caso, mantiene en común con el ciclo real las mismas características mencionadas para el ciclo de volumen constante (es decir, la sucesión de los procesos, la relación de compresión volumétrica, la energía aportada por unidad de masa y la presión y la temperatura al inicio de la compresión). Además, se mantiene también la presión máxima que se alcanza en la combustión.

Las simplificaciones son las mismas que se adoptaban en el ciclo de volumen constante excepto que el aporte de calor (equivalente al proceso de combustión) no se considera instantáneo sino que se realiza en dos etapas: la primera a volumen constante y la segunda a presión constante

(igual a la presión máxima del proceso real). Esta última simplificación se adopta para asemejar mejor el ciclo teórico al real, ya que, como se verá en el capítulo de combustión en los *MEC*, la combustión se realiza en tres fases; las dos primeras son rápidas y se puede suponer, en el ciclo teórico, que suceden a volumen constante mientras que la tercera es más larga y se produce junto con la expansión.

De esa forma, los procesos que considera el ciclo de aire de presión limitada son los siguientes: el proceso de compresión (1→2) adiabático y sin rozamiento, el de aporte de calor (2→3b) que se realiza en las dos etapas descritas, la expansión (3b→4) adiabática y sin rozamiento y el escape espontáneo (4→1) a volumen constante. El diagrama p - V se representa en la figura 1.20:

Como se considera que el aporte de calor sucede en dos etapas se deben definir los siguientes parámetros:

$$\text{Grado de aporte de calor a volumen constante: } \alpha = \frac{p_3}{p_2} \geq 1 \quad [1.37]$$

$$\text{Grado de aporte de calor a presión constante: } \beta = \frac{V_{3b}}{V_{3a}} \geq 1 \quad [1.38]$$

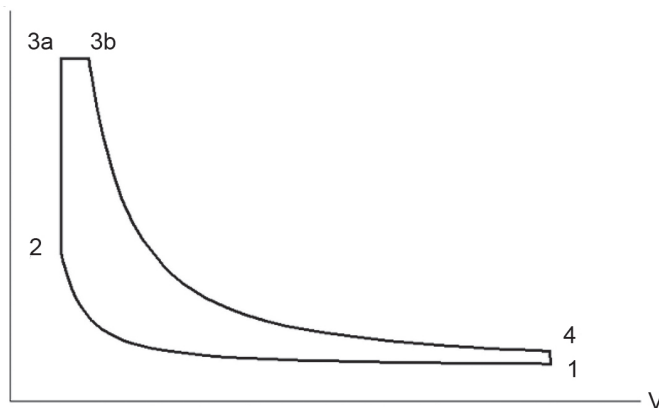


Figura 1.20. Diagrama p - V del ciclo de aire equivalente de presión limitada.

Cuando el grado de aporte de calor a volumen constante toma el valor unidad, el ciclo se denomina ciclo de aire de presión constante, y se puede

emplear para analizar cualitativamente motores diesel muy lentos (aplicaciones marinas o producción de energía eléctrica).

Cálculo del trabajo y del rendimiento térmico del ciclo teórico

El rendimiento térmico del ciclo se define como el trabajo producido dividido por el calor aportado, es decir:

$$\eta_{id} = \frac{W_{id}}{Q_{2 \rightarrow 3b}} = \frac{w_{id}}{q_{2 \rightarrow 3b}} = \frac{w_{id}}{F \cdot H_C} \quad [1.39]$$

El trabajo producido se podría calcular, al igual que en el ciclo de volumen constante, como la diferencia entre el trabajo de expansión menos el de compresión. Sin embargo, en este caso es más sencillo calcularlo aplicando el balance de energía al ciclo completo:

$$\Delta U_{ciclo\ completo} = 0 \rightarrow W_{id} = Q_{2 \rightarrow 3b} - Q_{4 \rightarrow 1} \quad [1.40]$$

Teniendo en cuenta que $Q_{2 \rightarrow 3b} = Q_{2 \rightarrow 3a} + Q_{3a \rightarrow 3b}$, que se aportan a volumen constante y a presión constante respectivamente, y que $Q_{4 \rightarrow 1}$ se cede a volumen constante, la expresión [1.39] se puede escribir⁸:

$$\begin{aligned} \eta_{id} &= \frac{Q_{2 \rightarrow 3a} + Q_{3a \rightarrow 3b} - Q_{4 \rightarrow 1}}{Q_{2 \rightarrow 3a} + Q_{3a \rightarrow 3b}} = 1 - \frac{Q_{4 \rightarrow 1}}{Q_{2 \rightarrow 3a} + Q_{3a \rightarrow 3b}} = \\ &= 1 - \frac{c_v \cdot (T_4 - T_1)}{c_v \cdot (T_{3a} - T_2) + c_p \cdot (T_{3b} - T_{3a})} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_{3a} - T_2 + \gamma \cdot (T_{3b} - T_{3a})} \end{aligned} \quad [1.41]$$

Teniendo en cuenta que los procesos 1→2 y 3b→4 son isentrópicos, que los procesos 2→3a y 4→1 son isócoros y que el proceso 3a→3b es isóbaro, la ecuación anterior se puede expresar en función de la relación de compresión volumétrica y los parámetros α y β :

$$\eta_{id} = 1 - \frac{1}{r^{\gamma-1}} \cdot \frac{\alpha \cdot \beta^\gamma - 1}{\alpha - 1 + \gamma \cdot \alpha \cdot (\beta - 1)} \quad [1.42]$$

⁸ $Q_{vcte} = m \cdot c_v \cdot \Delta T$ y $Q_{pcte} = m \cdot c_p \cdot \Delta T$

Esta expresión sirve para hallar las tendencias fundamentales que sigue el rendimiento térmico de los MEC. Las conclusiones más importantes son las siguientes:

1. Para un calor aportado dado ($m_f H_C = Q_{2 \rightarrow 3b} = cte$) y una relación de compresión volumétrica dada, el rendimiento es mayor cuanto mayor es α (y, por tanto, cuanto menor es β). Esta conclusión se puede extraer, de nuevo, tanto desde el análisis de la ecuación [1.42] como desde el diagrama $T-s$. Efectivamente, como se ve en la figura 1.21, manteniendo el calor aportado al ciclo (área por debajo de los procesos $2 \rightarrow 3b$ y $2' \rightarrow 3b'$) y la relación de compresión volumétrica, cuanto mayor es α ($\frac{p_{3a'}}{p_2} > \frac{p_{3a}}{p_2}$) el calor que se cede al ambiente, equivalente al área por debajo de los procesos $4 \rightarrow 1$ y $4' \rightarrow 1'$, es menor y, por tanto, el rendimiento es mayor.

Lo anterior significa, como se ve en la misma figura, que el rendimiento aumenta conforme aumenta la presión máxima. Por ese motivo se tiende a diseñar los MEC con una presión máxima elevada, aunque se debe limitar (actualmente a unos 200 bar) por razones de resistencia mecánica, resistencia térmica y ruido. Igualmente, se puede decir que el rendimiento aumenta cuando la combustión es más rápida.

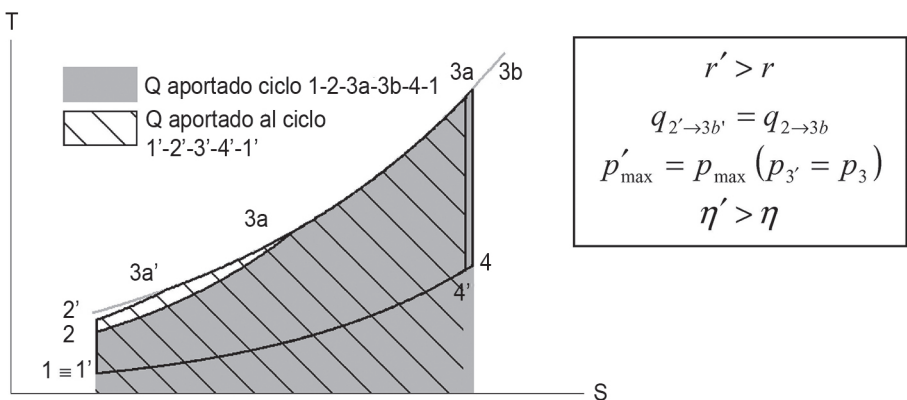


Figura 1.21. Diagrama $T-s$ de dos ciclos de diferente α y β e igual calor aportado y r .

2. Para un calor aportado dado y una presión máxima limitada dada, el rendimiento aumenta conforme crece la relación de compresión. En la figura 1.22 se analizan dos casos en los que se mantiene el calor aportado y la presión máxima de combustión. La explicación termodinámica se puede razonar de forma similar al caso anterior.

Dicho crecimiento es menos significativo conforme se continúa aumentando la relación de compresión (figura 1.23), por lo que no se suele llegar al caso extremo de $\alpha = 1$.

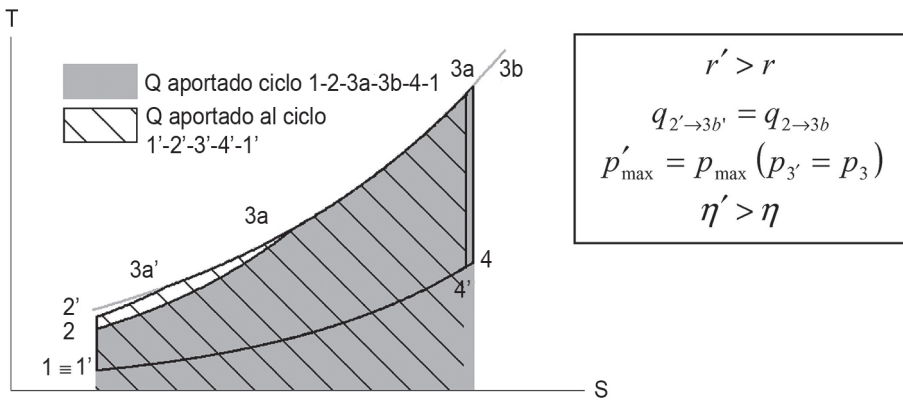


Figura 1.22. Diagrama T-s de dos ciclos de distinta r e igual calor aportado y presión máxima.

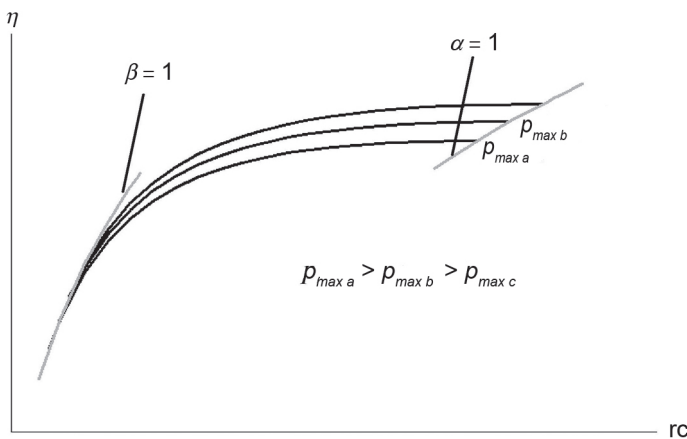


Figura 1.23. Variación del rendimiento térmico en función de r .

La razón por la que no se llega al ciclo extremo de $\alpha = 1$ se debe a que, a la hora de maximizar el rendimiento termodinámico real del motor (no el teórico), no sólo influye la relación de compresión, sino que también influyen otros parámetros que determinan la evolución del proceso de combustión (como, por ejemplo, el ángulo de avance de la inyección, el tiempo de retraso o la ley de inyección, que se estudiarán en el capítulo 2) que modifican el comportamiento predicho por el modelo teórico.

3. Para una relación de compresión constante y una presión máxima dada, si se aumenta el calor aportado (equivalente a inyectar combustible durante más tiempo), el grado de aporte de calor a presión constante (β) aumenta y el rendimiento térmico disminuye (este comportamiento se justifica sobre el diagrama $T-s$ porque las líneas de presión constante 3a-3b tiende a converger con la de volumen constante 4-1, resultando que la relación de temperaturas de aporte y cesión de calor disminuye. También se puede deducir de la expresión 1.42. Estas condiciones se dan en los motores reales al aumentar el grado de carga del motor. El comportamiento predicho por el modelo teórico se manifiesta también en el motor real, aún incluso más acusado ya que la combustión se dificulta al aumentar la inyección de combustible y, además, el valor de γ disminuye al ser la mezcla global más rica, lo que contribuye también a la disminución del rendimiento.

El rendimiento de un MEC mejora conforme se aumenta la presión máxima y conforme se disminuye el dosado. Para una presión máxima dada, el rendimiento aumenta conforme crece la relación de compresión.

Cálculo del trabajo y del rendimiento indicado:

Al igual que en el caso del ciclo de volumen constante, para el ciclo de presión limitada se define el coeficiente de calidad del ciclo como la relación entre el rendimiento indicado y el rendimiento termodinámico del ciclo teórico.

$$K = \frac{\eta_i}{\eta_{id}} = \frac{W_i}{W_{id}} \quad [1.43]$$

EJEMPLO 1.5

De un ciclo de aire de presión limitada a 180 bar se conocen los siguientes datos:

- las condiciones del aire al inicio del ciclo 288,15 K y 1 bar
- temperatura al finalizar el proceso de compresión 875 K
- el grado de aporte de calor a presión constante 1,2
- las propiedades del aire $c_p = 1 \text{ kJ/kg}$, $\gamma = 1,4$

Se pide calcular la relación de compresión, el grado de aporte de calor a volumen constante, el calor aportado a volumen constante y a presión constante y el trabajo específico producido por el ciclo.

SOLUCIÓN:

Relación de compresión:

Para hallar la relación de compresión, es preciso conocer los puntos 1 y 2 del ciclo. De los datos del se sabe del punto 1 que:

$$T_1 = 288,15 \text{ K} \quad p_1 = 1 \text{ bar}$$

Y del punto 2 se conoce la temperatura y que ha sido obtenido mediante un proceso isentrópico desde el punto 1. Por tanto se cumple:

$$p_1 \cdot v_1^\gamma = p_2 \cdot v_2^\gamma \Leftrightarrow \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \Leftrightarrow \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{\gamma-1}$$

Las igualdades anteriores son válidas en procesos isentrópicos para gases ideales de c_p constante. Utilizando la última igualdad de las mostradas, que relaciona la temperatura y el volumen específico se tiene:

$$rc = \frac{v_1}{v_2} = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{1}{\gamma-1}} = 16,1 : 1$$

Al igual que en el ejemplo 1.4, la presión en el punto 2 se puede calcular con la segunda de las igualdades indicadas para los procesos isentrópicos:

$$p_2 = p_1 \cdot \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = 48,8 \text{ bar}$$

Grado de aporte de calor a volumen constante:

El grado de aporte de calor a volumen constante se define como $\alpha = p_3/p_2$. Por tanto, resulta:

$$\alpha = \frac{p_3}{p_2} = \frac{180}{48,8} = 3,69$$

Calor aportado a volumen constante y a presión constante:

El calor aportado a volumen constante tiene lugar en el proceso 2→3a. Aplicando el Primer Principio, se tiene:

$$\Delta u = q_{2 \rightarrow 3a} - w \rightarrow c_v \cdot (t_{3a} - t_2) = c_v \cdot (T_{3a} - T_2) = q_{2 \rightarrow 3a} - 0$$

Como se observa, resulta necesario calcular la temperatura del punto 3a. Al ser el proceso isócoro:

$$\frac{p_3}{T_{3a}} = \frac{p_2}{T_2} \rightarrow T_{3a} = T_2 \cdot \frac{p_3}{p_2} = 3227,9 \text{ K}$$

$$q_{2 \rightarrow 3a} = c_v \cdot (T_{3a} - T_2) = 0,714 \cdot (3227,9 - 875) = 1680,6 \text{ kJ / kg}$$

Donde el calor específico a volumen constante se ha hallado mediante el calor específico a presión constante y la relación entre calores específicos γ .

Del enunciado se sabe que $\beta = 1,2$, por lo que se puede calcular la temperatura del punto 3b, sabiendo que el proceso 3a→3b es isóbaro:

$$\frac{T_{3b}}{T_{3a}} = \frac{v_{3b}}{v_{3a}} \rightarrow T_{3b} = T_{3a} \cdot \beta = 3873,5 \text{ K}$$

Se observa, de nuevo, que la temperatura al final del proceso de combustión es muy alta comparada con las temperaturas reales, cercanas a 2000 °C.

El calor aportado a un sistema cerrado a presión constante coincide con el salto entálpico. Por tanto:

$$\Delta u = q_{3a \rightarrow 3b} - w$$

$$q_{3a \rightarrow 3b} = \Delta u + p_3 \cdot \Delta v = (u_{3b} + p_3 \cdot v_{3b}) - (u_{3a} + p_3 \cdot v_{3a}) = \Delta h$$

$$q_{3a \rightarrow 3b} = \Delta h = c_p \cdot (t_{3b} - t_{3a}) = c_p \cdot (T_{3b} - T_{3a}) = 645,6 \text{ kJ / kg}$$

Desarrollo que es solo válido si el proceso es isóbaro y se supone gas ideal con c_p constante.

El calor aportado total sería la suma de los dos:

$$q_{2 \rightarrow 3b} = q_{2 \rightarrow 3a} + q_{3a \rightarrow 3b} = 2326,2 \text{ kJ/kg}$$

Cálculo del trabajo del ciclo:

Para calcular el trabajo que se obtiene del ciclo de presión limitada se puede aplicar el Primer Principio al ciclo completo:

$$\Delta U_{ciclo} = 0 = Q_{ciclo} - W_{id}$$

$$Q_{ciclo} = W_{id} \rightarrow q_{2 \rightarrow 3b} - q_{4 \rightarrow 1} = w_{id}$$

Para calcular el calor cedido en el proceso 4→1 es necesario conocer el estado térmico del aire en el punto 4. El volumen específico es el mismo que en el punto 1 y se sabe que el proceso desde el punto 3b hacia 4 isentrópico:

$$p_4 = p_{3b} \cdot \left(\frac{v_{3b}}{v_4} \right)^\gamma = p_{3b} \cdot \left(\frac{v_2 \cdot \beta}{v_1} \right)^\gamma = p_{3b} \cdot \left(\frac{\beta}{rc} \right)^\gamma = 180 \cdot \left(\frac{1,2}{16,1} \right)^{1,4} = 4,76 \text{ bar}$$

$$\frac{p_1}{T_1} = \frac{p_4}{T_4} \rightarrow T_4 = T_1 \cdot \frac{p_4}{p_1} = 1372,1 \text{ K}$$

La temperatura de escape es también, en este caso, muy elevada comparada con las reales.

Como el proceso 4→1 es isócoro, el calor cedido es:

$$q_{4 \rightarrow 1} = c_v \cdot (T_4 - T_1) = 0,714 \cdot (1372,1 - 288,15) = 774,2 \text{ kJ / kg}$$

Finalmente:

$$w_{id} = q_{2 \rightarrow 3b} - q_{4 \rightarrow 1} = 2326,2 - 774,2 = 1552,0 \text{ kJ / kg}$$

EJEMPLO 1.6

De un motor de 1998 cm³ de cilindrada, cuatro cilindros y cuatro tiempos se desarrollan dos versiones; una de gasolina con una relación de compresión 9:1 y otra de gasóleo con una relación de compresión de 19:1. La temperatura y la presión ambiental son, respectivamente, 15 °C y 0,90 bar. Si se supone que las condiciones de entrada en la admisión de los motores son exactamente las ambientales se propone calcular la temperatura y presión en cada punto de los ciclos teóricos de aire equivalente para cada motor, así como el trabajo indicado de dichos ciclos, el rendimiento y la potencia que se obtendría si ambos motores trabajasen a 3000 min⁻¹ siendo los rendimientos volumétricos del 80% para el MEP y 90% para el MEC.

Si las potencias efectivas reales de los motores son 60 kW para el de gasolina y 55 kW para el de gasóleo se pide determinar los coeficientes de calidad del ciclo sabiendo que los rendimientos mecánicos son 90% para el MEP y 92% para el MEC.

Datos adicionales: Dosado relativo del motor de gasolina: $F_R = 1$. Dosado relativo del motor de gasóleo $F_R = 0,7$. Fórmula equivalente de la gasolina y el gasóleo: C_7H_{14} y $C_{16}H_{28}$, respectivamente. Poder calorífico de la gasolina: 42000 kJ/kg. Poder calorífico del gasóleo: 42500 kJ/kg. Calor específico del aire: 1 kJ/(kg K). Relación entre calores específicos del aire: 1,4. Presión máxima de combustión en el MEC: 140 bar.

SOLUCIÓN:

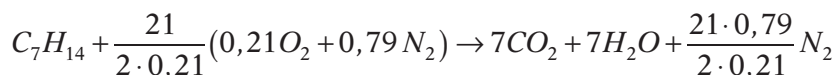
Realizando los cálculos análogos a los del ejemplo 1.1 se puede calcular la cilindrada unitaria y el volumen de las cámaras de combustión en las dos versiones del motor, que en este caso quedan:

$$V_D = 499,5 \text{ cm}^3$$

$$V_{C \text{ gasolina}} = 62,44 \text{ cm}^3$$

$$V_{C \text{ gasóleo}} = 27,75 \text{ cm}^3$$

A continuación se calcula el dosado de ambos motores, que posteriormente será necesario para calcular el calor aportado al ciclo en el proceso de combustión. A tal efecto, se debe hallar el dosado estequiométrico, calculando la cantidad de aire que hace falta para quemar cada kg de combustible. En el caso de la combustión de la gasolina, la reacción directa de combustión es:



Según la reacción, son necesarios

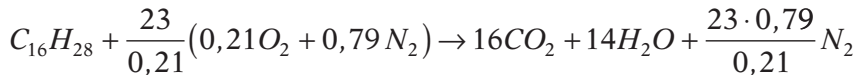
$$\frac{21}{2 \cdot 0,21} \cdot (0,21 \cdot 32 + 0,79 \cdot 28) = 1442 \text{ g}$$

de aire por cada $7 \cdot 12 + 14 = 98$ g de gasolina. Por tanto, el dosado estequiométrico para el motor de gasolina vale:

$$F_e = \left(\frac{m_f}{m_a} \right)_{esteq} = \frac{98}{1442} = \frac{1}{14,7}$$

El dosado del motor es el estequiométrico al ser $F_R = 1$.

En cuanto a la reacción del gasóleo se tiene:



El dosado estequiométrico es, en este caso:

$$F_e = \left(\frac{m_f}{m_a} \right)_{esteq} = \frac{16 \cdot 12 + 28}{\frac{23}{0,21} \cdot (0,21 \cdot 32 + 0,79 \cdot 28)} = \frac{220}{3158,7} = \frac{1}{14,4}$$

y, al ser $F_R = 0,7$, el dosado del motor es $F = 0,7 \cdot 1/14,4 = 0,0488$ ($\sim 1/20,5$).

Cálculo de la versión de gasolina:

La versión del motor que emplea gasolina como combustible será un MEP, por lo que el ciclo teórico equivalente será el ciclo de aire de volumen constante.

El diagrama p - V que sigue dicho ciclo se representa en la figura 1.17, y se desea saber la presión y la temperatura en cada uno de los puntos que aparecen en la figura.

Punto 1:

De los datos del ejemplo se sabe que:

$$T_1 = 15 + 273,15 = 288,15 \text{ K} \qquad p_1 = 0,90 \text{ bar}$$

Punto 2:

El proceso 1→2 en el ciclo teórico se supone adiabático y sin rozamiento, por lo que la evolución del aire es isentrópica:

$$p_1 \cdot V_1^\gamma = p_2 \cdot V_2^\gamma$$

donde

$$V_1 = V_D + V_C = 499,5 + 62,44 = 561,94 \text{ cm}^3 \quad \text{y} \quad V_2 = V_C = 62,44 \text{ cm}^3$$

Conocidos la presión en el punto 1 y los volúmenes V_1 y V_2 se despeja el valor de p_2 :

$$p_2 = p_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^\gamma = 0,9 \cdot \left(\frac{561,94}{62,44} \right)^{1,4} = 19,51 \text{ bar}$$

Por su parte, la temperatura del punto 2 se puede calcular usando la ecuación de los gases perfectos:

$$\frac{p_1 \cdot V_1}{T_1} = \frac{p_2 \cdot V_2}{T_2} \rightarrow T_2 = T_1 \cdot \frac{p_2 \cdot V_2}{p_1 \cdot V_1} = 288,15 \cdot \frac{19,51 \cdot 62,44}{0,9 \cdot 561,94} = 693,93 \text{ K}$$

Punto 3:

El proceso 2→3 se considera un aporte de calor a volumen constante, por tanto, aplicando el Primer Principio de la termodinámica se obtiene la temperatura del punto 3:

$$\Delta u = c_v \cdot (T_3 - T_2) = q$$

$$T_3 = T_2 + \frac{q}{c_v}$$

De los cálculos realizados anteriormente se conoce el dosado del motor, por lo que se puede calcular el calor aportado en cada ciclo:

$$q = \frac{Q_{2 \rightarrow 3}}{m_a} = \frac{m_f \cdot H_C}{m_a} = F \cdot H_C = \frac{42000}{14,7} = 2857,1 \text{ kJ / kg}$$

Para calcular c_v se deben utilizar la siguiente relación:

$$c_v = \frac{c_p}{\gamma} = 0,714 \text{ kJ} / (\text{kg} \cdot \text{K})$$

Finalmente, la temperatura T_3 queda:

$$T_3 = T_2 + \frac{q}{c_v} = 693,93 + \frac{2857,1}{0,714} = 4695,53 \text{ K} \rightarrow t_3 = 4422,38^\circ \text{C}$$

Como se dijo en el ejemplo 1.4, la temperatura obtenida es la correspondiente al ciclo teórico equivalente y se observa que su valor es excesivamente alto.

La presión se puede calcular utilizando de nuevo la ecuación de los gases ideales, aplicado en este caso a un proceso isócoro:

$$\frac{p_2 \cdot V_2}{T_2} = \frac{p_3 \cdot V_3}{T_3} \rightarrow p_3 = p_2 \cdot \frac{T_3}{T_2} = 19,51 \cdot \frac{4695,53}{693,93} = 132,02 \text{ bar}$$

Punto 4:

La evolución 3→4 se considera, de nuevo, adiabática y reversible en el ciclo teórico. La presión y la temperatura son las siguientes:

$$p_4 = p_3 \cdot \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^\gamma = 132,02 \cdot \left(\frac{62,44}{561,94} \right)^{1,4} = 6,09 \text{ bar}$$

$$\frac{p_3 \cdot V_3}{T_3} = \frac{p_4 \cdot V_4}{T_4} \rightarrow T_4 = T_3 \cdot \frac{p_4 \cdot V_4}{p_3 \cdot V_3} = 4695,53 \cdot \frac{6,09 \cdot 561,94}{132,02 \cdot 62,44} = 1949,35 \text{ K}$$

Se observa de nuevo que la temperatura es igualmente demasiado alta comparada con las reales, que toman el valor de aproximadamente 400-500 °C.

Cálculo del trabajo, del rendimiento y de la potencia

El trabajo que se obtiene según el ciclo teórico es el trabajo desarrollado en la expansión menos el invertido en la compresión:

$$w_{id} = w_{3 \rightarrow 4} - w_{1 \rightarrow 2} = c_v \cdot (t_3 - t_4) - c_v \cdot (t_2 - t_1) = c_v \cdot (T_3 - T_4) - c_v \cdot (T_2 - T_1)$$

$$w_{id} = 0,714 \cdot (4695,53 - 1949,35 - 693,93 + 288,15) = 1671,05 \text{ kJ} / \text{kg}$$

Por otro lado, el rendimiento toma el siguiente valor:

$$\eta_{id} = \frac{w_{id}}{q_{2 \rightarrow 3}} = \frac{c_v \cdot (T_3 - T_4) - c_v \cdot (T_2 - T_1)}{c_v \cdot (T_3 - T_2)} = 0,585$$

cuyo valor es extraordinariamente alto al tratarse de un ciclo ideal.

Finalmente, la potencia que desarrollaría el motor según dicho ciclo sería:

$$N_{id} = W_{id} \cdot z \cdot i \cdot n = m_a \cdot w_{id} \cdot z \cdot i \cdot n = \rho_1 \cdot V_D \cdot \eta_v \cdot w_{id} \cdot z \cdot i \cdot n$$

Donde se tiene en cuenta que el fluido que evoluciona según el ciclo teórico es exclusivamente aire, que llena el cilindro completamente en el proceso de admisión. Se advierte igualmente que las unidades empleadas para el régimen de giro en la expresión anterior son 1/s.

Para calcular la densidad en el punto 1 es preciso conocer la constante R del aire:

$$R = c_p - c_v = 0,286 \text{ kJ}/(\text{kg K})$$

$$\frac{p_1}{\rho_1} = RT_1 \rightarrow \rho_1 = 1,093 \text{ kg}/\text{m}^3$$

Y la potencia queda:

$$N_{id} = 1,093 \cdot 499,5 \cdot 10^{-6} \cdot 0,8 \cdot 1671,05 \cdot 4 \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{3000}{60} = 72,99 \text{ kW}$$

Cálculo de la versión de gasóleo

La versión de gasóleo será un MEC, siendo el ciclo de aire de presión limitada el ciclo teórico empleado en su estudio. La presión máxima de combustión, como cita el enunciado, es 140 bar.

El diagrama que representa el ciclo de presión limitada se ilustra en la figura 1.20.

Punto 1:

$$T_1 = 15 + 273,15 = 288,15 \text{ K} \quad p_1 = 0,90 \text{ bar}$$

Punto 2:

El proceso 1→2 se considera adiabático y sin rozamiento. Análogamente al caso del MEP, la presión y la temperatura son:

$$p_2 = p_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^\gamma = 0,9 \cdot \left(\frac{527,25}{27,75} \right)^{1,4} = 55,53 \text{ bar}$$

$$T_2 = T_1 \cdot \frac{p_2 \cdot V_2}{p_1 \cdot V_1} = 288,15 \cdot \frac{55,53 \cdot 27,75}{0,9 \cdot 527,25} = 935,66 \text{ K}$$

donde se ha tenido en cuenta que $V_1 = V_D + V_C = 499,5 + 27,75 = 527,25 \text{ cm}^3$ y que $V_2 = V_C = 27,75 \text{ cm}^3$.

Punto 3a:

Del punto 3^a se conoce la presión, que será la máxima del ciclo, es decir:

$$P_{3a} = 140 \text{ bar}$$

La temperatura se calcula mediante la siguiente expresión:

$$T_{3a} = T_2 \cdot \frac{p_{3a} \cdot V_{3a}}{p_2 \cdot V_2} = 935,66 \cdot \frac{140}{55,53} = 2359,12 \text{ K}$$

Punto 3b:

Para llegar a la temperatura anterior se ha necesitado invertir

$$q_{2 \rightarrow 3a} = c_v \cdot (T_{3a} - T_2) = 0,714 \cdot (2359,12 - 935,73) = 1016,76 \text{ kJ / kg} .$$

Como el calor aportado por el combustible es

$$q_{2 \rightarrow 3b} = F \cdot H_C = \frac{42500}{20,5} = 2073,17 \text{ kJ / kg} ,$$

el calor que resta por introducir es:

$$q_{3a \rightarrow 3b} = q_{2 \rightarrow 3b} - q_{2 \rightarrow 3a} = 2073,17 - 1016,76 = 1056,41$$

El proceso 3a→3b, por definición, es isóbaro. La presión es constante e igual a 140 bar y la temperatura en el punto 3b se calcula mediante la siguiente expresión:

$$q_{3a \rightarrow 3b} = h_{3b} - h_{3a} = c_p \cdot (t_{3b} - t_{3a}) = c_p \cdot (T_{3b} - T_{3a})$$

$$T_{3b} = T_{3a} + \frac{q_{3a \rightarrow 3b}}{c_p} = 2359,12 + \frac{1056,41}{1} = 3415,53 \text{ K}$$

Se observa, al igual que en el caso anterior, que la temperatura máxima alcanzada es muy elevada. Esto se debe a que el ciclo empleado es un ciclo teórico idealizado. No obstante, la temperatura en el ciclo de presión limitada es menor que en el ciclo de volumen constante, ya que parte del aporte de calor tiene lugar durante la carrera de expansión, lo que atenúa en parte el aumento de temperatura.

El volumen del cilindro en el punto 3b se calcula a continuación:

$$\frac{p_{3a} \cdot V_{3a}}{T_{3a}} = \frac{p_{3b} \cdot V_{3b}}{T_{3b}} \quad V_{3b} = V_{3a} \cdot \frac{T_{3b}}{T_{3a}} = 27,75 \cdot \frac{3415,53}{2359,12} = 40,18 \text{ cm}^3$$

Punto 4:

Por último, la evolución entre el punto 3b y 4 se considera adiabática reversible, por lo que la presión y la temperatura son:

$$p_4 = p_{3b} \cdot \left(\frac{V_{3b}}{V_4} \right)^\gamma = 140 \cdot \left(\frac{40,18}{527,25} \right)^{1,4} = 3,81 \text{ bar}$$

$$\frac{p_{3b} \cdot V_{3b}}{T_{3b}} = \frac{p_4 \cdot V_4}{T_4} \rightarrow T_4 = T_{3b} \cdot \frac{p_4 \cdot V_4}{p_{3b} \cdot V_{3b}} = 3415,53 \cdot \frac{3,81 \cdot 527,25}{140 \cdot 40,18} = 1219,72 \text{ K}$$

De nuevo, la temperatura de escape es muy elevada por las razones ya apuntadas.

Cálculo del trabajo, del rendimiento y de la potencia

Para calcular el trabajo que se obtiene del ciclo de presión limitada se puede aplicar el Primer Principio al ciclo completo:

$$\Delta U_{\text{ciclo}} = 0 = Q_{\text{ciclo}} - W_{id}$$

$$Q_{\text{ciclo}} = W_{id} \rightarrow q_{2 \rightarrow 3b} - q_{4 \rightarrow 1} = w_{id}$$

$$w_{id} = F \cdot H_C - c_v \cdot (t_4 - t_1) = 2073,17 - 0,714 \cdot (1219,72 - 288,15) = 1408,03 \text{ kJ / kg}$$

El rendimiento se calcula dividiendo el trabajo entre el calor aportado al ciclo:

$$\eta_{id} = \frac{w_{id}}{q_{2 \rightarrow 3b}} = \frac{1408,03}{2073,17} = 0,679$$

Como se observa, el rendimiento vuelve a ser extraordinariamente alto, debido a que se trata del ciclo teórico. Estos ciclos, como se dijo en el texto, sólo sirven para extraer conclusiones cualitativas y no cuantitativas, ya que los resultados se alejan bastante de la realidad.

La potencia se obtiene como en el caso del MEP:

$$N = 1,093 \cdot 499,5 \cdot 10^{-6} \cdot 0,90 \cdot 1408,03 \cdot 4 \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{3000}{60} = 69,18 \text{ kW}$$

Cálculo de los coeficientes de calidad

El coeficiente de calidad del ciclo equivalente se define como el cociente entre el trabajo indicado y el trabajo obtenido por el ciclo teórico. Para cada una de las versiones del motor es el siguiente:

$$\text{MEC: } K = \frac{W_i}{W_{id}} = \frac{N_i}{N_{id}} = \frac{N_e / \eta_m}{N_{id}} = \frac{60 / 0,90}{72,99} = 0,91$$

$$\text{MEC: } K = \frac{W_i}{W_{id}} = \frac{N_i}{N_{id}} = \frac{N_e / \eta_m}{N_{id}} = \frac{55 / 0,92}{69,18} = 0,86$$

1.6. OTROS MOTORES VOLUMÉTRICOS

Aunque no son objeto de estudio en el presente texto, a lo largo de la historia de los motores térmicos han existido numerosos otros tipos distintos de los aquí estudiados (que son los mayoritariamente empleados). Entre ellos cabe destacar los que se mencionan a continuación.

El antecedente más cercano a los motores de combustión interna alternativos, que coexistió con las últimas máquinas de vapor, fue el motor de Lenoir (mediado el siglo XIX). Dicho motor deflagraba una mezcla de aire y combustible (gas de hulla) gracias a una chispa eléctrica para producir una carrera de trabajo, pero sin carrera de compresión previa a la combustión, lo que se conoce por motor atmosférico. Por ese motivo el rendimiento alcanzado era inferior al de las máquinas de vapor contemporáneas, que ya habían sido muy mejoradas a lo largo de su historia.

Simultáneamente al motor de Lenoir, también se desarrollaron y utilizaron motores denominados de aire caliente, siendo los más relevantes los motores Stirling y Ericsson. Estos motores son también alternativos, pero de combustión externa y con aire como fluido en todos los procesos, y tratan de seguir los ciclos termodinámicos denominados con esos mismos nombres.

El ciclo Stirling es un ciclo termodinámico que consiste en dos isocoras y dos isotermas. Ese ciclo, si se hace regenerativo, permite alcanzar el rendimiento de Carnot entre las temperaturas máxima y mínima. El motor Stirling (figura 1.24), que trata de seguir dicho ciclo regenerativo, consiste en dos cámaras supuestamente isotermas. A una de las cámaras se le aporta calor de forma continua, que se transfiere al aire (u otro gas) que hay en su interior. Como consecuencia y en conjunto con la acción de un émbolo, el aire se expande y se dirige hacia la otra cámara, refrigerada. Con la cesión de calor en esta cámara, el aire se contrae y, con la ayuda de otro émbolo, se vuelve a dirigir a la cámara caliente. El aire, en su camino desde la cámara caliente a la fría, cede calor a un regenerador que luego pre-calienta el aire enfriado que se dirige desde la cámara fría a la caliente. A día de hoy, los motores Stirling se emplean minoritariamente para aplicaciones de cogeneración y también en sistemas de discos parabólicos alimentados con energía solar.

Por otro lado, el ciclo Ericsson consiste en dos procesos isóbaros y dos isotermos. La materialización de este ciclo, el motor Ericsson, es similar al Stirling, con la diferencia de que en este caso es un motor de ciclo abierto en el que la admisión de aire y el escape (del aire del ciclo anterior) se realizan a presión atmosférica. El interés del ciclo Ericsson radica en que si se hace regenerativo, puede alcanzar el rendimiento del ciclo de Carnot entre las dos isotermas (como en el caso del ciclo Stirling) y es el antecedente del ciclo Joule-Brayton compuesto, que trata de aproximarse a él.

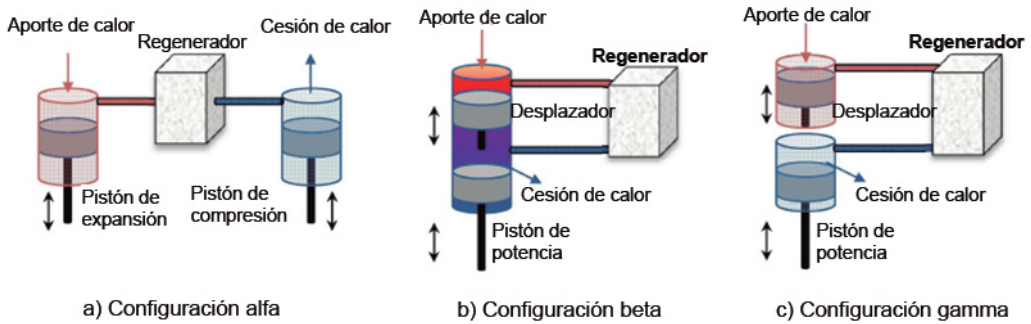


Figura 1.24. Esquema de funcionamiento de las configuraciones de motor Stirling usuales.

Otro ciclo a destacar es el ciclo Atkinson que, aunque ideado para un motor específico rotativo, puede ser implantado en los MCIA. Se caracteriza por tener una carrera de expansión mayor que la de compresión (figura 1.25). Si se mantiene la relación de compresión, se puede obtener mayor trabajo específico frente al mismo aporte de calor y el mismo trabajo de compresión, lo que da como resultado un aumento de rendimiento. Como contrapartida, la potencia específica es menor ya que, para una misma cilindrada, la carga de masa fresca del motor es menor. Algunos motores estacionarios, e incluso de automoción (vehículos híbridos), siguen este ciclo con la misma estructura que un MCIA pero con el diagrama de distribución convenientemente alterado. Una variante es el motor de ciclo Miller, idéntico a un motor alternativo de ciclo Atkinson pero sobrealimentado.

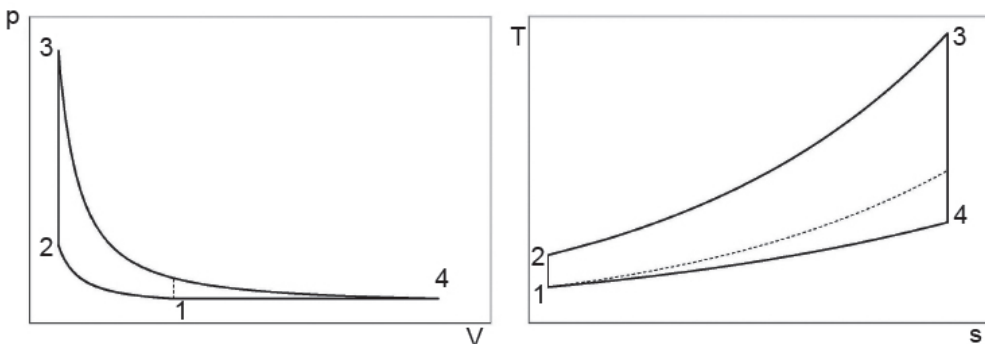


Figura 1.25. Gramas p-V y T-s de un ciclo Atkinson idealizado.

También se han comercializado en aplicaciones de automoción los motores Wankel (figura 1.26). Estos motores siguen un ciclo Otto pero en una disposición rotativa. El motor consiste en una cavidad con una forma particular, dentro de la cual se encuentra un rotor triangular (triángulo de Reuleaux), a modo de pistón rotativo, que está ubicado de manera excéntrica al eje del motor y que mueve al cigüeñal por medio de un engranaje cicloidal. La cavidad adopta la forma de la curva trocoide que describen los vértices del rotor.

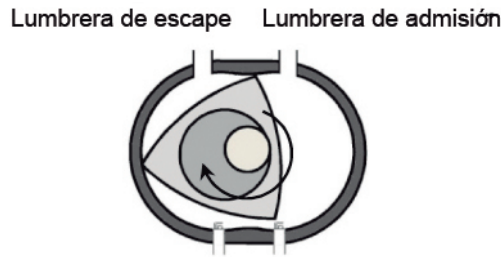


Figura 1.26. Esquema de un motor Wankel.

El rotor divide la cavidad en tres partes, en cada una de las cuales se encuentra un volumen de trabajo en una parte concreta del ciclo termodinámico. Con el movimiento del rotor, el gas se pone en contacto con las lumbreras de admisión y de escape, así como con la zona donde se encuentran las bujías que provocan la combustión y con zonas intermedias donde se produce la expansión y la compresión. Entre las ventajas de este tipo de motor se encuentran el mejor equilibrado de masas al no existir elementos con movimiento alternativo, el diseño compacto y una alta potencia específica. Como desventajas, el diseño geométrico desfavorable de la cámara de combustión, problemas de sellado, elevado consumo de aceite, altos gradientes térmicos, problemas de refrigeración y de emisión de hidrocarburos no quemados. Además no es muy apropiado para emplear con ciclos diesel.

CAPÍTULO 2
EL PROCESO DE COMBUSTIÓN EN MEP Y MEC.
EMISIONES CONTAMINANTES

Objetivos fundamentales del capítulo

- Estudiar la combustión en motores de encendido provocado:
 - Conocer cómo se realiza la combustión en este tipo de motores y qué requisitos tienen que cumplir los combustibles.
 - Estudiar qué es una deflagración, en qué consiste el encendido y qué es un frente de llama. Conocer la evolución de la presión y la temperatura de los gases quemados y de la mezcla no quemada. Estudiar qué se conoce como fracción de masa quemada.
 - Estudiar las fases de la combustión y los procesos que ocurren en cada una de ellas. Estudiar la velocidad del frente de llama.
 - Discutir cómo afecta el avance del encendido y saber en qué consiste una combustión centrada.
 - Estudiar los distintos tipos de combustión anormal en MEP. Estudiar los conceptos de combustión detonante o picado, el tiempo de retraso y el de índice de octano de un combustible. Conocer qué es el encendido superficial.
- Estudiar la combustión en motores de encendido por compresión:
 - Conocer cómo se realiza la combustión en este tipo de motores y qué requisitos tienen que cumplir los combustibles.
 - Estudiar el papel que juega la inyección. Conocer los tipos de inyección, saber qué es la ley de inyección y entender qué se conoce por macromezcla y micromezcla.
 - Estudiar las tres fases de la combustión en los MEC y los procesos que tienen lugar en cada una de ellas.
 - Saber qué es el tiempo de retraso y el concepto de índice de cetano de un combustible.

- Estudiar los factores que influyen en el diagrama $p-\alpha$ en un MEC.
 - Saber en qué consiste la marcha dura de un MEC.
- Saber describir someramente qué son los motores duales, los motores de mezcla estratificada y la combustión ACT o HCCI.
- Conocer las principales especies contaminantes típicas de los MEP y de los MEC y las principales medidas activas y pasivas que se toman para reducirlas en función del tipo de aplicación.

2.1. TIPOS DE COMBUSTIÓN EN MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVOS

El proceso de combustión en los MCIA es el proceso en el que se le proporciona el estado térmico al fluido de trabajo. La combustión, como ya se adelantó en el capítulo 1, constituye un elemento de caracterización y diferenciación entre los distintos tipos de motores. De esa forma se puede establecer la siguiente clasificación:

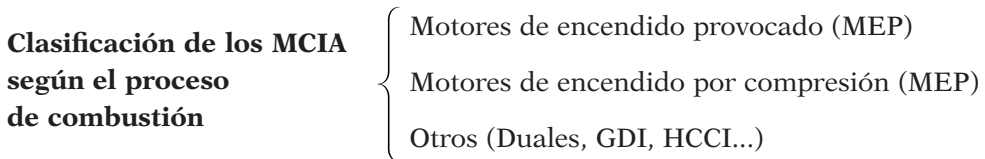


Figura 2.1.

Los procesos de combustión más habituales son, con diferencia, la combustión normal en los MEP y en los MEC. La combustión normal en los MEP consiste en una deflagración de una premezcla homogénea de aire y combustible que se inicia por medio de un agente externo, en lo que se denomina ignición o encendido. Por otro lado, la combustión normal de los MEC es una combustión que se inicia mediante la autoinflamación de parte del combustible, prácticamente recién inyectado y vaporizado, y prosigue con una combustión por difusión en la que el combustible se quema conforme se continúa inyectando en la cámara de combustión.

Existen, sin embargo, otros tipos de combustión menos usuales. Los grupos más importantes dentro de éstos son los motores duales, con un comportamiento híbrido entre los MEP y los MEC; la combustión de mezclas estratificadas y la combustión ACT o HCCI. Dichos tipos se describen muy brevemente en el apartado 2.4.

Finalmente, otro tipo de combustión, en este caso no deseada, es la combustión detonante en los MEP o picado. Este fenómeno consiste en la autoinflamación no controlada de parte de la mezcla de aire y combustible antes de que sea alcanzada y, por tanto quemada, por el frente de llama. Se estudia en el apartado 2.2.4.

La formación de especies contaminantes y su control en MCIA se estudia en los apartados 2.5 y 2.6.

2.2. COMBUSTIÓN EN MEP

2.2.1. Conceptos básicos de la combustión en MEP

La combustión en los MEP consiste, como ya se ha anticipado, en la deflagración de una mezcla premezclada y homogénea de aire y combustible en estado gaseoso (o vaporizado). La mezcla se realiza normalmente en el conducto de admisión antes de la propia carrera de admisión. Para lograr una buena formación de la mezcla y una buena homogeneidad, es deseable que el combustible se introduzca en estado líquido y se vaporice rápidamente, siendo convenientes, por tanto los combustibles almacenados en estado líquido muy volátiles, entre los que destacan varios hidrocarburos ligeros (GLP, gasolinas o alcoholes ligeros). También, por su gran difusividad, pueden homogeneizarse adecuadamente los combustibles gaseosos ligeros (gas natural, metano, gas de síntesis), que además permiten amplios límites de inflamación.

La combustión se inicia ligeramente antes de que el pistón alcance el PMS en la carrera de compresión, por medio de un aporte de energía externo al motor, la *ignición* o *encendido*. Esto se consigue normalmente mediante una chispa eléctrica¹. Este aporte de energía, localizado en una zona muy pequeña de la cámara de combustión, inicia las reacciones de combustión, que se van propagando a una cierta velocidad al resto de la cámara de combustión por medio de un *frente de llama* que recorre dicha cámara y va encendiendo la mezcla fresca que encuentra en su camino. A este tipo de combustión, no instantánea, que se propaga por medio de un frente de llama se le denomina deflagración.

El frente de llama, como se representa en la figura 2.2, va quemando la mezcla fresca que se encuentra delante y dejando detrás los gases quemados a muy alta temperatura. Por tanto, la temperatura en la cámara de combustión no es homogénea. Por otro lado, la velocidad del frente de llama es subsónica y existe homogeneidad de presión dentro de la cámara.

La figura 2.3 muestra la evolución de la presión frente al ángulo del cigüeñal durante el proceso de combustión en un motor de cuatro tiempos. Antes del punto muerto superior ($\alpha = 360^\circ$) la presión aumenta fuertemente debido a la compresión volumétrica y, sobre todo, a la liberación de calor

¹ O, incluso, un encendido por plasma (un arco eléctrico a muy alta temperatura).

en la reacción de combustión. Después del punto muerto superior la presión sigue aumentando pero con menor intensidad (debido al descenso del pistón) mientras dura la combustión. En la misma figura se define el ángulo de combustión (α_c), que es el ángulo que gira el cigüeñal durante el proceso de combustión.

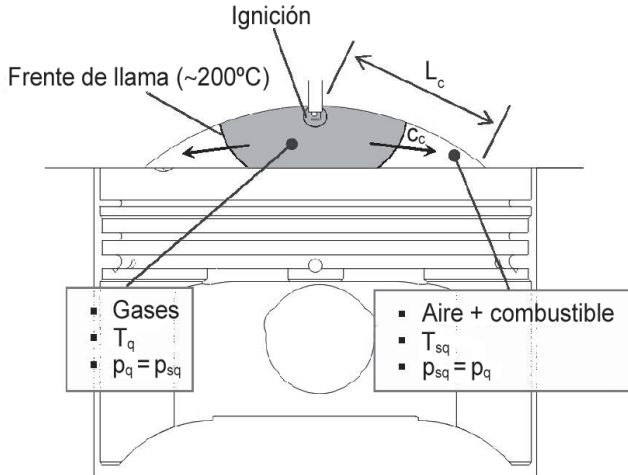


Figura 2.2. Frente de llama en la combustión de un MEP.

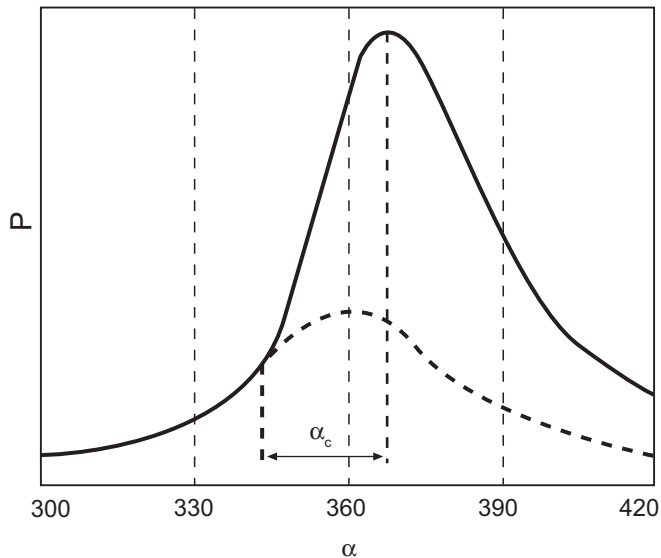


Figura 2.3. Evolución de la presión con el ángulo del cigüeñal.

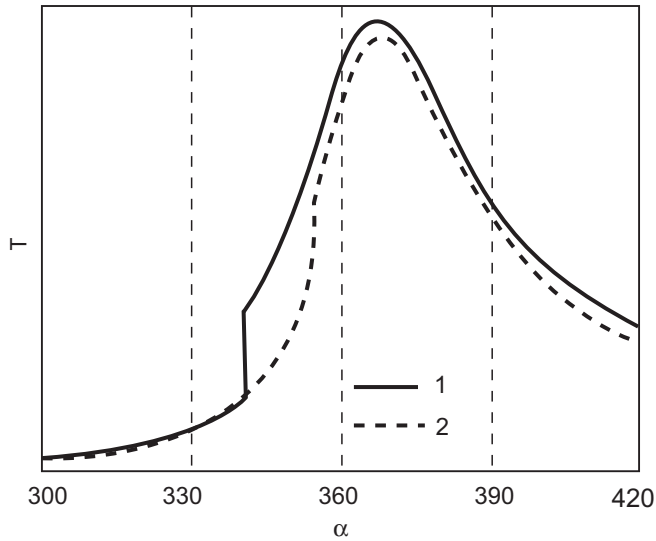


Figura 2.4. Evolución de la temperatura en dos puntos de la cámara de combustión.

Por otro lado, la figura 2.4 muestra la evolución de la temperatura en dos puntos distintos de la cámara; uno (punto 1) en las cercanías del punto donde inicia la combustión (el frente de llama alcanza pronto a dicho punto) y otro distante del primero (el frente de llama tarda en alcanzarle, punto 2). La temperatura de la mezcla aumenta bruscamente cuando es alcanzado por el frente de llama y entra en combustión, quedando los productos a una temperatura muy superior. Se observa igualmente que la temperatura que se alcanza al final del proceso de combustión en ambos puntos no es la misma debido a la diferencia de calores específicos de la mezcla fresca y los gases quemados.

Otra variable muy empleada en el estudio de la combustión de los MEP es la fracción de masa quemada, que es la relación entre la masa de los gases quemados en un instante y la masa total que se encuentra en el cilindro:

$$f_q = \frac{m_{quemados}}{m_{total}} = \frac{m_q}{m} \quad [2.1]$$

El calor liberado hasta un determinado momento es proporcional a la fracción de masa quemada hasta dicho instante. La curva de fracción de

masa quemada frente al ángulo del cigüeñal tiene la forma que se muestra en la figura 2.5. Como se observa, empieza a crecer ligeramente después de la ignición, posteriormente el crecimiento se hace mucho más brusco y, finalmente, su valor se hace asintótico hacia 1 (no llega a quemarse toda la masa fresca por las imperfecciones del proceso de combustión y por equilibrio y cinética química, tal y como se explica más adelante). Estas tres etapas dan lugar a las tres fases en las que se divide el proceso de combustión en MEP, que se estudian a continuación.

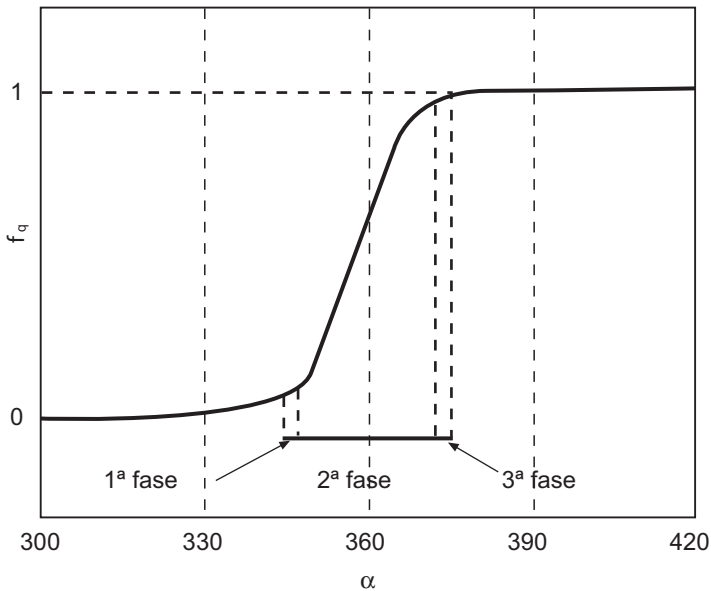


Figura 2.5. Fracción de masa quemada frente al ángulo del cigüeñal.

2.2.2. Fases de la combustión

2.2.2.1. Primera fase

La primera fase de la combustión se inicia con el encendido de la mezcla y en ella tienen lugar el encendido, la formación del frente de llama y la combustión de una pequeña parte de la mezcla. Se corresponde con el crecimiento débil de la fracción de masa quemada (entre un 5% y un 10%), tal y como se indica en la figura 2.5 y, por tanto, el calor liberado en dicha fase es prácticamente inapreciable.

La ignición es el aporte externo de la energía de activación de la reacción de combustión. Dicha energía se debe aportar a una cierta cantidad de masa. Ésta debe ser pequeña para que la energía necesaria para la activación no sea muy elevada, pero debe superar una magnitud mínima para que el calor que libere al quemarse sea capaz de desarrollar un frente de llama que se pueda transmitir al resto de la cámara. A volumen mínimo de masa encendida en la ignición se le denomina *volumen mínimo* o *crítico*. Otro parámetro importante en el encendido es el tiempo en el que se libera la energía de activación. Si éste fuera demasiado largo, la energía de activación se podría perder por transmisión de calor hacia el entorno y el frente de llama no se desarrollaría. Por tanto, la ignición debe consistir en el aporte de una cantidad de energía a un cierto volumen de masa en un tiempo suficientemente corto. Habitualmente se utiliza una bujía que libera un arco eléctrico con unos 20 kV entre sus electrodos, entre los que existe una separación de 1 mm aproximadamente.

Durante el aporte de energía, la temperatura del volumen encendido se eleva bruscamente y se inician las reacciones exotérmicas de combustión. Como ya se ha dicho, si el volumen es el adecuado, la cantidad de calor que se libera es capaz de encender la masa que se encuentra a su alrededor. En ese caso se habrá desarrollado un frente de llama capaz de automantenerse y de avanzar por la cámara de combustión.

2.2.2.2. *Segunda fase*

En la segunda fase de la combustión tiene lugar la propagación del frente de llama a través de la cámara de combustión. En esta fase es donde se quema la mayor parte de la mezcla aire-combustible, tal y como se observa en la figura 2.5.

El frente de llama es una frontera física (del orden de centésimas de milímetro) entre los gases quemados y la masa fresca. Dentro de él se producen las reacciones químicas de combustión. La figura 2.6 muestra, de nuevo, un esquema del frente de llama supuesta la combustión laminar y se representa la variación de la temperatura y las concentraciones de aire y de CO_2 . Aunque el espesor del frente de llama se puede definir de diversas formas, se puede afirmar que, como se ilustra en la misma figura, dentro del frente de llama se distinguen dos zonas, una de calentamiento de la masa fresca y otra de reacciones químicas.

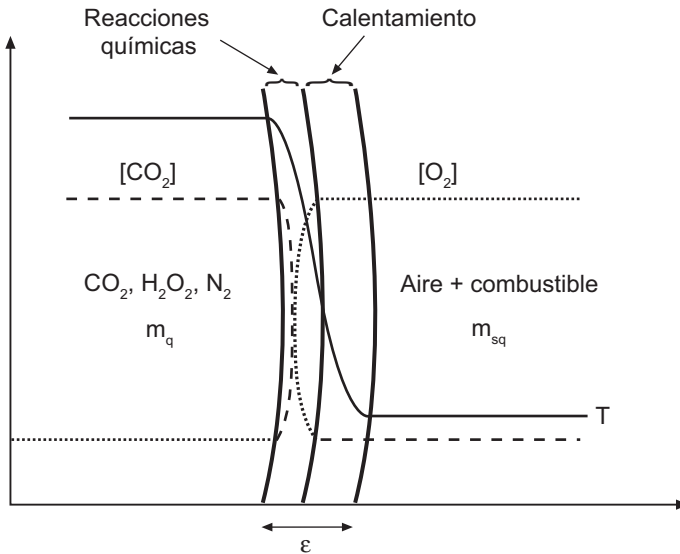


Figura 2.6. Esquema del frente de llama.

Por otro lado, en la figura 2.2 se mostraron dos parámetros muy relacionados con esta fase de la combustión y referentes al frente de llama; la longitud de combustión (L_C) y la velocidad del frente de llama (C_F). Éstos están relacionados con el ángulo de combustión a través del tiempo de combustión (t_c) según la ecuación [2.2].

$$\alpha_C = 2\pi \cdot n \cdot t_c = 2\pi \cdot n \cdot \frac{L_C}{C_F} \quad [2.2]$$

La longitud de combustión es la distancia que tiene que recorrer el frente de llama hasta concluir el proceso de combustión, y no es constante debido al movimiento del pistón, por lo que se suele definir en el PMS ya que el tiempo de combustión es, por lo general, breve en comparación con el ciclo completo. La longitud de la combustión depende fundamentalmente de la geometría de la cámara de combustión y de la posición de la bujía (o las bujías) dentro de ella. Esta longitud debe ser lo más pequeña posible para que el tiempo de combustión sea corto, por lo que habitualmente la bujía se ubica en la parte central de la cámara de combustión, posición que es, además, necesaria en los motores multiválvulas.

En la figura 2.7 se muestra la evolución de la fracción de masa quemada en función de la longitud de combustión, que resulta una curva que depende de la geometría de la cámara de combustión. Como se observa, la mayoría de la masa se quema cuando el frente de llama está llegando al final de su recorrido. Esto es debido a dos razones: la primera es la propia geometría del frente de llama que, al ser prácticamente esférico (exceptuando las paredes de la cámara de combustión), conforme avanza va encendiendo un volumen de masa fresca cada vez mayor. La segunda es debida a la dilatación de los gases quemados. Éstos, al ir aumentando la temperatura, tienen un volumen específico cada vez mayor y confinan una gran cantidad de masa fresca en un volumen reducido en la zona de la cámara de combustión más alejada del punto de encendido.

La velocidad del frente de llama es la velocidad con la que éste avanza al recorrer la longitud de la combustión. Tiene dos componentes: la velocidad propia de combustión (C_c) y la velocidad de arrastre (C_a):

$$C_F = C_c + C_a \quad [2.3]$$

La velocidad propia de combustión es la velocidad con la que se mueve el frente de llama respecto de la masa sin quemar. La velocidad de arrastre, por otro lado, es la velocidad que tiene localmente el fluido en la zona de la llama

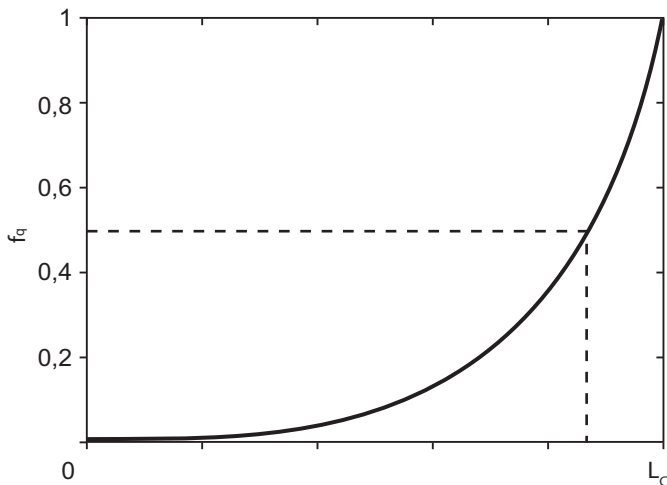


Figura 2.7. Fracción de masa quemada según avanza el frente de llama.

y está precisamente provocada por la dilatación de los gases quemados, que empujan a la masa fresca hacia las paredes de la cámara de combustión.

La velocidad propia de combustión, supuesta una combustión laminar, depende principalmente de la composición de la mezcla, de sus propiedades físicas (entre las que destaca la difusividad térmica, α) y de la temperatura de la masa fresca en cada instante del proceso ($C_{C,lam} = f(F, \alpha_{term}, T_{sq})$). Sin embargo, en la mayoría de los motores tanto el flujo como el frente de llama están en condiciones de régimen turbulento. En ese caso, la velocidad de combustión se rige principalmente por la fluidodinámica del proceso, más concretamente, por la intensidad de la turbulencia, tanto a escala (o tamaño) microscópica como macroscópica, alcanzándose velocidades muy superiores a la velocidad laminar de combustión. Esta dependencia de la velocidad del fluido en el interior del cilindro permite que la velocidad de combustión aumente con el régimen de giro del motor, por lo que el frente de llama puede recorrer la totalidad de la longitud de combustión incluso a muy altos regímenes de giro.

La velocidad del frente de llama laminar es función del dosado, de la difusividad térmica y de la temperatura de la mezcla sin quemar ($C_{C,lam} = f(F, \alpha_{term}, T_{sq})$).

La velocidad de la llama en condiciones turbulentas es mucho mayor y se rige por los efectos fluidodinámicos del gas en el interior del cilindro.

La turbulencia, a su vez, modifica la geometría del frente de llama. Éste, debido a los torbellinos, se deforma y deja de ser esférico, como se muestra en la figura 2.8a. Como consecuencia de esto, la superficie del frente de llama se multiplica y el volumen que es capaz de quemar en cada instante es mayor.

Si la turbulencia es muy intensa, como sucede habitualmente, el frente de llama avanza a la velocidad del fluido en el torbellino, dejando zonas sin quemar en su interior (ver figura 2.8b). Estas bolsas de masa fresca se queman posteriormente cuando el frente de llama avanza hacia su interior. De ese modo la superficie del frente de llama se hace mucho mayor, el frente avanza muy rápidamente y, a su vez, se quema simultáneamente una gran cantidad de masa fresca en múltiples zonas de la cámara de combustión.

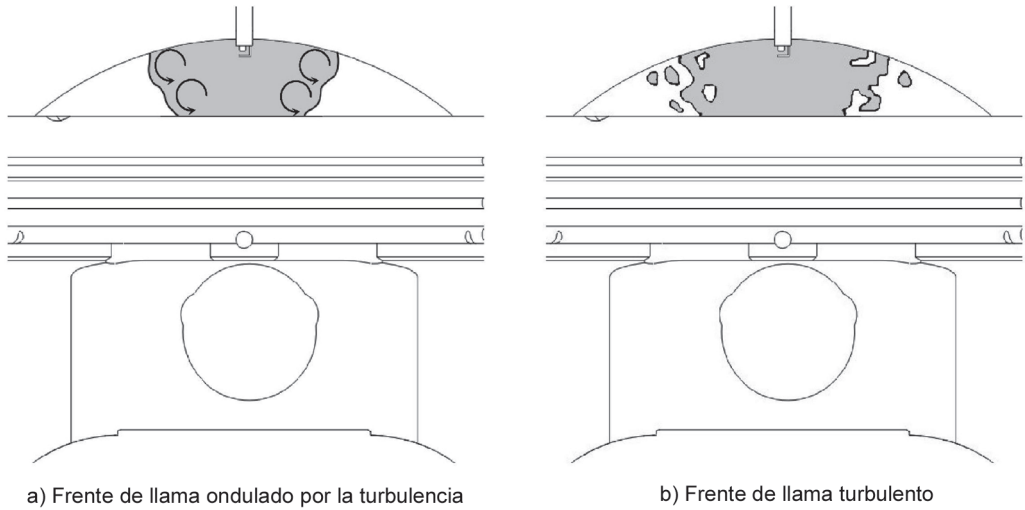


Figura 2.8. Frente de llama turbulento.

2.2.2.3. Tercera fase

Cuando el frente de llama ha recorrido completamente la longitud de combustión la segunda fase del proceso de combustión finaliza y comienza la tercera. Esta fase, difícil de delimitar temporalmente, consiste en la combustión de la masa que permanece aún fresca dentro de la cámara de combustión debido a las bolsas creadas durante la propagación del frente de llama turbulento. Esta combustión se produce ya que el frente de llama avanza hacia el interior de las bolsas, como se explicó anteriormente. El calor o la fracción de masa que se quema en esta fase es, como se observa en la figura 2.5, muy pequeño.

2.2.3. Factores que influyen en la determinación del avance del encendido

Se denomina *avance del encendido* al ángulo que forma en el diagrama de la distribución el punto del encendido con el punto muerto superior. En la figura 2.9 se muestran diversos diagramas $p-\alpha$ con distintos avances del encendido.

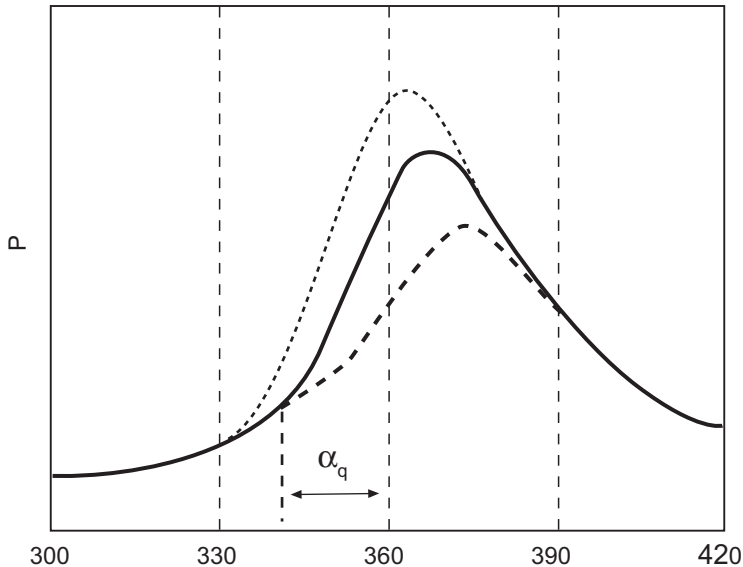


Figura 2.9. Evolución de la presión con distintos avances del encendido.

Como ya se ha estudiado, durante la combustión la presión en cámara aumenta con mayor o menor intensidad. A su vez, como la combustión no es un proceso instantáneo, éste inicia antes y finaliza después del punto muerto superior. Consecuentemente, el avance del encendido debe ser cuidadosamente seleccionado de forma que se maximice el trabajo indicado del ciclo.

Un avance demasiado grande (un encendido demasiado adelantado²) supone que el aumento de presión sea mayor con anterioridad al PMS y menor posteriormente. Esto resta trabajo indicado al ciclo, ya que la presión en cámara antes del PMS debe ser vencida por el pistón mientras que la presión después del PMS es favorable a la expansión.

Por otro lado, un avance demasiado pequeño (combustión muy retrasada) conduce a presiones menos elevadas, ya que la combustión sucede mayoritariamente en la carrera de expansión, por lo que las presiones que se alcanzan y el trabajo que se desarrolla son menores.

² Un encendido demasiado adelantado puede producir, además, problemas de detonación, como se indica en el epígrafe siguiente.

En la figura 2.10 se representan los diagramas del indicador correspondientes a los distintos avances de la figura 2.9. En ella se puede observar cómo, efectivamente, existirá un avance óptimo del encendido que maximice el trabajo indicado.

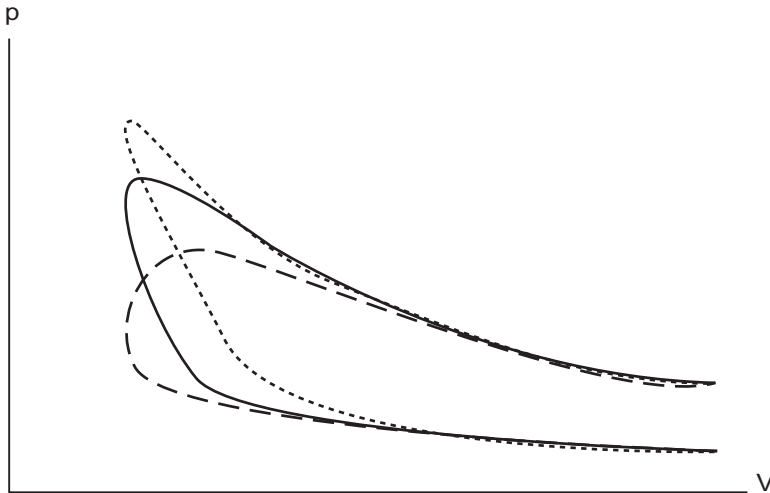


Figura 2.10. Diagrama del indicador para diferentes avances del encendido.

El avance óptimo del encendido varía dependiendo de las condiciones de trabajo de cada motor y tiene relación directa con el ángulo de combustión. Por tanto, los factores que determinan dicho avance se pueden estudiar desarrollando la ecuación [2.2].

$$\alpha_c = 2\pi \cdot n \cdot t_c = 2\pi \cdot n \cdot \frac{L_c}{C_f} = 2\pi \cdot \frac{C_m}{2 \cdot S} \cdot \frac{L_c}{C_f} = \pi \cdot \frac{L_c}{S} \cdot \frac{C_m}{C_f} \quad [2.4]$$

La ecuación [2.4] indica que el ángulo de combustión depende de la relación entre la longitud de combustión y la carrera (L_c/S) y de la relación entre la velocidad media lineal del pistón y la del frente de llama (C_m/C_f). El factor L_c/S es un factor geométrico fijo para cada motor. El valor que debe tomar es deseablemente pequeño para que el ángulo de combustión también lo sea. Por ese motivo, como se indicó anteriormente, se deben diseñar cámaras de combustión con una longitud de combustión pequeña. En cuanto al factor C_m/C_f , es un factor que depende de las condiciones

operativas. La velocidad lineal media del pistón depende del régimen de giro del motor. Por otro lado, la velocidad del frente de llama, como se indicó, depende principalmente de la composición y riqueza de la mezcla, de la naturaleza del combustible, de la temperatura de la masa fresca durante el proceso de combustión y, al ser una combustión turbulenta, del régimen de giro del motor. La riqueza de la mezcla en motores de automoción así como la naturaleza del combustible son invariantes con respecto al punto de funcionamiento del motor³. Sin embargo el grado de carga del motor sí afecta a la presión de admisión y, consecuentemente, a la concentración de gases residuales en el nuevo ciclo; es decir, el grado de carga del motor influye sobre la composición de la mezcla. Al ser los gases residuales inertes, una reducción del grado de carga disminuye la temperatura que se alcanza en la cámara de combustión y, con ello, la velocidad del frente de llama.

De esa forma, el motor debe contar con dispositivos (actualmente electrónicos y antiguamente mecánicos) que modifiquen el avance del encendido para adaptarlo, al menos, al régimen de giro y al grado de carga en cada instante.

El motor debe adaptar el avance del encendido en función, al menos, del régimen de giro y del grado de carga.

2.2.4. Combustión anormal en MEP. combustión detonante y encendido superficial

Hasta el momento se ha estudiado la combustión normal en los MEP, es decir, una deflagración de cuya ignición se tiene el control y es provocada voluntariamente por un agente externo. Sin embargo, a lo largo de la historia de los MEP han sido frecuentes diversos tipos de combustión errática, no deseada. Los dos tipos de combustión anormal más habituales son la llamada *detonación* o *picado* y la combustión por encendido superficial.

³ En los MEP convencionales de automoción, el dosado es siempre muy cercano al estequiométrico en aplicaciones de automoción para incorporar catalizadores de tres vías, por lo que la riqueza es la misma en cualquier punto de funcionamiento del motor.

2.2.4.1. *Picado o combustión detonante⁴ en MEP*

La detonación o picado es la autoinflamación no deseada de parte de la masa fresca antes de que sea alcanzada por el frente de llama, y se produce debido a las condiciones de presión y temperatura en las que se encuentra la mezcla todavía sin quemar. Es, por tanto, una combustión espontánea, no deseada y muy brusca, ya que sucede prácticamente de manera simultánea en toda la masa fresca que en ese instante no ha sido alcanzada por el frente de llama. Hay que tener en cuenta, además, que la mayor parte de la masa fresca, en una combustión normal, se quema cerca del final del proceso de combustión (ver figura 2.7), por lo que la autoinflamación suele suceder en una gran cantidad de masa.

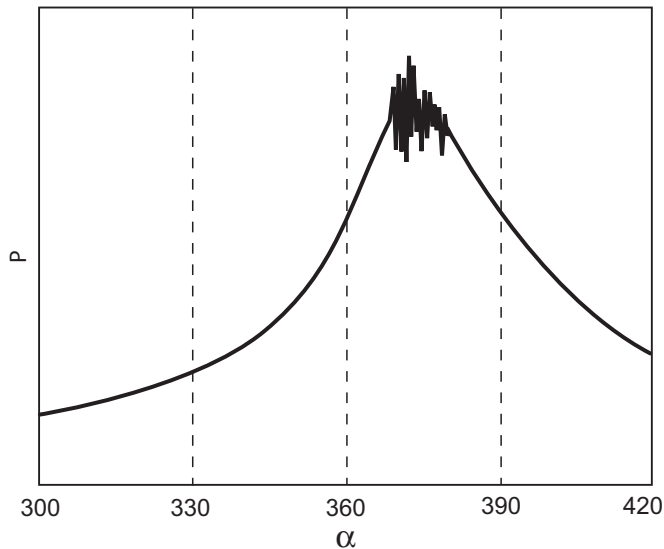


Figura 2.11. Diagrama p - α durante una combustión en la que se produce detonación.

Al ser la combustión muy intensa, con una liberación de calor muy rápida, se genera un fuerte aumento de la temperatura y de la presión en la cámara de combustión. El repentino aumento de presión provoca una

⁴ En el ámbito de los motores de combustión interna alternativos, se denomina combustión detonante, como se expone, a la autoinflamación no deseada de parte de la mezcla fresca. Sin embargo hay que reseñar que una combustión detonante es una combustión asociada a un frente de llama supersónico y no una autoinflamación.

onda de presión que experimenta repetidos fenómenos de reflexión o rebote cuando llega a las paredes de la cámara de combustión. El fenómeno queda reflejado en el diagrama $p-\alpha$, que muestra la oscilación de la presión debido a la propagación de la onda que por la cámara (figura 2.11).

El golpeo de la onda de presión con las paredes ocasiona deterioros mecánicos y, además, rompe la capa límite térmica del gas en contacto con las paredes, por lo éstas pasan a estar en contacto con un gas a muy alta temperatura y pueden llegar a presentarse fusiones locales en los pistones, la culata y las válvulas —de ahí el nombre de picado—. Además, el picado se caracteriza por un ruido peculiar (golpeteo metálico) que le hacen fácilmente detectable audiblemente y produce una vibración del motor a una frecuencia determinada (su frecuencia natural o propia) que permiten detectarlo con sensores de aceleración.

El fenómeno de picado ha estado presente y ha sido objeto de estudio desde los orígenes de los MEP. Los factores determinantes que permiten conocer si se producirá la autoinflamación de la mezcla en el funcionamiento del motor son el tiempo de combustión y el llamado *tiempo de retraso*. En concreto, la detonación ocurrirá cuando el tiempo de retraso sea menor que el tiempo de combustión y, de esa forma, se autoinflame la masa que aún no ha sido alcanzada por el frente de llama. Por tanto, lo deseable es que el tiempo de combustión sea breve y el tiempo de retraso dilatado.

El tiempo de combustión (τ_c) se relaciona con el ángulo de combustión a través de la ecuación [2.4]. Los factores más importantes que hacen posible su reducción ya han sido, por tanto, estudiados. En este sentido cabe recordar que se debe procurar una pequeña longitud de combustión (que puede limitar el diámetro del cilindro) y una alta velocidad del frente de llama, necesariamente turbulenta.

El tiempo de retraso en la autoinflamación de una mezcla (τ_r) es un tiempo de prerreacciones químicas y transcurre desde que la mezcla se encuentra en unas determinadas condiciones de presión y temperatura hasta que se produce la primera reacción altamente exotérmica de combustión. En el caso de los MEP el concepto de tiempo de retraso (t_r en MEP) es el mismo, pero se debe tener en cuenta que las condiciones de presión y temperatura son variables durante el ciclo, por lo que ambos tiempos (τ_r y t_r) no coinciden numéricamente. Los factores que influyen el tiempo de retraso se muestran en la tabla 2.1.

En la mayoría de MEP actuales, el dosado es prácticamente el estequiométrico para que el catalizador de tres vías funcione correctamente y se reduzcan las emisiones contaminantes, por lo que la riqueza de la mezcla no puede ser alterada. Por otro lado, el efecto de la presión, debido a los valores que toma en los puntos habituales de funcionamiento del motor, es prácticamente inapreciable en comparación con los otros factores, por lo que su influencia se puede obviar. Así pues, los factores que determinan el tiempo de retraso son la temperatura de los gases no quemados y el combustible empleado.

Tabla 2.1. Factores que afectan al tiempo de retraso de una mezcla

<i>La riqueza de la mezcla</i>	El tiempo de retraso disminuye asintóticamente conforme aumenta la presión en la cámara de combustión.
<i>La presión en la cámara de combustión</i>	El tiempo de retraso disminuye asintóticamente conforme aumenta la presión en la cámara de combustión.
<i>La temperatura de la mezcla sin quemar</i>	El tiempo de retraso disminuye conforme aumenta la temperatura de la mezcla.
<i>El combustible empleado</i>	El tiempo de retraso es distinto para combustibles diferentes, estableciéndose el concepto de índice de octano para efectuar la comparación entre ellos en unas determinadas condiciones operativas del motor.

Según lo indicado en la tabla 2.1, el tiempo de retraso decrece con la temperatura de los gases no quemados. Para evitar la detonación se deben controlar los factores que eleven la temperatura en la cámara; se debe limitar la relación de compresión y se debe dotar de una buena refrigeración en la parte superior del bloque y de la culata. Por el mismo motivo, la sobrealimentación en los MEP no es siempre adecuada y, en caso de que exista, la relación de compresión debe ser inferior a la de los motores de aspiración natural.

La temperatura de los gases no quemados también se puede controlar a través del avance del encendido y del grado de carga. Con un encendido adelantado el aumento de la presión y de la temperatura es mayor que con uno retrasado, por lo que el control electrónico del motor puede

retrasar el encendido en caso de que detecte la presencia de combustión detonante. Por otro lado, la reducción del grado de carga aumenta el contenido de gases residuales en la masa fresca, lo que hace disminuir su temperatura.

El otro factor que determina el tiempo de retraso es el combustible empleado. Como norma general, no siempre cierta, los combustibles compuestos por hidrocarburos de cadenas cortas, ramificadas y saturados (parafinas) —químicamente más difíciles de atacar—, tienen menor tendencia a la detonación que los de alto contenido en hidrocarburos lineales, de cadenas largas, con enlaces dobles y triples (olefinas) o los aromáticos. Para medir la tendencia a la detonación de un combustible se emplea el *índice de octano*.

El índice o número de octano de un combustible (NO) es un número que se corresponde con la proporción (en %) de isoctano que debe haber en una mezcla de isoctano-heptano⁵ que tenga la misma tendencia a la detonación que el combustible. El índice de octano de un combustible puede ser mayor de 100 o menor de 0. Las gasolinas comerciales, gracias a los aditivos que se les incorporan, suelen tener un índice de octano que varía entre 90 y 98. El metanol, por ejemplo, tiene un NO = 105, y el gas natural tiene un NO = 120. Es importante resaltar que el empleo de un combustible de mayor o menor índice de octano no mejora o empeora el comportamiento de un motor concreto en cuanto a prestaciones o rendimiento. Sin embargo un alto número de octano reduce la tendencia a la detonación, por lo que los motores que sean diseñados específicamente para utilizar combustibles con alto índice de octano pueden tener mayor relación de compresión o un punto del encendido mejor optimizado sin que aparezcan problemas de detonación, por lo que sus prestaciones, debido a estas diferencias del diseño y de los reglajes, sí pueden ser mayores.

2.2.4.2. Encendido superficial

El encendido superficial es un fenómeno no deseable en la combustión de los MEP que consiste en la ignición de la mezcla en algún punto (o algu-

⁵ El isoctano ($(\text{CH}_3)_3\text{C}-\text{CH}_2-\text{CH}(\text{CH}_3)_2$) y el heptano (C_7H_{16}) son hidrocarburos cuyas propiedades hacen posible su uso en MEP. El isoctano tiene baja tendencia a la detonación y se le asigna un NO=100 mientras que el heptano uno presenta un mal comportamiento antidetonante y se le asigna un NO=0.

nos puntos) de las paredes de la cámara de combustión o en la propia bujía debido a la alta temperatura a la que se encuentran (puntos especialmente calientes debido a la presencia de hollín). Este tipo de encendido, que hoy en día ya no es común, sucede sin control alguno y puede conducir a distintos tipos de combustión errática.

El encendido superficial puede darse antes o después de que salte la chispa en la bujía. En el caso de que el encendido superficial sea posterior al salto de la chispa el fenómeno se denomina *post-encendido* y sus repercusiones no son muy dañinas. La ignición en el punto caliente produce un nuevo frente de llama, por lo que la combustión es más rápida y se pueden producir grandes gradientes de presión y de temperatura que pueden dañar el motor y producen una marcha más brusca del motor y un ruido peculiar.

Por otro lado, si el encendido superficial sucede con anterioridad al salto de la chispa se denomina *pre-encendido* y sus repercusiones pueden ser muy negativas. En primer lugar, el instante de la ignición ya no está controlado, por lo que el avance del encendido no es el óptimo sino que se encuentra adelantado. Esto, en el caso menos desfavorable, repercute en el trabajo indicado del ciclo, que se verá reducido. Sin embargo, la consecuencia más importante del pre-encendido es la tendencia al picado: al adelantarse el encendido, la temperatura de los gases no quemados es mayor, por lo que el tiempo de retraso se reduce y es muy posible que se produzca una combustión detonante. Además, al no tener controlado el momento de la ignición, el problema no se puede solucionar retrasando la chispa en la bujía. El pre-encendido suele conducir a combustiones detonantes que son, además, muy intensas ya que el problema se debe a un encendido demasiado adelantado y la masa de mezcla que se autoinflama es muy elevada.

El problema puede ser, incluso, más grave si el encendido se adelanta cada vez más ciclo a ciclo. En tal caso, las presiones y temperaturas alcanzadas pueden producir daños mecánicos irreversibles.

Otro fenómeno de menor gravedad asociado al encendido superficial, que ocurría en el pasado en motores con carburador y sin control electrónico, es la *autoinflamación persistente*, que consiste en el encendido del motor incluso cuando se corta el encendido provocado en la bujía, por lo que el motor sigue girando aún cuando se ha suprimido la chispa.

2.3. COMBUSTIÓN EN MEC

2.3.1. Conceptos básicos de la combustión en MEC

La combustión en los MEC es una combustión por difusión que se inicia con la autoinflamación de una pequeña cantidad de masa. En el proceso de admisión se introduce exclusivamente aire en el cilindro. Posteriormente, en un punto próximo al final de la compresión, se empieza a inyectar el combustible.

El papel que juega la inyección, que se estudia más detenidamente en el apartado 2.3.2, es fundamental, ya que desencadena y controla el proceso de combustión: el inicio de la combustión viene provocado por la autoinflamación de la primera fracción de combustible inyectada, debido a que las condiciones de temperatura en las que se encuentra al aire son suficientes para autoencender el combustible. Este fenómeno se produce una vez transcurrido un breve tiempo llamado *tiempo de retraso*. Por otro lado, la combustión por difusión queda regida por la velocidad y forma de inyectar el resto de combustible y es simultánea a dicho proceso. De esa forma, la cantidad de masa autoinflamada y el proceso de combustión por difusión, junto con los fenómenos que en ellos puedan ocurrir, quedan dominados por lo que se denomina *ley de inyección*. Ésta debe ser diseñada para obtener las mejores prestaciones y el mejor comportamiento del motor.

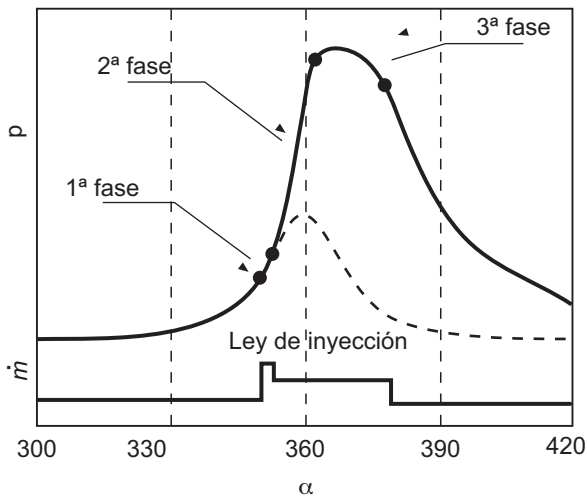


Figura 2.12. Diagrama p - α durante la combustión de un MEC y su ley de inyección.

En la figura 2.12 se muestra un ejemplo de ley de inyección junto con la evolución de la presión frente al ángulo del cigüeñal. En ella se muestran, además, las distintas etapas o fases del proceso de combustión. Estas son la primera fase o de prereacciones, la segunda fase o de combustión rápida y la tercera fase o de combustión por difusión, y se estudian en el apartado 2.3.3.

La forma de la ley de inyección es fundamental en los MEC ya que influye sobre las tres fases de la combustión.

Con respecto a los combustibles que se pueden emplear, en el caso de los MEC tienen que satisfacer dos condiciones fundamentales. Por un lado, deben tener una cierta tendencia a la autoinflamación, que se debe traducir en cortos tiempos de retraso. Por otro lado, deben poseer ciertas características físicas que faciliten el proceso de inyección y que permitan lubricar, a su vez, el propio sistema de inyección (bombas e inyectores). Los combustibles que satisfacen ambas condiciones son los gasóleos, los fuelóleos⁶ y los ésteres de aceites vegetales y grasas. Su viscosidad beneficia a la lubricación del sistema de inyección pero no es lo excesivamente alta como para impedir una buena atomización y pulverización del combustible.

2.3.2. Principales funciones de la inyección en MEC. Micromezcla y macromezcla

Como ya se ha dicho, la ley de inyección juega un papel fundamental en la combustión en los MEC. Su objetivo principal es introducir la cantidad de combustible deseada en las condiciones adecuadas y con una ley determinada para que cada una de las fases de la combustión tenga un comportamiento y un desarrollo idóneos.

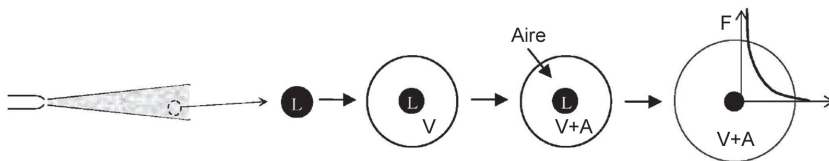


Figura 2.13. Esquema de la formación de la micromezcla.

⁶ Cuando se emplea fuelóleo suele ser necesario el precalentamiento del combustible para obtener una viscosidad más adecuada.

La inyección del combustible ha de realizarse a muy alta presión (400-2000 bar) debido a la alta presión que a su vez existe en el cilindro y a la necesidad de pulverizar el combustible para favorecer su vaporización. La pulverización de un chorro depende, entre otros factores, de la velocidad a la que se inyecta que, a su vez, depende de la diferencia de presiones que exista entre el inyector y la cámara de combustión.

La pulverización es necesaria para que el combustible se vaporice con rapidez y, de esa forma, se pueda mezclar la cantidad deseada con el aire de la cámara de combustión en un tiempo lo suficientemente corto. La mezcla del combustible vaporizado en el entorno de la gota con el aire se denomina *micromezcla* y se ilustra en la figura 2.13. Como se observa, la gota de líquido atomizado se vaporiza por su parte exterior. La fracción vaporizada se empieza a mezclar con el aire que encuentra a su alrededor de forma que existe una distribución del dosado en el sentido radial de la gota. Por tanto, la mezcla no es homogénea, característica que, como se verá, es fundamental en la segunda fase de la combustión.

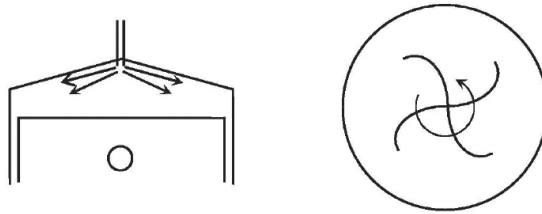


Figura 2.14. Esquema de la formación de la micromezcla.

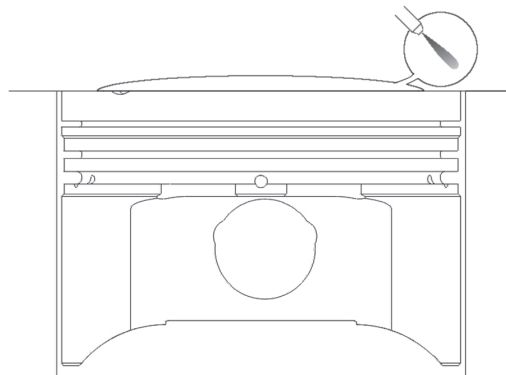


Figura 2.15. Precámara e inyección indirecta en MEC.

Otro aspecto importante de la inyección es la *macromezcla*. La macromezcla es la distribución de los chorros de combustible a lo largo de la cámara de combustión. Ésta es necesaria para el buen reparto de los chorros en toda la cámara y se puede mejorar aumentando el número de orificios, inyectando chorros a distintos niveles y a alta presión e introduciendo turbulencia que generen remolinos como los que se indican en la figura 2.14.

La micromezcla y la macromezcla son fenómenos sobre todo importantes en los motores de inyección directa (en los que el inyector se encuentra en el propio cilindro. Son los ilustrados hasta el momento). En ellos, sobre todo en los grandes motores estacionarios, la formación de la mezcla se encomienda exclusivamente a la inyección, ya que el combustible se inyecta directamente en el cilindro sin existir prácticamente turbulencia. En los motores de inyección directa de automoción, más pequeños y rápidos y con inyectores de muy alta presión (hasta 2200 bar), la mezcla se encomienda igualmente a la pulverización del chorro pero se introduce una alta turbulencia gracias al diseño de las cámaras de combustión, por lo que se agilizan y perfeccionan los procesos de micromezcla y macromezcla y se posibilita, de esa forma, el funcionamiento a mayores regímenes de giro. Por último, en los motores de automoción de inyección indirecta con precámara (ver figura 2.15), la inyección no juega un papel tan crítico ya que la vaporización y el proceso de mezcla se puede favorecer con una alta turbulencia y dirigiendo el combustible hacia la pared de la precámara, buscando lo que se conoce como efecto de *pared caliente*. En estos motores la combustión es más lenta pero más suave, debido a que la homogeneización de la mezcla es menor.

2.3.3. Fases de la combustión

2.3.3.1. Fase del tiempo de retraso

La primera fase de la combustión en los MEC tiene lugar desde el momento en el que comienza la inyección del combustible hasta que inicia la autoinflamación de la mezcla. La evolución de la presión en la cámara, como se observa en la figura 2.12, es la que existiría si la combustión no se hubiera iniciado, ya que la cantidad de calor liberado es prácticamente nula.

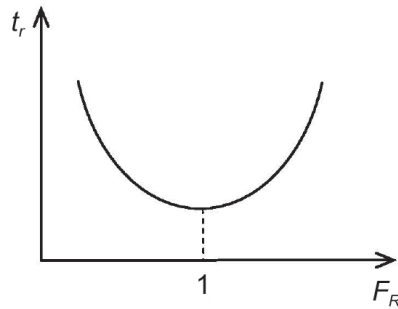


Figura 2.16. Tiempo de retraso en función del dosado.

Durante su transcurso tienen lugar procesos físicos y químicos. Los procesos físicos influyen en las ya mencionadas atomización y evaporación del combustible y en la mezcla de la fracción evaporada con el aire circundante. Por otro lado, los procesos químicos consisten en el inicio de las primeras reacciones de combustión, poco exotérmicas, que avanzan gracias a que la temperatura es mayor a la de autoinflamación. Estas *prerreacciones* ocurren sólo en las zonas donde ya se ha mezclado el combustible con el aire y transcurren con mayor rapidez en los puntos donde el dosado de la gota evaporada es el estequiométrico (ver figura 2.16).

Tabla 2.2. Factores que afectan al tiempo de retraso en un MEC

<i>La riqueza local de la mezcla</i>	El tiempo de retraso es mínimo en las zonas donde la riqueza local es la estequiométrica.
<i>La presión en la cámara de combustión</i>	El tiempo de retraso disminuye asintóticamente conforme aumenta la presión en la cámara de combustión.
<i>La temperatura al inicio de la combustión</i>	El tiempo de retraso disminuye conforme aumenta la temperatura en el cilindro.
<i>El combustible empleado</i>	Como en los MEP, el tiempo de retraso es distinto para los diferentes combustibles. Sin embargo, debido a la distinta naturaleza de la combustión, para los MEC se define el número de cetano para efectuar la comparación entre los distintos combustibles.

En el caso de los MEC, el dosado no es homogéneo en la cámara de combustión debido, por un lado, a que la evaporación de las gotas y la mezcla con el aire se realiza simultáneamente al inicio de las prereacciones y no da tiempo a que se homogeneice la mezcla y, por otro, a que la macromezcla no es perfecta. Como indica la figura 2.16, el tiempo de retraso de una mezcla es más breve cuanto más cercana a la estequiometría sea su riqueza. Por tanto, la autoinflamación se dará con anterioridad en los puntos con dosado local estequiométrico y el tiempo de retraso lo marca la autoinflamación en dichos puntos, donde el tiempo de retraso es menor.

Por otro lado, el efecto de la presión sobre el tiempo de retraso, debido al valor que toma en los puntos habituales de funcionamiento y como ocurría en los MEP, es prácticamente inapreciable.

En lo referente a la temperatura de los gases no quemados (en este caso están mezclados con los quemados ya que no existe un frente de llama que los separe), es deseable que sea alta para que el tiempo de retraso se reduzca. Para ello, los MEC se diseñan con alta relación de compresión (para arranques en frío es necesario, en algunos casos, resistencias que precalienten la mezcla). Por el mismo motivo, en los MEC la sobrealimentación favorece la reducción del tiempo de retraso y, en los motores de inyección indirecta, se busca el efecto de pared caliente.

Por último, otro factor determinante del tiempo de retraso es el combustible empleado. Para evaluar la tendencia a la autoinflamación de los gasóleos se recurre al índice o *número de cetano*, que se corresponde con la composición porcentual en cetano presente en una mezcla de cetano⁷ y α -metil-naftaleno que tenga el mismo tiempo de retraso que el gasóleo o fuelóleo empleado. Sus valores oscilan entre 40 y 60 y son mayores cuanto menor sea el tiempo de retraso. Análogamente a lo que ocurría con las gasolinas, a los gasóleos se les añaden aditivos que aumentan su número de cetano, aunque no lo hacen de forma tan notoria como ocurría con el número de octano. Las características de los hidrocarburos que hacen aumentar (o disminuir) el tiempo de retraso ya han sido estudiadas en el apartado 2.3, siendo deseable que la composición del gasóleo sea rica en aromáticos, hidrocarburos cíclicos o cadenas largas con enlaces insaturados (olefinas).

⁷ Cetano: C₁₆H₃₄; α -metilnaftaleno: C₁₀H₇-CH₃ (dos grupos benceno y un radical CH₃).

2.3.3.2. Combustión rápida

La segunda fase de la combustión comienza cuando se inicia la auto-inflamación del combustible que se ha evaporado y mezclado con el aire durante la primera etapa. Se puede decir que la autoinflamación inicia cuando tiene lugar la primera reacción muy exotérmica. Cuando finaliza se obtienen prácticamente las presiones más elevadas de la combustión.

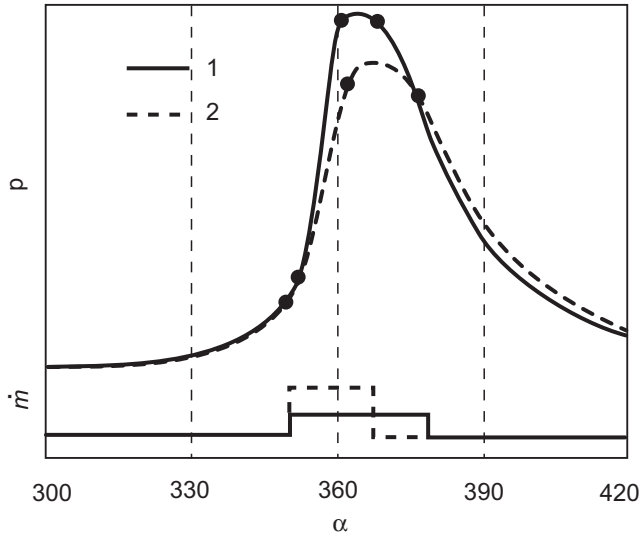


Figura 2.17. Comparación de dos leyes de inyección.

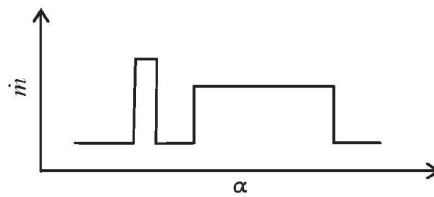


Figura 2.18. Ley de inyección con preinyección.

Los principales factores que hay que considerar en esta fase son la presión máxima alcanzada y el gradiente de presiones en el diagrama $p-\alpha$. La presión se debe limitar por razones mecánicas. Ésta será tanto mayor cuanto la cantidad de combustible evaporado y mezclado con aire en la

primera fase sea mayor. Por tanto, el tiempo de retraso y la ley de inyección influyen sobre el aumento de presión en la cámara; cuanto mayor sea el tiempo de retraso, más combustible se mezclará con el aire y la presión alcanzada será mayor. Lo mismo ocurre con la ley de inyección; si se inyecta más combustible en el mismo tiempo durante la primera fase, la autoinflamación será más intensa y la presión alcanzada mayor. Para aclarar esta idea, la figura 2.17 compara dos leyes de inyección que suministran la misma cantidad de combustible pero con distinta velocidad. La segunda fase de la combustión, considerado idéntico tiempo de retraso, será más intensa con la ley de inyección 2, ya que se evaporará mayor cantidad de combustible porque se ha inyectado más.

El gradiente de presiones debe ser controlado principalmente por razones de ruido del motor. La pendiente de la presión está más relacionada con la homogeneidad de la mezcla que, a su vez, depende de la micromezcla y la macromezcla.

Estos dos factores, presión máxima y gradiente de presiones, no deben ser excesivos. En caso contrario se dice que el motor funciona con *marcha dura*, que se caracteriza por un fuerte ruido y una brusquedad en el motor debido a las altas presiones que, además, pueden producir deterioros mecánicos. Para evitarla, en muchos motores se limita la cantidad de combustible que se autoinflama por medio de la ley de inyección, realizando una pre-inyección, que es la que suministra el combustible que se evapora y autoinflama, prosiguiendo posteriormente la inyección del combustible que se debe quemar en la tercera fase (figura 2.18).

2.3.3.3. *Combustión por difusión*

La tercera etapa de la combustión consiste en la combustión por difusión del resto de combustible que queda por quemar; es decir, el combustible no evaporado y mezclado en la primera fase y el que queda por entrar. Esta etapa no tiene un final localizado, ya que depende de la cantidad de combustible que se inyecte, que será mayor o menor en función de la ley de inyección y del grado de carga del motor⁸.

⁸ El grado de carga en un MEC se modifica acortando o alargando el tiempo de inyección, para introducir mayor o menor cantidad de combustible.

La combustión por difusión de un combustible líquido tiene lugar en el punto donde la relación en masa de combustible vaporizado-aire es la estequiométrica (con independencia de que el dosado global del proceso de combustión sea pobre), ya que se quema el combustible en el punto donde encuentra la cantidad de oxígeno que necesita. Como la mezcla global es pobre, el aire que no encuentra combustible no se quema y no interviene directamente en las reacciones químicas.

Un fenómeno importante que tiene lugar en esta fase de la combustión es la *pirólisis* o *craqueo*. Éste ocurre en las gotas de combustible no vaporizadas, que se encuentran a alta temperatura y sin presencia de oxígeno, y consiste en la deshidrogenación del combustible para formar núcleos de carbono puro que serán, junto con otros elementos, los precursores de la formación de partículas que dan el color negro al gas de escape. Este fenómeno ocurre generalmente en los MEC que no presenten una buena macromezcla y micromezcla.

Dependiendo de cómo sea la ley de inyección durante la tercera fase de la combustión se puede controlar la tasa de suministro de combustible o velocidad con la que se libera el calor y, por tanto, controlar en mayor o menor medida la evolución del diagrama $p-\alpha$. En los grandes motores diesel de dos tiempos, muy lentos, se puede tener un control más preciso sobre la ley de inyección. De ese modo, la tercera fase de la combustión puede llegar a realizarse casi a presión constante. Este comportamiento, muy cercano al ideal estudiado en el capítulo 1, unido a lo altamente adiabáticos que son dichos motores grandes, hace que alcancen rendimientos muy elevados.

2.3.4. Factores que influyen en el diagrama $p-\alpha$

La combustión en los MEC, como se ha visto, no es un proceso instantáneo, sino que tiene una duración determinada. Por ese motivo y, al igual que en los MEP, es preciso optimizar el punto del inicio de la combustión y la duración del proceso de forma que se obtenga un trabajo específico máximo sin que se influya negativamente sobre otras características, como pueden ser deterioros mecánicos debidos a muy altas presiones, marcha dura o una producción excesiva de contaminantes (principalmente partículas). La figura 2.19 muestra el diagrama $p-\alpha$ durante el proceso de combustión de un MEC. En él se muestran el ángulo de avance de la inyección (α_i) y el ángulo de combustión (α_c).

Los sistemas de control del motor leen en los mapas de inyección programados cuál es el avance y la duración óptimos para cada punto de funcionamiento del mismo en función de los requerimientos que se desean del motor en cada situación. A continuación se muestran los principales parámetros a tener en cuenta a la hora de optimizar la inyección en cada punto de funcionamiento.

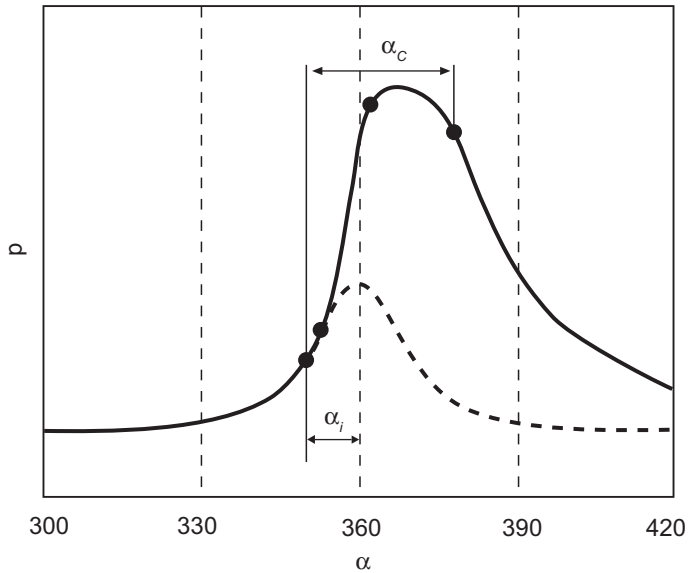


Figura 2.19. Ángulos de avance de la inyección y de combustión.

Punto de la inyección: La elección del avance de la inyección afecta a la forma del diagrama p - α modificando la presión máxima que se alcanza en el ciclo y el gradiente de presiones con respecto al tiempo. En la figura 2.20 se muestran tres curvas con distintos avances de inyección.

En ella se observa que, cuando se inyecta con grandes avances, la presión máxima y el gradiente de presiones son muy altos. Esto es debido a que el combustible se inyecta cuando la temperatura en la cámara no es todavía lo suficientemente alta y, por tanto, el tiempo de retraso es mayor. Consecuentemente, la cantidad de combustible que se evapora y se mezcla con aire en la primera fase de la combustión y que posteriormente se autoinflama en la segunda es muy elevada. Este comportamiento, además de provocar marcha dura y fuerte tensiones mecánicas,

puede mermar el trabajo específico del ciclo, ya que las presiones altas se alcanzan con bastante anterioridad al PMS y es, por tanto, un trabajo que el pistón debe vencer.

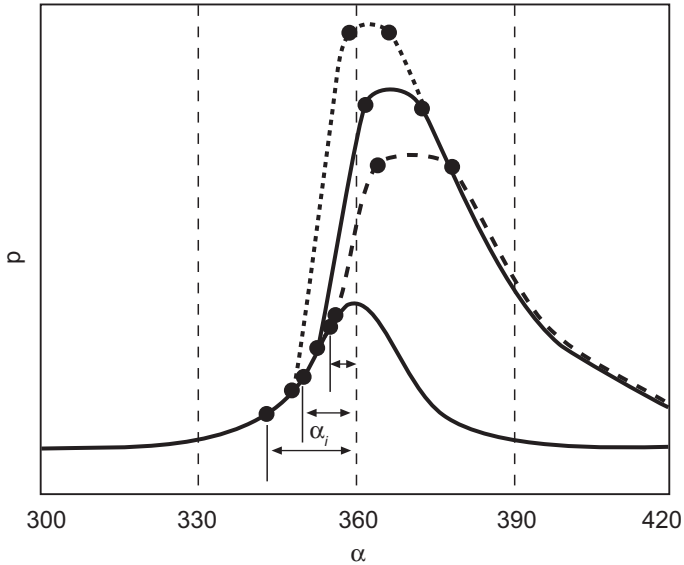


Figura 2.20. Influencia del ángulo de inyección sobre el diagrama $p-\alpha$.

En el caso contrario, en el que el punto de inyección está muy retrasado, el comportamiento es el inverso. La temperatura del aire en el inicio de la inyección es muy elevada, por lo que el tiempo de retraso disminuye y las presiones que se alcanzan son lo suficientemente bajas como para no obtener el máximo trabajo posible. Además, la tercera fase de la combustión se hace más larga, lo que disminuye la eficiencia de la combustión y favorece la formación de partículas.

El punto óptimo será aquel que produzca una combustión suficientemente rápida, ubicada de forma que se alcance el máximo trabajo posible y que evite elevados gradientes de presión.

Ley de inyección: Como se ha puesto de manifiesto a lo largo del capítulo, la ley de inyección es muy importante en la combustión de los MEC, ya que no sólo tiene influencia la cantidad de combustible inyectado sino también la forma o velocidad con la que se inyecta. En la figura

2.17 se mostró la forma del diagrama $p-\alpha$ empleando dos leyes distintas de inyección que inyectan la misma cantidad de combustible pero a distinta velocidad.

Cuando la inyección se realiza en un periodo de tiempo muy breve, la cantidad de combustible que se autoinflama en la segunda fase de la combustión es alta, lo que conduce, de nuevo, a muy altas presiones de combustión y fuertes gradientes de presión que provocan la marcha dura y pueden dañar al motor. Por el contrario, leyes de inyección muy planas o largas disminuyen el trabajo del ciclo ya que proporcionan menores presiones de combustión.

Grado de carga: La regulación de la carga en un MEC consiste en la el alargamiento o acortamiento de la inyección de combustible, de forma que se introduzca mayor o menor cantidad de éste. Por tanto, el grado de carga afecta al diagrama $p-\alpha$ principalmente en la tercera fase de la combustión. La presión máxima alcanzada y el gradiente de presión prácticamente no se ven alterados (figura 2.21). Como consecuencia de actuar sobre la tercera fase de la combustión, al aumentar el grado de carga existen mayores probabilidades de que las gotas de combustible se craqueen produciendo partículas sólidas de carbono.

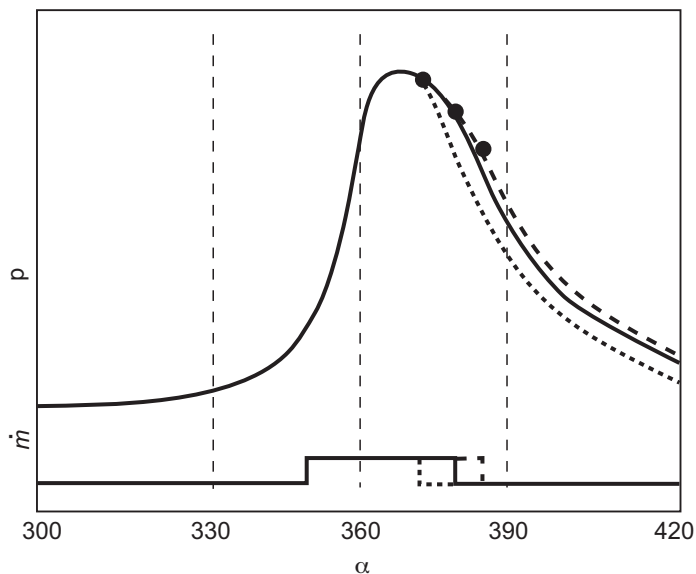


Figura 2.21. Influencia del grado de carga sobre el diagrama $p-\alpha$.

Régimen de giro: Por lo general, al aumentar el régimen de giro de un MEC la temperatura del aire fresco, sin quemar, es mayor como consecuencia de la mayor temperatura a la que se encuentran las paredes del cilindro. Esta mayor temperatura se traduce en menores tiempos de retraso que han de tenerse en cuenta a la hora de optimizar el ciclo. Por otro lado, un mayor régimen de giro fuerza a que la totalidad del combustible inyectado se deba introducir en un tiempo menor, por lo que la ley de inyección deberá ser más rápida. En lo referente al ángulo avance de la inyección, en algunas ocasiones, la reducción del tiempo de retraso se compensa con el aumento de la velocidad del motor, por lo que el avance de la inyección puede ser constante.

Por último, ha de tenerse también en cuenta el nivel de turbulencia dentro del cilindro, que crece conforme el régimen de giro se hace mayor y que favorece la macromezcla.

Sobrealimentación: El efecto de la sobrealimentación sobre la forma del diagrama $p-\alpha$ viene marcada por el aumento de la temperatura de la masa fresca. El aire se introduce en el cilindro a mayor temperatura que en un motor de aspiración natural debido al proceso de compresión que sufre en la sobrealimentación. Este incremento de temperatura, ya en la admisión, se mantiene e incluso se incrementa en el punto de inyección, por lo que el tiempo de retraso se reduce. Se debe tener en cuenta, además, que la masa de aire introducida es considerablemente mayor que en un motor de aspiración natural, por lo que la cantidad de combustible que se debe introducir es también mayor.

Por último, cabe recordar que, además de estos factores, el diseño de la cámara de combustión, el sistema de admisión (con la turbulencia que provoque) y el diseño de los inyectores juegan un papel muy importante en la combustión y, por tanto, los parámetros idóneos para cada motor pueden diferir en gran medida de unos a otros motores.

2.4. OTROS TIPOS DE COMBUSTIÓN EN MCIA

A parte de la combustión característica de los MEP y de los MEC, existen otros tipos de motores en los que la combustión se realiza de forma distinta. De entre ellos, cabe destacar los motores duales, los motores de mezcla estratificada y los de combustión ACT o HCCI.

2.4.1. Motores duales

Se denominan motores duales aquellos motores que presentan ciertas características similares a la combustión en MEP y otras similares a las de los MEC. Suelen ser motores grandes que emplean gas natural y gasóleo o fuelóleo como combustibles. El gas natural tiene un comportamiento bueno para ser empleado en MEP y un alto número de octano, por lo que se pueden emplear altas relaciones de compresión. El funcionamiento más común en los motores duales consiste, muy básicamente, en la deflagración de la mezcla de gas combustible con aire, formada al final de la compresión y encendida con una inyección piloto de fuelóleo que se autoinflama (como en los MEC) al ser inyectado en la cámara de combustión.

En estos motores se consiguen quemar mezclas muy pobres, con la consecuente ganancia en rendimiento y consumo, o gases con muy poco poder calorífico, como el gas de gasificación.

La regulación de la carga en este tipo de motores se puede efectuar mediante la inyección de más o menos fuelóleo (del mismo modo que en los MEC). En condiciones de plena carga el aporte de la inyección de fuelóleo puede ser incluso más significativo que el propio gas de la mezcla.

2.4.2. Motores de mezcla estratificada

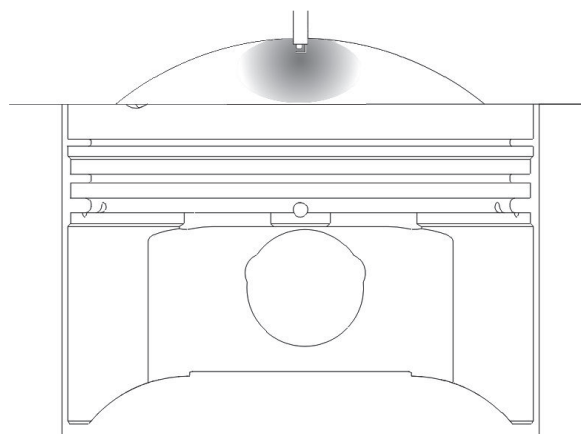


Figura 2.22. Mezcla estratificada.

La combustión de mezclas estratificadas⁹ consiste en una deflagración de una mezcla de aire y combustible premezclada que se inicia por un agente externo pero, a diferencia de los MEP, no homogénea. En concreto, la formación de la mezcla estratificada consiste en distribuir la riqueza de forma variable en las distintas zonas de la cámara de combustión, con lo que se consiguen quemar mezclas globales muy pobres (aunque localmente cercanas a la estequiometría) que permiten conseguir buenos rendimientos a bajos grados de carga.

Los motores que operan con carga estratificada no lo hacen en todo el rango de funcionamiento del motor. Su empleo suele ceñirse a la operación a baja carga y bajo régimen de giro, mientras que a altas cargas y altos regímenes operan como un MEP convencional. En efecto, a cargas parciales es cuando mayor aumento de rendimiento se obtiene, ya que es posible trabajar con mezclas pobres junto con un llenado eficiente del cilindro (alto rendimiento volumétrico), con la válvula de mariposa totalmente abierta. Por otro lado, a alto régimen de giro, debido a la mayor intensidad de la turbulencia, no es posible conseguir la mezcla estratificada de forma apropiada.

La combustión es muy similar a la de los MEP, por lo que se emplean los mismos combustibles que en éstos.

2.4.2.1. Motores de combustión ACT o HCCI

La combustión ACT (autoinflamación controlada térmicamente) o HCCI (*Homogeneous Charge Compression Ignition*), no plenamente desarrollada en la actualidad¹⁰, consiste en la autoinflamación controlada de una mezcla de aire y combustible premezclada y homogénea. Es, por tanto, un tipo de combustión que posee cierta similitud con la combustión en MEP, al tratarse de la combustión de una premezcla formada durante la admisión, y con la combustión en MEC, por el tipo de encendido.

Este tipo de combustión puede ser logrado tanto a partir de combustibles propios de los MEP como de los MEC, aunque en ambos casos con

⁹ Empleada, por ejemplo, en los motores denominados GDI y FSI y en motores grandes de gas con precámara de combustión.

¹⁰ Aunque actualmente se estudia sobre su empleo en motores de potencia media, se ha empleado en motores pequeños de aeromodelismo y en algunos motores de motocicleta.

ciertas particularidades, que no son objeto de estudio en el presente texto. La ventaja frente a los MEP es que permite obtener buenos rendimientos a cargas parciales, al igual que las mezclas estratificadas, por quemar mezclas pobres y por la ausencia de la válvula de mariposa. Frente a los MEC, las ventajas son la mayor sencillez del sistema de inyección, así como la reducción de emisiones de partículas y de óxidos de nitrógeno.

No obstante, con cualquiera de los dos tipos de combustibles, la limitación tecnológica actual radica en la dificultad de controlar el inicio de la autoinflamación. A consecuencia de ello, se pueden producir altas emisiones de hidrocarburos no quemados (cuando en alguno de los ciclos la mezcla no se autoinflama) y existe riesgo de combustión detonante o picado cuando la autoinflamación es brusca debido a que no se ha alcanzado una buena mezcla a unas condiciones de presión, temperatura y composición adecuadas. Asimismo, a día de hoy no se logra una autoinflamación controlada en amplios rangos de operación del motor.

2.5. FORMACIÓN DE ESPECIES CONTAMINANTES EN MCIA

2.5.1. Emisiones contaminantes

Las fuentes de contaminación asociadas a los motores de combustión interna alternativos y, más particularmente, a los vehículos pueden ser de distinta naturaleza. Así, los motores producen contaminación acústica, residuos —tanto en el mantenimiento como en el ciclo de vida global del motor— y vierten especies contaminantes al aire a través de los gases de escape, lo que se conoce por emisiones contaminantes, que son las que se estudian en este capítulo.

Se debe diferenciar entre dos conceptos referentes a la contaminación y la calidad del aire: las *emisiones* y las *inmisiones*. Las emisiones es todo aquello que se evacua por fuentes o conjuntos de fuentes localizables, por ejemplo, tubos de escape o chimeneas, mientras que las inmisiones son el conjunto de especies que residen en la atmósfera como consecuencia de las emisiones, que no tienen por qué coincidir con las especies emitidas. Incluso, las unidades en las que se miden son distintas: las emisiones se miden con referencia a los km recorridos o los kWh producidos mientras que las inmisiones se miden por concentración en volumen en la atmósfera.

Por otro lado, por producto contaminante se entiende que es aquel componente o aquella especie que existe en el aire pero *no es natural en él* (sustancias extrañas a las habituales en el aire) o aquel componente natural en el aire pero *cuya proporción ha variado* por razones antropogénicas (por ejemplo el CO_2 o el O_3 troposférico). A su vez, se pueden distinguir entre productos *contaminantes primarios*, que son aquellos que emite una fuente identificable —que pueden, además, permanecer invariantes o no en el ambiente—, y los *contaminantes secundarios*, que son los que aparecen en la atmósfera como consecuencia de las reacciones químicas entre los primarios y otros agentes, como por ejemplo la radiación solar.

De entre los productos contaminantes producidos a causa de los motores de combustión interna alternativos cabe destacar los siguientes:

- *Monóxido de carbono (CO)*: Es un gas incoloro e inodoro, inherente a cualquier proceso de combustión, ya que es una especie intermedia que aparece debido a la cinética química de la combustión. Es tóxico para la salud humana, ya que inhibe la absorción de oxígeno por los glóbulos rojos, produciendo asfixia. Una vez en la atmósfera se transforma en CO_2 con el paso del tiempo, pero es muy peligroso a nivel local y en recintos cerrados mientras dicha transformación no ha ocurrido.
- *Óxidos de nitrógeno (NO_x)*: Se conoce como NO_x al conjunto de óxidos nitrosos y nítricos (especialmente NO y NO_2). En los motores se produce fundamentalmente NO , aunque tiende a reaccionar para transformarse en NO_2 . El NO es un gas incoloro e inodoro, con efectos sobre la salud humana muy parecidos a los del CO , pero es muy improbable de respirar debido a que se emite en concentraciones muy pequeñas y se transforma rápidamente en NO_2 . El NO_2 , por su parte, es un gas irritante para salud humana y precursor de la formación de ozono (O_3).
- *Hidrocarburos (HC)*: Las emisiones de hidrocarburos, en un sentido amplio, son la emisión de hidrocarburos en estado sólido, líquido o gaseoso como consecuencia de falta de combustión o de una combustión incompleta.
- *Compuestos orgánicos volátiles (COV)*: Los compuestos orgánicos volátiles son los hidrocarburos líquidos volátiles y los gaseosos. Aunque están presentes en los gases de escape, la contribución de

las emisiones de los MCIAs es muy baja en comparación con las de otros sectores industriales (pintura, barnices o productos de limpieza). Sin embargo, sí son de especial consideración en la recarga de combustible en los motores de encendido provocado, debido a su alta volatilidad. Son gases incoloros pero no inodoros, por lo que son fácilmente detectables. Su efecto sobre la salud humana es muy diverso, existiendo especies no dañinas (como el metano, el propano o las parafinas ramificadas) y otras muy perniciosas (como el formaldehído, los peróxidos o los hidrocarburos de base bencénica, que son todos ellos cancerígenos). Además, excepto el metano, son precursores de la formación ozono troposférico.

- *Partículas*: Son sólidos o líquidos en suspensión en el gas de escape o en la atmósfera. Están compuestas principalmente por carbón o hidrocarburos deshidrogenados, aunque también pueden ser productos orgánicos pesados, sulfatos, metales y otros compuestos inorgánicos. El efecto que tienen a nivel local es el ensuciamiento del medio ambiente. Con respecto a la salud humana, su efecto depende de su tamaño y su composición. Las partículas más dañinas son las de menor tamaño, ya que no son filtradas en la respiración y pueden llegar a penetrar en los alvéolos pulmonares. Las partículas con elementos metálicos como el vanadio o el plomo pueden ser muy perjudiciales para la salud.
- *Ozono (O_3)*: El ozono es un contaminante secundario, formado por la conjunción de la presencia de óxidos de nitrógeno, hidrocarburos y radiación solar. Es un gas altamente oxidante, corrosivo e irritante para la salud humana. Además, es causante de algunas enfermedades respiratorias, por lo que a nivel troposférico debe ser controlado.
- *Óxidos de azufre y cloruros y bromuros de plomo*: Estos compuestos aparecen como consecuencia del contenido en azufre, plomo, cloro y bromo respectivamente del combustible. Los óxidos de azufre son parte responsable de la lluvia ácida, con efectos a nivel transfronterizos, mientras que los bromuros y cloruros de plomo son muy perjudiciales para la salud humana y su efecto es, además acumulativo.
- *Dióxido de carbono (CO_2)*: El dióxido de carbono es un gas inocuo para la salud humana. No es una especie contaminante en sí misma ya que forma parte de la composición de la atmósfera y de los ciclos

vitales de la naturaleza. Sin embargo, su concentración sí se ha visto alterada por la acción del hombre. La preocupación acerca de la emisión de este gas se debe a que, junto con el vapor de agua, es el mayor responsable del efecto invernadero del planeta. Por tanto, la alteración de su concentración produce modificaciones en dicho efecto, que puede dar como resultado el calentamiento del planeta, existiendo una práctica unanimidad de opinión en la comunidad científica sobre tal consecuencia. Cabe decir que, al formar parte de los ciclos vitales en la naturaleza, no todo lo emitido como consecuencia de la actividad humana incrementa la concentración de CO_2 en la atmósfera, sino que una gran parte de él es reabsorbido por la propia naturaleza. Por último, también hay que tener presente que las emisiones de CO_2 son directamente proporcionales al consumo de combustible de base de carbono, por lo que es completamente inevitable su producción mientras se continúe dependiendo de éstos para la obtención de energía.

Todos los contaminantes primarios enumerados en la lista anterior son inevitablemente producidos, en mayor o menor medida, por los MEP y MEC (los contaminantes secundarios se forman en la atmósfera). Sin embargo, cada tipo de motor, debido a la distinta naturaleza del proceso de combustión, destaca por la emisión de unos u otros.

En concreto, los MEP se caracterizan por:

- las *emisiones de NO_x* , que se producen debido a la alta temperatura del frente de llama y que, por cinética química, no llegan a reducirse;
- las *emisiones de hidrocarburos (HC)*, sobre todo por mezcla sin quemar debido a razones físicas o combustiones incompletas;
- y *emisiones de CO*, que por cinética química no se termina de oxidar para transformarse en CO_2 .

Las emisiones de partículas son prácticamente despreciables y la cantidad de CO_2 emitido por kWh producido depende del combustible que se emplee y del rendimiento del motor.

Por otro lado, los MEC se caracterizan por:

- emitir una *gran cantidad de partículas*, proceso ligado a la combustión por difusión.

- y óxidos de nitrógeno, por las altas temperaturas y el exceso de aire en este tipo de motores.

En comparación con los de encendido por chispa, emiten menos cantidad de hidrocarburos (el combustible se quema al entrar en la cámara de combustión, por lo que es muy difícil la existencia de productos inquemados) y de CO (debido al exceso de aire). En cuanto a las emisiones de CO₂, se puede decir que los motores diesel emiten menos kg de CO₂ por cada kWh producido que los MEP convencionales, debido a la diferencia de rendimiento, con la excepción de que se utilice gas natural en los motores de encendido provocado (o, incluso, GLP), ya que el contenido en carbono de éste es muy bajo.

Las emisiones más relevantes en MEP convencionales son las de CO, hidrocarburos sin quemar y NO_x. En MEC, las emisiones más importantes son de NO_x y de partículas.

Estos contaminantes primarios pueden permanecer en la atmósfera como tal o transformarse en secundarios, entre los que destaca el ozono troposférico y el NO₂.

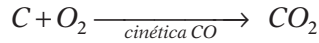
Todos los motores emiten CO₂ como resultado de la combustión del carbono, que se añade al existente en la naturaleza siempre y cuando el combustible sea de origen fósil.

2.5.2. Formación de especies contaminantes en MEP

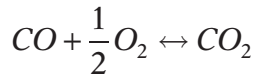
Como es conocido, los MEP convencionales podrían trabajar, dentro de los límites de inflamabilidad, con una mezcla homogénea con una riqueza que oscila entre un dosado relativo de 0,8 (o menor si el combustible es ligero) y 1,4, aunque el rango de operación real es mucho menor. En los MEP de carga estratificada la riqueza es variable según la región de la cámara. En ambos casos, las emisiones contaminantes están muy ligadas a la riqueza local de la mezcla durante la combustión.

2.5.2.1. Formación de CO

El CO se forma en cualquier reacción de combustión, pues forma parte de la cinética química asociada a la oxidación del carbono para formar CO₂:



La reacción anterior es una reacción con una cinética muy desplazada hacia los productos, pero necesita de la formación previa de monóxido de carbono, de forma que la oxidación del átomo de carbono se produce secuencialmente primero con un átomo de oxígeno y después con el segundo. La formación necesaria del CO hace que aparezca una reacción de equilibrio en el proceso:



Uno de los factores que influyen en el equilibrio de esta reacción es la constante de cinética química. El equilibrio de la reacción está muy desplazado hacia el lado de los productos, lo que favorece la reacción completa de combustión al producirse CO₂, y tanto más desplazado cuanto menor es la temperatura. Sin embargo, la cinética es tanto más rápida cuanto mayor es la temperatura. De esa forma, durante la combustión, cuando reinan las altas temperaturas, la cinética es muy rápida y se alcanza un equilibrio entre CO y CO₂. Cuando la combustión finaliza y comienza la expansión, la temperatura baja, por lo que el equilibrio tiende a oxidar el monóxido de carbono, pero la cinética es lenta y la reacción de oxidación se puede llegar a congelar. Como resultado, las trazas de CO generado son mayores que lo estipulado por el equilibrio de la reacción anterior, y la emisión de CO no es despreciable. Este comportamiento se ilustra en la figura 2.23.

Otro de los factores que influyen es la concentración de O₂. Como es conocido, si la concentración de oxígeno (un reactivo) es escasa, el equilibrio queda desplazado hacia los reactivos, y la generación de CO por el motor será mayor.

En resumen, *la formación de CO ocurre siempre* (aunque haya exceso de oxígeno) y se debe a dos causas: la *cinética de la reacción* de combustión (que aparece siempre) y la *falta de oxígeno* localmente, que potencia su producción.

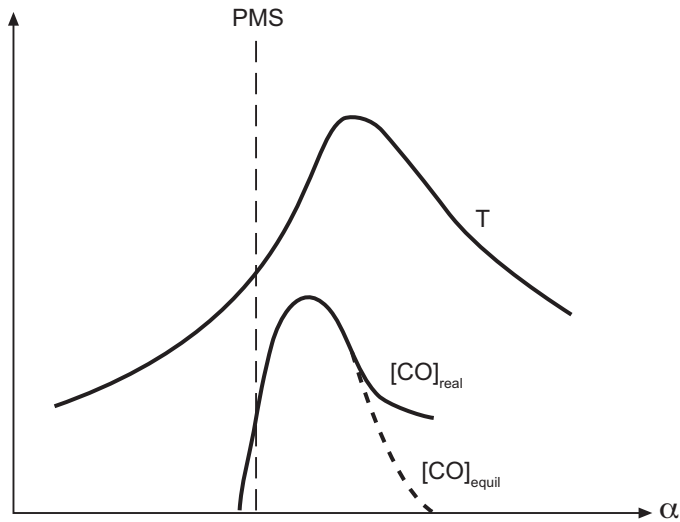
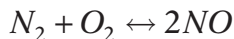


Figura 2.23. Concentración de CO en función del ángulo de cigüeñal.

2.5.2.2. Formación de NO_x

Los óxidos de nitrógeno se producen debido a la reacción del nitrógeno molecular presente en el aire con el oxígeno. El nitrógeno molecular no se oxida a baja temperatura debido a que la cinética química de la reacción correspondiente es extremadamente lenta. Sin embargo, a las altas temperaturas a las que se llega en la combustión sí se presenta la siguiente reacción de equilibrio:



El NO es la especie contaminante primaria, siendo el NO_2 el contaminante secundario, que se produce ya en la atmósfera.

Volviendo a la reacción de equilibrio, ésta se encuentra muy desplazada a la izquierda (reactivos) a baja temperatura, y se desplaza hacia la derecha (productos) a alta temperatura. La cinética a baja temperatura es muy lenta. A alta temperatura la cinética es lo suficientemente rápida como para que aparezca cierta concentración de NO.

Durante la carrera de expansión, con la temperatura descendiendo, el equilibrio tiende a restablecerse, tendiendo a eliminar el contaminante,

pero la cinética es lenta y se emite siempre cierta concentración de NO. El comportamiento se ilustra en la figura 2.24.

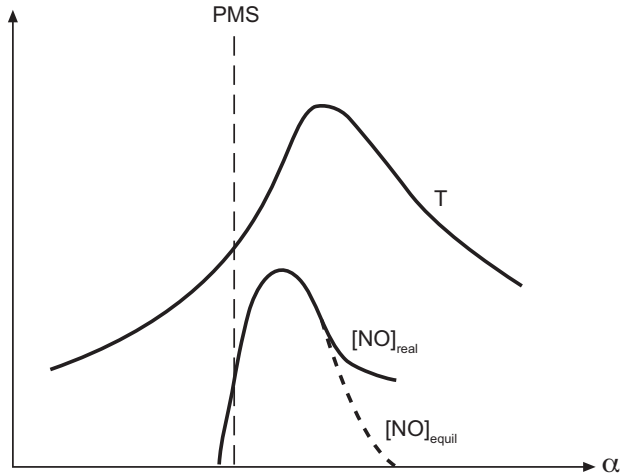


Figura 2.24. Concentración de NO en función del ángulo de cigüeñal.

De la ecuación de la reacción de equilibrio se desprende que la formación de NO (producto) será tanto mayor cuanto mayor concentración de oxígeno (reactivo) haya. Es decir, la formación de óxidos de nitrógeno será mayor en mezclas pobres.

A modo de resumen, *los NO_x se producen siempre* puesto que es inevitable que aparezca NO durante la combustión, por la presencia de nitrógeno, y no desaparece porque la *cinética química* se congela. La condición para que aparezca es que *haya muy alta temperatura*, que se alcanza durante la combustión, activando y favoreciendo la oxidación de nitrógeno. La emisión de NO es mayor en combustiones con *mezclas pobres o localmente pobres*, por la mayor presencia de oxígeno. Ya en la atmósfera (incluso en el foco de emisión), *parte de NO se transforma en NO_2* .

2.5.2.3. Emisión de hidrocarburos no quemados

Las emisiones de hidrocarburos no quemados las constituyen el combustible que no se ha oxidado más el que se ha oxidado parcialmente en forma de aldehídos, cetonas, peróxidos, CHO, etc.

En efecto, en la cinética química de la combustión, antes de la formación final de CO_2 y H_2O se forman radicales libres, moléculas parcialmente oxidadas, se rompen enlaces, se parten moléculas, etc., de forma que se forman todas esas especies y otras, siendo muchas de ellas hidrocarbonadas. Sin embargo, estas especies son muy inestables y la cinética se encuentra muy desplazada a los productos finales, por lo que es muy difícil que se produzcan hidrocarburos parcialmente oxidados a no ser que la mezcla sea muy rica. Incluso en esas condiciones, la presencia de oxígeno en el escape finaliza la cadena de reacciones.

El problema de los hidrocarburos no quemados reside, por tanto, en las emisiones de combustible que no ha iniciado el proceso de combustión (estas especies sí son estables). Este combustible proviene de las zonas de la cámara de combustión a las que no ha llegado el frente de llama, por extinguirse antes de alcanzarlas al encontrarse la mezcla más fría que en el seno del fluido. Las principales zonas son:

- zonas de los segmentos: juegos entre camisa y pistón;
- junta de la culata;
- combustible adherido a las camisas (la llama se extingue por no estar a suficiente temperatura) y a la culata;
- zonas pegadas al electrodo de la bujía.

Como se ha comentado anteriormente, *la emisión de hidrocarburos no quemados es, por tanto, un problema de índole física más que química.*

En MEP de inyección directa funcionando con *carga estratificada las emisiones de hidrocarburos no quemados son mucho menores* pues, al introducirse solamente aire en el proceso de renovación de la carga, no existe una película de combustible adherido a las paredes del cilindro.

2.5.2.4. Concentración de contaminantes en función de la riqueza: zona óptima de trabajo

La figura 2.25 muestra de forma cualitativa la variación de emisiones de los tres contaminantes importantes en MEP en función del dosado relativo. Se observa que:

- las emisiones de CO crecen con la riqueza: las emisiones son bajas y crecientes (crecen por el aumento de temperatura) para mezclas pobres y crecen bruscamente cuando la mezcla empieza a tener falta de oxígeno;
- existe un máximo de emisiones de NO_x cerca del dosado estequiométrico: en efecto, la formación crece con la temperatura de combustión, más alta en condiciones de estequiometría, pero también crecen por el exceso de oxígeno, por lo que el máximo se sitúa en la región pobre de la gráfica, cerca de la estequiometría;
- existe un mínimo de emisiones de HC en el lado pobre: cuanto mayor es la riqueza, mayor concentración de hidrocarburos existe en la mezcla y, por tanto, la cantidad de inquemados será mayor. Con mezclas muy pobres la tendencia se invierte por apagados locales de llama. De ahí la existencia de un mínimo

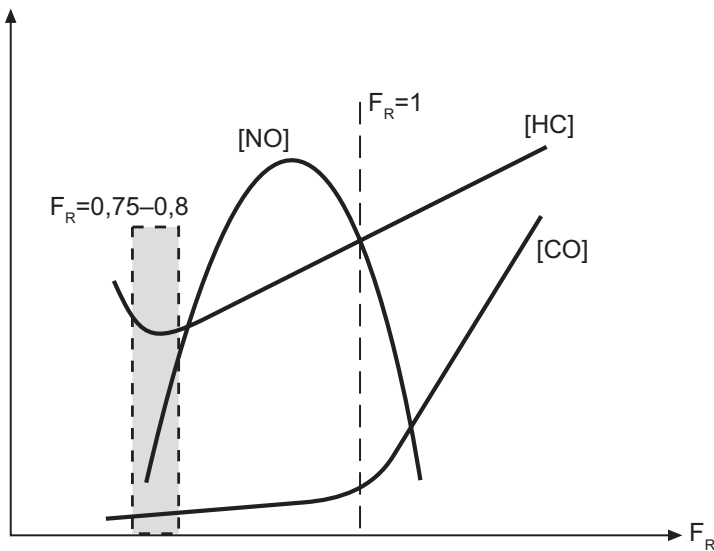


Figura 2.25. Concentración de emisiones contaminantes en MEP en función del dosado relativo.

De la figura se desprende, por tanto, que existe una región de baja riqueza en la que se pueden contener las emisiones de las tres especies contami-

nantes. Esta zona es, además, cercana a la de mínimo consumo. Por tanto sería una buena zona de funcionamiento para MEP convencionales.

Sin embargo, las emisiones en esa zona de funcionamiento no son lo suficientemente bajas para cumplir con las normativas vigentes en automoción, y es necesario pos-tratamiento de los gases de gases. En MEP convencionales de automoción, como se verá, es necesario recurrir a dosados estequiométricos, por el tipo de catalizador empleado. En motores MEP estacionarios sí es suficiente trabajar con dosado pobre. Por último, en MEP de carga estratificada (automoción) sí se trabaja con mezclas pobres pero es necesario incorporar catalizadores e incluir EGR (se estudia más adelante).

Existe un valor de la riqueza en el lado pobre en el que se pueden minimizar las emisiones de los MEP. Sin embargo, para una reducción más efectiva en MEP convencionales se requiere el uso de catalizadores de tres vías y mezcla estequiométrica.

En MEP de carga estratificada sí se trabaja con mezclas pobres usando otros catalizadores y EGR.

2.5.3. Formación de especies contaminantes en MEC

El proceso de formación de monóxido de carbono y de óxidos de nitrógeno en MEC es análogo al descrito para los MEP. Sin embargo, debe tenerse en cuenta que en MEC la riqueza de la mezcla es completamente variable dentro de la cámara de combustión.

A pesar de esta variabilidad de dosados, la mezcla global es pobre o muy pobre. Por ese motivo, la formación de CO es menor que en un MEP pero la de NO_x es mayor.

El proceso de formación y emisión de hidrocarburos es completamente distinto al de los MEP. Al igual que en los MEP de carga estratificada, como en la admisión solamente se introduce aire, no existe una película de hidrocarburos adherida a las paredes del cilindro. Por tanto, no se emiten hidrocarburos no quemados por causas físicas.

Sin embargo, como se estudió los epígrafes de combustión en MEC, debido a la heterogeneidad de la mezcla y al mecanismo de combustión por difusión, hay zonas de la cámara en las que la riqueza local es muy alta o no hay oxígeno, pero sí reina una alta temperatura. En estas zonas los hidrocarburos del combustible se deshidrogenan parcialmente, dando lugar a cierta pirolisis. Así se forman aldehídos, benceno, cadenas aromáticas o poli-aromáticas. Incluso se llega a la des-hidrogenación total, perdiéndose todos los hidrógenos y quedando carbono puro.

De esa forma, los motores diésel emiten combustible deshidrogenado, en forma de gotas líquidas o partículas sólidas, prácticamente carbono puro, que no se ha oxidado por no encontrar oxígeno. Esta presencia de gotas líquidas y partículas sólidas son las responsables del humo característico de los motores diésel, constituido por partículas de distintos diámetros, algunas inapreciables a la visión humana.

En MEC las emisiones de CO son menores que en los MEP y las de NO_x mayores por la riqueza global pobre. Las emisiones de hidrocarburos sin quemar no son relevantes por no existir pre-mezcla pero aparecen partículas por la des-hidrogenación del combustible en las zonas de gran riqueza local. En MEP de mezcla estratificada la tendencia es la misma que en los MEC aunque atenuada, por usar mezclas pobres y heterogéneas.

2.6. REDUCCIÓN DE EMISIONES CONTAMINANTES EN MCIA

A lo largo del presente capítulo se ha ido hablando de distintas estrategias de funcionamiento y de diseño que permiten la reducción de las emisiones contaminantes. En el presente apartado se reúnen dichas estrategias y se mencionan asimismo los distintos sistemas de postratamiento de gases que se usan hoy en día.

Las estrategias de reducción de emisiones contaminantes se pueden clasificar en dos: *estrategias activas* que afectan al diseño y funcionamiento del motor y, por tanto, a la formación de las especies; y *estrategias pasivas* que actúan sobre los gases generados antes de ser expulsados, con el objeto de disminuir la concentración de las especies a la hora de emitirlos.

2.6.1. Medidas sobre el diseño y operación del motor

Reducción de emisiones de HC: La reducción de hidrocarburos es especialmente importante en MEP. Además de lo comentado en la figura 2.25 del apartado 2.5, la reducción de hidrocarburos puede lograrse optimizando la forma de la cámara de combustión, de forma que sea más compacta, con menos superficie y menos cavidades y reduciendo la distancia entre el primer segmento (o segmento de fuego) y la cabeza del pistón. Asimismo, las emisiones se reducen con el empleo de inyección multipunto frente a la monopunto o el uso de carburador, y con la inyección directa en mayor medida, como también se menciona en el tema de formación de la mezcla. Por último, la sobrealimentación contribuye a reducir las emisiones de hidrocarburos, ya que para una potencia dada el tamaño del motor puede ser más pequeño.

Reducción de emisiones de NO_x – EGR: Además de lo comentado con la figura 2.25, la medida más efectiva que se puede tomar, tanto en MEC como en MEP, es actuar sobre la temperatura de la combustión. Para lograrlo, se dejan sin evacuar en el cilindro gases residuales del ciclo anterior, lo que se conoce por *recirculación de gases de escape (EGR)*. Efectivamente, los gases ya quemados, inertes, no se pueden volver a quemar. Por tanto, constituyen una masa que se calienta con parte de la energía liberada en la combustión, evitando que esa energía se dedique a aumentar aún más la temperatura. El EGR se controla tanto con válvulas específicas a tal efecto como con sistemas de distribución variables, que se estudian en capítulos posteriores (renovación de la carga).

Reducción de emisiones de CO: En MEP se puede reducir su formación según lo indicado en la gráfica 2.25. En MEC se puede favorecer el reparto de oxígeno con una buena macromezcla, encomendada al sistema de inyección (número y niveles de chorros y penetración) y a la turbulencia (fenómenos fluidomecánicos y diseño de la cámara).

Reducción de emisiones de partículas: Característico de los MEC, se puede reducir su formación mejorando el sistema de inyección, esencialmente optimizando la presión de inyección para obtener una buena micromezcla, así como mejorando el diseño de los inyectores y la fluido-dinámica de la inyección, especialmente en la fase final, para suministrar las gotas del volumen residual del inyector (apartado 5.4.3). Son también característicos, en menor medida, de los MEP con mezcla estratificada.

2.6.2. Sistemas de postratamiento de gases de escape

Los sistemas de pos-tratamiento de gases de escape más extendidos son los *catalizadores* y los *filtros*. Los *catalizadores* son componentes instalados en la línea de escape que tienen por objeto restituir el equilibrio químico —incluso a baja temperatura— que ha quedado congelado durante la expansión y que provoca la aparición de algunas especies (como se acaba de estudiar); o de finalizar una reacción que ha quedado asimismo congelada por cinética química. Los agentes catalizadores contienen metales nobles, como el paladio (Pd), el platino (Pt) o el rodio (Rh). El otro tipo de sistemas los constituyen los filtros, que también se ubican en la línea de escape. Pueden ser *físicos* o *químicos*, y tienen la misión de acumular las especies no deseadas para luego deshacerse de ellas sin emitir las al ambiente en la misma forma que en la que fueron atrapadas.

Tanto catalizadores como filtros se incorporan además de las medidas activas mencionadas anteriormente. Del mismo modo, los motores pueden incorporar uno o más tipos de filtros y catalizadores, en función del tipo de motor que se trate y de la normativa vigente de la aplicación a la que da servicio el motor.

A continuación se describen brevemente los sistemas más importantes y sus aplicaciones.

Catalizadores de oxidación: los catalizadores de oxidación tienen por objeto finalizar la oxidación del CO y de los HC sin quemar (especies contaminantes) para producir CO₂ (que es la especie deseada). Como efecto colateral, también terminan de oxidar el NO para dar NO₂, pero hay que destacar que no reduce la emisión de NO_x, sino que cambia el tipo de óxido de nitrógeno. Solamente funcionan en atmósferas con contenido en oxígeno. Los agentes catalizadores son el platino y el paladio.

Hoy en día se utilizan en MEC de automoción y en MEP de carga estratificada para disminuir las emisiones de CO y HC, en ambos casos junto con el EGR, que es el sistema al que se le encomienda la reducción de las emisiones de NO_x. Asimismo, se instalan en algunos pequeños MEP de dos tiempos, para oxidar la gran emisión de hidrocarburos no quemados originados por el cortocircuito (ver renovación de la carga en motores de dos tiempos), así como para oxidar el CO. En estos MEP, los

óxidos de nitrógeno no alcanzan mucha concentración, de nuevo, por la alta proporción de masa de cortocircuito.

Catalizadores de reducción: los catalizadores de reducción tienen por objeto reducir los óxidos de nitrógeno a nitrógeno molecular. El agente catalizador más efectivo es el rodio. No son capaces de funcionar en presencia de oxígeno, por lo que solo sería posible su empleo en motores trabajando con mezcla rica, que no es común. Por esa razón, su uso no está extendido.

Cuando se instalan para reducir los NO_x , es necesario disponer en primer lugar el catalizador de reducción e incorporar después el de oxidación, tras una incorporación de aire fresco para que éste pueda funcionar y oxidar así el CO y los HC no quemados.

Catalizador de tres vías: es el catalizador empleado en los MEP convencionales de automoción. Actúa conjuntamente sobre la oxidación del CO y de los HC así como sobre la reducción de NO_x (de ahí su denominación, al actuar sobre las tres especies simultáneamente). Como agentes catalizadores emplean platino, paladio y rodio.

Requiere exactamente de un dosado estequiométrico para su correcto funcionamiento; si la mezcla es pobre, hay presencia de oxígeno y la catalización para la reducción no se puede efectuar. Si la mezcla es rica, no se libera el suficiente oxígeno de la reducción de NO_x para oxidar el monóxido de carbono y los hidrocarburos no quemados. Es decir, en ellos todo el oxígeno obtenido de la reducción de NO_x se usa para oxidar, puesto que la relación de oxígeno originariamente es la estequiométrica.

Al requerir de una mezcla estequiométrica (con poco margen de error), es necesario un control en bucle cerrado del dosado. Esto se consigue con un sensor de presencia de oxígeno, denominado *sonda lambda* (o sonda λ), que indica la presencia o no de oxígeno en el escape (señal de todo o nada) a la centralita. La centralita, por su parte, varía constante y convenientemente la inyección de combustible de forma que instante a instante el sensor detecte presencia y falta de oxígeno ciclo a ciclo secuencialmente, asegurando la estequiometría en media. Hoy en día existen sondas lineales que detectan la concentración de oxígeno en lugar de simplemente la presencia, facilitando el control de la centralita.

Reactores de reducción catalítica selectiva (SCR): se trata de un reactor químico, generalmente voluminoso, que tiene por objeto la reducción de óxidos de nitrógeno a nitrógeno molecular en atmósferas ricas en oxígeno. Como agentes catalizadores utilizan titanio (Ti) y vanadio (V). Para su funcionamiento requieren del consumo de amoníaco. Por su alta toxicidad y peligrosidad, se añade una fase previa de generación de amoníaco a partir de urea, que es el componente que se debe suministrar.

Como ventaja tiene la reducción de óxidos de nitrógeno en atmósfera oxidante, por lo que sería viable para el uso con mezclas pobres. Sin embargo, su gran volumen y el consumo de urea (con su correspondiente depósito y recarga) lo desaconsejan para el uso en automoción. Se han empleado en motores diesel estacionarios y marinos, incluso de maquinaria agrícola, donde la legislación anticontaminante es exigente con los NO_x pero no tanto con el CO y las partículas.

Sistemas de almacenamiento químico de NO_x o trampas de NO_x : estos sistemas son filtros químicos que, por adsorción química, atrapan las moléculas de NO_2 . Constructivamente son como un catalizador de tres vías (y contienen Pt, Pd y Rh), pero incluyen el agente que consigue la captura de NO_2 , que es comúnmente el óxido de bario (BaO). En atmósfera rica en oxígeno el sistema oxida el CO y los HC, y también el NO para producir NO_2 . Simultáneamente, el sistema adsorbe el NO_2 producido para retener nitratos de bario en su seno. Se utilizan en automoción, en MEC y en MEP de mezcla pobre y carga estratificada.

Cuando el sistema se satura de nitratos, es necesario devolverlo al estado original. Esta restitución no es posible trabajando con las mezclas pobres típicas de los motores MEC y los MEP de carga estratificada, por la alta concentración de oxígeno en el escape. Por ello, es necesario efectuar una inyección de combustible durante la carrera expansión o inyectar algún hidrocarburo en el escape durante las etapas de regeneración, para que se consuma el oxígeno sobrante. En este momento, el sistema trabaja de forma similar a un catalizador de tres vías: al restituir el nitrato de bario a óxido de bario y NO_2 y no haber falta ni exceso de oxígeno (gracias al aporte extra de combustible), el sistema oxida el CO y los HC con el oxígeno procedente del NO_2 . Estas etapas de restitución empeoran el consumo medio del motor, pues es combustible gastado en consumir el exceso de oxígeno que no genera potencia mecánica.

Filtros de partículas: Son filtros físicos cuyo objetivo es obstruir o impedir el paso de las partículas líquidas y sólidas, características de los motores diesel y, en menor medida, de los MEP de carga estratificada. Actualmente se emplean en esos dos tipos de motores de automoción.

Conforme trabaja, el filtro se satura y la pérdida de carga va en aumento, lo que reduce el rendimiento del motor. Antes de que se colmate, el filtro se debe cambiar o regenerar (para evitar su cambio). La regeneración, especialmente útil en automoción, consiste en oxidar las partículas de carbono retenidas, para que se emitan en forma de CO_2 . Esto se puede conseguir de dos formas. La primera, consiste en aumentar la temperatura de trabajo del filtro, bien con resistencias eléctricas (que consumen energía) o bien con inyecciones en la carrera de expansión o escape o en el propio conducto de escape que se queman y elevan la temperatura. En ambos casos el rendimiento térmico del motor se ve mermado. La segunda forma de regenerar consiste en inyectar, durante la etapa de regeneración, una sustancia que cataliza en el filtro la combustión de las partículas de carbono. La combustión de las partículas sólidas presentes en el filtro queda favorecida por la presencia del NO_2 formado en el catalizador previo de oxidación (se recuerda que se oxida el NO de forma colateral), ya que la molécula aporta oxígeno a las partículas depositadas. Los motores pueden adoptar ambas estrategias indistinta o conjuntamente: incremento de temperatura y regeneración catalítica.

CAPÍTULO 3
PÉRDIDAS DE CALOR Y REFRIGERACIÓN.
PÉRDIDAS MECÁNICAS Y LUBRICACIÓN

Objetivos fundamentales del capítulo

- Distinguir entre los distintos tipos de pérdidas asociadas al funcionamiento de los MCIA y saber realizar un balance térmico de motor, entendiendo la interrelación que existe entre las diferentes pérdidas.
- Entender las razones por las cuales es necesario refrigerar los MCIA y conocer los sistemas utilizados: por aire y por líquido, pudiendo resaltar sus ventajas e inconvenientes.
- Identificar los factores que afectan a las pérdidas de calor y su relación con la necesidad de que los sistemas de refrigeración incorporen mecanismos de regulación.
- Conocer los factores fundamentales que afectan a las pérdidas mecánicas por fricción y las zonas del motor más críticas donde se localizan principalmente.
- Saber identificar los elementos fundamentales de un sistema de lubricación a presión, incluyendo los que contribuyen a su regulación y control.

3.1. INTRODUCCIÓN

En los motores de combustión interna alternativos, como en el resto de los motores térmicos estudiados en Máquinas Térmicas, no es posible transformar en trabajo útil toda la energía aportada mediante el combustible y liberada en el proceso de combustión, debido a diversas causas que analizaremos con más detalle a lo largo del presente capítulo. Cuando se estudiaron en el capítulo 1 —apartado 1.3— los ciclos de trabajo y el diagrama del indicador real de los motores de combustión interna alternativos de cuatro tiempos y de dos tiempos, se definieron los rendimientos indicado, efectivo y mecánico, y se hizo referencia a diferentes tipos de pérdidas. Se pueden resaltar tres grandes grupos de pérdidas:

- *Pérdidas de calor al exterior y a fluidos refrigerantes*
- *Pérdidas mecánicas*
- *Pérdida asociada a los gases de escape*

A lo largo del capítulo se van a analizar los distintos tipos de pérdidas y se va a poner de manifiesto la interrelación que existe entre ellas. Hay que tener en cuenta, por ejemplo, que la energía mecánica degradada se transforma en energía térmica, incrementando la energía interna del fluido que evoluciona en el motor y, por tanto, la energía interna de los gases de escape, pero parte de esa energía se perderá a su vez por transmisión de calor a través de las paredes del motor. Por otro lado, las pérdidas mecánicas por fricción se reducen con un sistema de lubricación adecuado. Además, el sistema de lubricación también cumple una misión de refrigeración interna de las paredes del motor, de forma que parte de las pérdidas de calor se producen hacia el lubricante. A su vez, una correcta lubricación sólo se consigue mediante una adecuada refrigeración del aceite que evite que la temperatura del aceite alcance temperaturas excesivas que puedan provocar la degradación del mismo. Todas estas interrelaciones hacen que resulte adecuado abordar el estudio de los distintos tipos de pérdidas de forma conjunta en el presente capítulo.

3.2. BALANCE TÉRMICO DE UN MCIA

En primer lugar, se considera que la energía por unidad de tiempo aportada por el combustible puede evaluarse en base a su poder calorífico infe-

rior, que supone que el vapor de agua en los productos de la combustión se halla en estado gaseoso, que la combustión es completa y que los productos de la combustión se hayan finalmente a la temperatura de referencia de 25°C. Bajo esas hipótesis, la energía inicialmente aportada será el producto del gasto másico de combustible por el poder calorífico inferior:

$$\dot{Q}_{aportada} = \dot{m}_f \cdot H_c \quad [3.1]$$

Sin embargo, sólo una parte de la energía aportada por unidad de tiempo mediante el combustible se transforma en potencia mecánica útil. Por las propias características de funcionamiento de los motores de combustión interna, se observa un incremento en el nivel térmico del fluido refrigerante que es necesario evacuar al medio ambiente antes de introducirlo de nuevo en el motor y además se obtiene una corriente de gases de escape a elevada temperatura que se expulsa al exterior, pudiendo establecerse la siguiente ecuación de balance de energía:

$$\dot{m}_f \cdot H_c = N_{\text{útil}} + \dot{Q} + \dot{m}_g h_{\text{gases.escape}} \quad [3.2]$$

Se analizarán a continuación más detenidamente estos términos:

Pérdidas de calor (\dot{Q})

Se denomina *pérdida de calor* a la energía térmica que se transfiere fundamentalmente al fluido refrigerante, pero también al lubricante o al medio ambiente a través de las paredes del motor, interviniendo los tres mecanismos clásicos de transmisión de calor: convección, conducción y radiación (\dot{Q}_{refr} , \dot{Q}_{rad} , \dot{Q}_{conv})

Desde el punto de vista del ciclo termodinámico, lo óptimo para el trabajo y el rendimiento sería que la evolución del fluido en el motor fuera adiabática (se puede comprobar que las pérdidas de calor implican aproximadamente una pérdida del 12% del área del diagrama del indicador). Es decir, las pérdidas de calor disminuyen el trabajo indicado y el rendimiento indicado del ciclo¹. Por tanto, desde el punto de vista termodinámico interesaría reducir e incluso eliminar las pérdidas de calor. Sin embargo, hay que

¹ Recordar, en general, que todo aquello que modifique el ciclo termodinámico básico, está modificando el trabajo y el rendimiento indicado.

tener en cuenta que las elevadas temperaturas que se alcanzan en el interior del cilindro como consecuencia del proceso de combustión se transmiten a las paredes internas y pueden provocar los siguientes problemas:

- Dilatación y/o deformación de las piezas, incluso su fundición.
- Tensiones mecánicas producidas por los excesivos gradientes térmicos.
- Incorrecta lubricación, si la excesiva temperatura produce la degradación del aceite.

Debido a ello es imprescindible refrigerar el motor por exigencias mecánicas, no termodinámicas.

Pérdidas mecánicas

Conviene recordar que la potencia de pérdidas mecánicas es precisamente la diferencia entre la denominada potencia indicada y la potencia efectiva (capítulo 1). Los parámetros *indicados* (*potencia indicada, presión media indicada y par indicado*) hacen referencia al trabajo realizado por los gases que operan dentro del cilindro, es decir, al ciclo termodinámico del motor (compresión, combustión y expansión), mientras que los parámetros *efectivos* hacen referencia al trabajo útil o realmente disponible en el eje del motor.

Por tanto, las pérdidas mecánicas incluyen un conjunto de pérdidas que provocan la diferencia entre los parámetros *indicados* y los *efectivos*, concretamente:

- Toda la potencia que se pierde debido a la degradación de energía mecánica por fricción de superficies rozantes (rozamiento cilindro-pistón-segmentos, biela-cigüeñal, apoyos del cigüeñal-cojinetes, cojinetes del árbol de levas, válvulas-guías, etc.) $N_{pm_fricción}$
- La potencia que se emplea en el proceso de renovación de la carga (trabajo de bombeo) que se analizará en detalle en el próximo capítulo.
- Potencia empleada en el accionamiento de auxiliares del propio motor, entre los que se encuentran: bomba de aceite, bomba de agua, alternador, compresor de aire acondicionado, bomba de

combustible, compresor de sobrealimentación, si fuese de accionamiento a través del cigüeñal en lugar de turbo-sobrealimentación, etc. N_{pm_aux}

Conviene destacar que el trabajo que absorbe la renovación de la carga es inherente al funcionamiento de un motor de combustión interna alternativo, y no puede eliminarse, aunque sí reducirse. Tal como se explicaba en el capítulo 1, los MCIA no trabajan siguiendo un ciclo cerrado, sino que al tratarse de motores de combustión interna, es necesario evacuar al exterior los productos de la combustión que ya han cedido gran parte de su energía comunicando un par motor útil al eje, de forma que sea posible admitir mezcla fresca para proceder a una nueva combustión. En el caso de los motores de cuatro tiempos este proceso de renovación de la carga se realiza básicamente a lo largo de una revolución del cigüeñal y conlleva un trabajo de bombeo (área del lazo de bombeo). Esta potencia requerida para el bombeo se considera incluida en las pérdidas mecánicas y se analizará con más detalle en el capítulo 4. Sin embargo, en los motores de dos tiempos el tratamiento es ligeramente diferente y sólo la potencia absorbida por la bomba de barrido se considerará parte de las pérdidas mecánicas dentro del apartado de accionamiento de auxiliares.

Por último, es importante precisar que las pérdidas mecánicas por la fricción interna, es decir, por rozamiento del fluido con las paredes y por degradación interna debido a los esfuerzos cortantes en el seno del fluido durante los procesos que conforman el ciclo termodinámico básico (procesos de compresión, combustión y expansión no reversibles) no se consideran incluidas en las denominadas pérdidas mecánicas. Dicha degradación de energía mecánica modifica la evolución del estado termodinámico del fluido en el interior del motor y afecta al diagrama del indicador y, por tanto, reduce la potencia indicada.

El término $N_{\acute{u}til}$ se refiere a la potencia mecánica que desarrolla finalmente el motor y aparece realmente en forma de par en el eje, e incluye, por tanto, la potencia efectiva y la potencia de accionamiento de auxiliares.

Pérdidas asociadas a los gases de escape

Los gases de la combustión que abandonan el motor durante el proceso de escape tienen asociada una energía sensible importante como consecuencia de su nivel de temperatura que puede oscilar dentro de un rango

muy amplio (entre 280°-800°C) dependiendo del tamaño del motor y de si está o no turbo-sobrealimentado. La energía sensible se refiere a un estado de referencia, que corresponde, en general, a una temperatura de 25°C.

Por otra parte, lo habitual es que haya una pequeña presencia de productos como monóxido de carbono CO, e hidrocarburos sin quemar (HC), como consecuencia de una combustión incompleta. Ello implica que los gases de escape lleven asociada una energía química, que no ha sido liberada totalmente en el proceso de combustión, ya que dichos productos podrían seguir oxidándose (reacción exotérmica) para formar CO₂ y H₂O. Por tanto, la presencia de compuestos parcialmente oxidados supone una pérdida respecto de la energía inicialmente suministrada al motor y evaluada a partir del poder calorífico inferior, que considera que la combustión es completa.

$$\dot{m}_g h_{gases-escape} = \dot{m}_g h_g(T, x_i) + \dot{m}_g h_{fCO,HC} \quad [3.3]$$

También conviene recordar que el segundo principio de la termodinámica establece un rendimiento térmico máximo en estos motores, que no es posible superar aún en el caso de que se pudiera conseguir que todos los procesos (admisión, compresión, combustión, expansión y escape) fueran reversibles (sin pérdidas por fricción). Se demostraba que en los motores térmicos (ciclos de potencia) se obtiene energía térmica de un foco caliente, pero sólo una parte de dicha energía puede ser transformada en trabajo útil, siendo necesario ceder energía térmica a un foco frío (motor bitermo). Esta cesión de calor al foco frío se refiere, en este caso, a la pérdida asociada a la energía sensible de los gases de la combustión al abandonar el cilindro, que es inherente al funcionamiento de este tipo de motores. Por tanto, aunque se logre una combustión completa del combustible, de forma que se anule el término de pérdidas ($\dot{m}_g h_{fCO,HC}$), e incluso en el caso ideal de que todos los procesos fueran reversibles, siempre existiría una cierta cesión de energía térmica al foco frío $\dot{m}_g h_g$. El rendimiento de Carnot equivalente se comprueba que sería, en ese caso, bastante inferior a la unidad.

Una vez analizado el origen de los distintos tipos de pérdidas, se puede analizar en mayor profundidad el balance térmico del motor, reflejado en la figura 3.1.

$$\dot{m}_f \cdot H_c = N_e + N_{pm-aux} + \dot{Q}_{refr} + \dot{Q}_{lub} + \dot{Q}_{rad-conv} + \dot{m}_g h_{fCO,HC} + \dot{m}_g h_g(T, x_i) \quad [3.4]$$

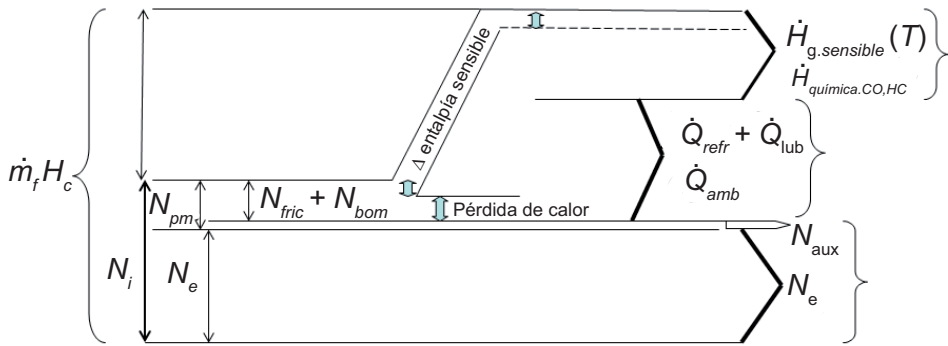


Figura 3.1. Balance Térmico genérico de un MCI.

En dicha figura se observa que la potencia suministrada al motor aparece finalmente como potencia mecánica útil, parte de la cual se emplea en el propio motor para el accionamiento de sus equipo auxiliares ($N_{pm,aux}$), de forma que realmente se dispondrá de una potencia efectiva menor (N_e). Por otra parte, las pérdidas de calor se dividen en tres flujos térmicos: la potencia térmica evacuada mediante la refrigeración ($\dot{Q}_{refr} + \dot{Q}_{lub}$), ya sea mediante el fluido refrigerante o bien a través del lubricante y la potencia térmica cedida al ambiente por radiación y convección al aire circundante al motor ($\dot{Q}_{rad-conv}$). Por último, la potencia térmica asociada a los gases de escape tendrá los dos componentes ya mencionados ($\dot{m}_g h_{química} + \dot{m}_g h_{g-sensible}(T, x_i)$).

En distintos sistemas de ahorro energético se tratará de aprovechar parte de la energía térmica residual. Por ejemplo, en los motores turbo-sobrealimentados se aprovecha la energía sensible de los gases de escape para accionar una turbina que mueve directamente el compresor del aire de admisión y por otra parte, en los sistemas de cogeneración se tratará de aprovechar la energía térmica contenida en el refrigerante del motor, en el aceite y en los gases de escape, incluso después de atravesar la turbina en el caso de motores sobrealimentados, para producir agua caliente para algún uso industrial o doméstico.

Para poner de manifiesto la interrelación que existe entre las distintas pérdidas conviene observar detenidamente la figura 3.1. En primer término se muestra el balance térmico en el caso de que los procesos fueran reversibles, de forma que el balance sólo incluye potencia mecánica indicada, pérdidas de calor al exterior y energía térmica asociada a los gases de esca-

pe. Al considerar procesos no reversibles, aparecen los términos de pérdida de potencia debido a la fricción y al bombeo, para incluir todas las denominadas pérdidas mecánicas. También se ha tenido en cuenta el término de potencia para accionamiento de auxiliares, aunque no tenga relación con la reversibilidad de los procesos. Se observa que como consecuencia de estas pérdidas mecánicas se reduce la potencia efectiva disponible finalmente. Es importante resaltar que dichas pérdidas mecánicas afectan, por tanto, a los otros dos términos del balance de energía, las pérdidas de calor al exterior y la energía térmica residual de los gases de escape, que se incrementan al reducirse la potencia efectiva. En el caso de las pérdidas por fricción resulta evidente que dicha energía se degrada a energía térmica. En cuanto al trabajo de bombeo, tal como se explicaba en el capítulo 1, el área del lazo de bombeo se debe a que la presión durante el proceso de escape es superior a la atmosférica como consecuencia de la pérdida de carga por fricción asociada a dicho proceso, mientras que en el caso de la admisión ocurre justamente al revés; la pérdida de carga durante el proceso de admisión genera una depresión en el interior del cilindro respecto de la presión atmosférica. La diferencia entre las presiones medias de escape y de admisión determina el área del lazo de bombeo y en consecuencia el trabajo requerido para la renovación de la carga. Una consecuencia de lo anterior es, por ejemplo, el incremento de la temperatura de los gases de escape. En la figura 3.1, por tanto, en relación con la potencia mecánica asociada al trabajo de bombeo y al de pérdidas por fricción se observa que una parte de dicha energía por unidad de tiempo se transmitirá al fluido refrigerante o al aceite lubricante, mientras que otra parte pasará a incrementar la energía sensible de los gases de escape.

Por tanto, una reducción de las pérdidas mecánicas por fricción y/o por trabajo de bombeo implicará una disminución de la energía térmica evacuada al exterior y un incremento de la potencia efectiva.

El reparto porcentual de la energía aportada al motor dependerá de distintos factores, tal como se tratará de poner de manifiesto en los siguientes ejemplos. No obstante, para un motor de pequeña-media potencia, por ejemplo de automoción, podría ser aproximado considerar que en el punto de máximo rendimiento, del 100% de energía introducida, aproximadamente un 30% se transformaría en potencia efectiva, un 35% se perdería

por transmisión de calor al refrigerante, al lubricante y, en mucha menor medida, al entorno, y otro 35% se perdería a través de los gases de escape, fundamentalmente como consecuencia de su energía sensible. Estos datos suponen, por tanto, un rendimiento efectivo del 30%. Sin embargo, los grandes motores marinos e industriales alcanzan rendimientos que pueden incluso superar ligeramente el 50%, con lo que en ese caso, las pérdidas de calor y de escape estarán ambas alrededor del 25%.

A continuación se van a analizar en mayor profundidad las pérdidas de calor y las pérdidas mecánicas por fricción, destacando los factores de los que dependen fundamentalmente y cómo se podrían reducir. En cuanto a las pérdidas mecánicas por bombeo, su análisis se abordará en más detalle en el capítulo 4 dedicado a la descripción del proceso de renovación de la carga.

Las pérdidas mecánicas por bombeo y por fricción se manifiestan finalmente por un incremento de la energía térmica transferida al fluido refrigerante y al lubricante y también repercuten en unas mayores pérdidas de energía térmica asociada a los gases de escape.

EJEMPLO 3.1

En este ejemplo se va a realizar el balance energético de un motor de encendido provocado de 4 tiempos marino fuera borda, del que se conocen los siguientes datos cuando trabaja a carga parcial a 3800 rpm: potencia indicada 56,2 kW; gasto másico de aire 0,063 kg/s; dosado = 0,0586; rendimiento mecánico 0,8; temperatura y calor específico de los gases de escape (750 °C y 1,147 kJ/kgK).

Hipótesis adicionales:

Poder calorífico de combustible 42000 kJ/kg y temperatura referencia 25 °C.

Se considera combustión completa, que el 30% de la potencia de pérdidas mecánicas corresponde al accionamiento de auxiliares en dichas condiciones de operación y que las pérdidas por radiación-convección al exterior representan el 3% de las pérdidas de calor totales.

SOLUCIÓN:

Al realizar el balance de energía en el motor, considerando combustión completa, se obtienen los siguientes valores:

Energía aportada mediante el combustible:

$$\dot{m}_f \cdot H_c = 0,0586 \cdot 0,063 \left(\frac{kg}{s} \right) \cdot 42000 \left(\frac{kJ}{kg} \right) = 155 kW$$

Potencia efectiva:

$$N_e = N_i \cdot \eta_m = 56,2 \cdot 0,8 = 44,96 kW$$

Potencia total absorbida en pérdidas mecánicas y potencia correspondiente al accionamiento de auxiliares:

$$N_{pm} = N_i - N_e = 11,22 kW \rightarrow N_{aux} = 3,37 kW$$

Energía sensible de los gases de escape:

$$(\dot{m}_a + \dot{m}_f) \cdot c_{pg} \cdot (T_{escape} - (273 + 25)) = 55,46 kW$$

Aplicando la ecuación de balance de energía, se podrá obtener la energía térmica que se pierde por transmisión de calor:

$$\dot{Q}_{refr} + \dot{Q}_{lub} + \dot{Q}_{amb} = 155 - 44,96 - 55,46 - 3,37 = 51,21 kW$$

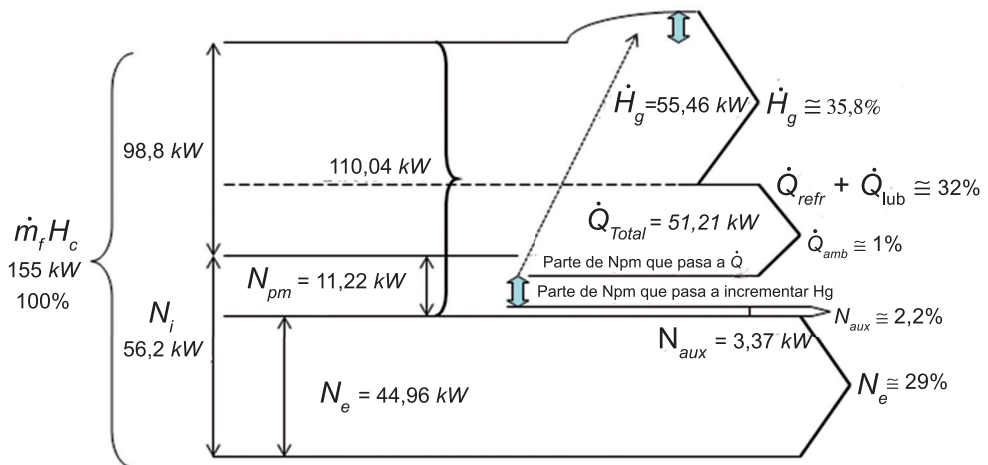


Figura 3.2. Balance térmico del motor del ejemplo 3.1 (motor fueraborda de 4T).

$$\dot{Q}_{refr} + \dot{Q}_{lub} = 51,21 \cdot (1 - 0,03) = 49,7 kW$$

$$\dot{Q}_{amb} = 1,53 kW$$

El peso porcentual de las distintas pérdidas puede observarse en la figura 3.2. El rendimiento efectivo será 0,29.

EJEMPLO 3.2

Se va a realizar el balance de energía en el caso de un ciclo de aire equivalente con aportación de calor a volumen constante cuyos datos son los siguientes:

Relación de compresión 8; condiciones al inicio de la compresión 0,98 bar y 22 °C; aportación de calor al ciclo 2400 kJ/kg; (Datos del aire: calor específico a volumen constante=0,717 kJ/kgK y $\gamma=1,4$).

Se pide asimismo, calcular la temperatura del aire al final del proceso de expansión.

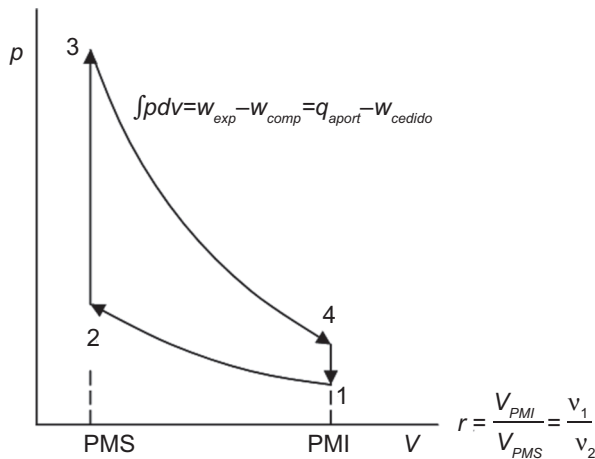


Figura 3.3. Diagrama p-V del ciclo de aire equivalente del ejemplo 3.2.

SOLUCIÓN:

Hay que recordar que el ciclo de aire equivalente es un ciclo cerrado por el que evoluciona aire. Se trata de un ciclo ideal en el que se supone que los procesos de

compresión y expansión son isentrópicos, de forma que no hay pérdidas de calor ni fricción. No se considera la renovación de la carga, sólo una aportación de calor, en este caso a volumen constante y una cesión de calor para volver a las condiciones iniciales y cerrar el ciclo.

En este caso ideal la ecuación de balance de energía por unidad de tiempo se reduce a:

$$\dot{Q}_{aportado} = N_{ciclo} + \dot{Q}_{cedido} \quad [3.5]$$

Considerando el balance por ciclo, se obtiene la expresión característica de los ciclos cerrados con procesos reversibles, donde se muestra que el trabajo neto desarrollado es igual al intercambio de energía térmica neta del fluido con su entorno (calor neto absorbido-calor cedido), ya que al ser un ciclo cerrado no varía la energía interna del fluido por tratarse de una función de punto:

$$q_{2-3} = (w_{3-4} - w_{1-2}) + q_{4-1} \quad [3.6]$$

$$q_{2-3} = u_{2-3} = c_v \cdot (T_3 - T_2) = 2400 \frac{kJ}{kg}$$

$$T_1 \cdot v_1^{\gamma-1} = T_2 \cdot v_2^{\gamma-1} \quad [3.7]$$

$$T_2 = 295 \cdot 8^{0,4} = 677,73K$$

Despejando el valor de la temperatura máxima del ciclo, se obtiene:

$$T_3 = \frac{2400}{0,717} + 677,73 = 4025 K$$

La temperatura del aire al finalizar el proceso de expansión, será:

$$T_3 \cdot v_3^{\gamma-1} = T_4 \cdot v_4^{\gamma-1} \quad [3.4]$$

$$T_4 = 4025 \cdot 8^{-0,4} = 1751,98K$$

El calor cedido:

$$q_{4-1} = u_{4-1} = c_v \cdot (T_4 - T_1) = 1044,657 \frac{kJ}{kg}$$

El trabajo neto puede obtenerse de la ecuación de balance de energía:

$$w_{neto} = (w_{3-4} - w_{1-2}) = q_{3-4} - q_{2-3} = (2400 - 1044,657) \frac{kJ}{kg} = 1355,343 \frac{kJ}{kg}$$

Se comprueba que se obtiene el mismo valor a partir de la expresión del rendimiento térmico del ciclo de aire equivalente de aportación de calor a volumen constante deducida en el capítulo 1:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{r^{\gamma-1}} = 1 - \frac{1}{8^{0,4}} = 0,5647 = \frac{w_{neto}}{q_{2-3}} \rightarrow w_{neto} = 1355,34 \frac{kJ}{kg}$$

Por tanto, en este ciclo cerrado, del calor aportado, el 56,5% se transforma en trabajo útil, mientras que el 43,5% se cede al exterior para que el aire vuelva a las condiciones iniciales de 22 °C para reiniciar el ciclo.

3.3. LOCALIZACIÓN Y FACTORES DE LOS QUE DEPENDEN LAS PÉRDIDAS DE CALOR

La transmisión de calor desde el fluido de trabajo a las paredes de la cámara de combustión durante el ciclo termodinámico básico (compresión, combustión y expansión) afectarán al rendimiento indicado. Éste además será mayor cuanto más completa y rápida sea la combustión y cuanto menor sea la fricción interna en el seno del fluido, por ejemplo, menor nivel de turbulencia. Al contrario que en el caso de las pérdidas mecánicas, para las que se define el rendimiento mecánico, no hay ningún rendimiento que cuantifique específicamente las pérdidas de calor, sino que éstas afectarán directamente al rendimiento indicado.

Como se comentó en el capítulo 1, por razones mecánicas, es necesario refrigerar ciertas partes del motor con el fin de evitar su deterioro, con lo que interesa favorecer la transmisión de calor a un fluido refrigerante, especialmente en ciertos momentos del ciclo y en determinadas zonas localizadas del motor.

Las ecuaciones que gobiernan las pérdidas de calor desde el fluido que evoluciona en el interior del cilindro hacia las paredes internas del motor

serán las características leyes de Fourier (conducción), de enfriamiento de Newton (convección) y de Stefan-Boltzman (radiación).

En concreto, el flujo de calor desde el interior del cilindro hacia el refrigerante podrá calcularse a partir de cualquiera de las siguientes tres expresiones, cuyos parámetros se muestran en la figura 3.4:

Convección desde el fluido a la pared interior:

$$\dot{Q} = A_g \cdot h_g \cdot (T_g - T_{pg}) \quad [3.10]$$

Conducción a través de la pared:

$$\dot{Q} = A_g \cdot k_{pared} \cdot (T_{pg} - T_{pr}) \quad [3.11]$$

Convección desde la pared al fluido refrigerante:

$$\dot{Q} = A_r \cdot h_r \cdot (T_{pr} - T_r) \quad [3.12]$$

Por otra parte, la cesión de calor por radiación de calor al ambiente se estima a partir de la ecuación [3.13], donde A será la superficie considerada, T su temperatura, ϵ es la emisividad del material y σ la constante de Stefan-Boltzmann:

$$\dot{Q} = A \cdot \epsilon \cdot \sigma \cdot T^4 \quad [3.13]$$

No se va a realizar un análisis en profundidad de la transmisión de calor en motores, que excede los objetivos de la asignatura, sin embargo, las ecuaciones anteriores nos permiten deducir que las pérdidas de calor dependerán de los siguientes factores:

- Temperatura de los gases en el interior del cilindro.
- Área para la transmisión de calor en cada instante.
- Coeficiente de película en el lado de gas.
- Coeficiente de película en la zona de refrigerante
- Temperatura del refrigerante, que dependerá del sistema de refrigeración y su control.

- Conductividad de los materiales elegidos (variará de unos componentes a otros).
- Temperatura de la pared en las distintas zonas.

Salvo la conductividad de los materiales, el resto de los parámetros se verán afectados por las condiciones operativas del motor y sus valores serán variables a lo largo del tiempo, en mayor o menor medida, ya que aún en el caso de condiciones operativas estacionarias, dependen de la posición instantánea del cigüeñal.

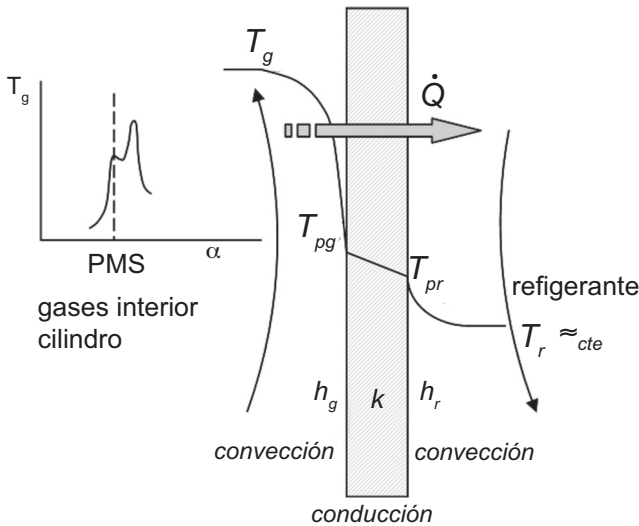


Figura 3.4. Esquema de la transmisión de calor hacia el exterior a través de una pared genérica.

- La *temperatura del gas* que evoluciona en el interior del cilindro (T_g) será muy dependiente de las fases del ciclo, alcanzando un máximo durante la primera parte de la fase de expansión, después del PMS (figura 3.4), su valor dependerá fundamentalmente del grado de carga del motor y del régimen de giro.
- Las *temperaturas de la pared*, tanto en el lado de gas como en el del refrigerante (T_{pg} , T_{pr}) debido a la inercia térmica, no serán tan dependientes de la posición del cigüeñal, pero sí del número de combustiones realizadas por segundo y de la cantidad de combustible introducido, luego dependen, al igual que la temperatura del gas

básicamente del régimen de giro, del grado de carga y también de la temperatura del refrigerante.

- El área en el lado del gas (A_g) dependerá de la posición del pistón y será mínima en el PMS durante la fase de combustión.
- Los coeficientes de película (h_g, h_r) se estiman a partir de correlaciones experimentales y son muy dependientes de la velocidad del fluido respecto de la pared y de la temperatura de gas, entre otros factores. En ese sentido el proceso de escape a través de la válvula de escape y el paso por la pipa y conducto de escape es especialmente proclive a las pérdidas de calor, ya que concurren una velocidad y una temperatura del gas elevadas.

Como consecuencia de todo lo anterior se puede valorar de forma aproximada el siguiente reparto temporal de las pérdidas de calor:

Tabla 3.1. Distribución temporal de las pérdidas de calor a lo largo del ciclo de trabajo

<i>Compresión</i>	<i>Combustión</i>	<i>Expansión</i>	<i>Escape</i>	<i>Admisión</i>
-2% cesión	-18% cesión	-30% cesión	-50% cesión	Absorción de calor
100% pérdidas de calor				

Como se indica en la tabla 3.1, durante la admisión, la transmisión de calor suele producirse en sentido contrario, es decir, desde las paredes de los conductos de admisión hacia el aire entrante, especialmente en la pipa de admisión labrada en la culata.

Es importante precisar que aunque se lograsen eliminar las pérdidas de calor a través de las paredes del motor, ello no implicaría que esa energía térmica se convirtiese toda ella en potencia efectiva. Dado que una parte importante de las pérdidas de calor tienen lugar al final del proceso de expansión y durante el escape (aproximadamente el 50% del total), si el motor fuese adiabático, como mucho el 50% incrementaría la energía interna del fluido en la parte del ciclo donde podría llegar transformarse en trabajo útil. Sin embargo, hay que tener en cuenta la limitación del rendimiento máximo de Carnot, que se ha recordado anteriormente. Para las condiciones termodinámicas de los ciclos de trabajo de los MCIA este factor

de Carnot no supera el 60%. Por tanto, suponiendo que las pérdidas de calor supusiesen un 30% del total de la energía introducida, en el hipotético caso de que se lograra diseñar un motor adiabático, con materiales y lubricantes capaces de soportar las altas temperaturas asociadas, sólo el 15% (50% del 30%) sería potencialmente aprovechable. Si a este porcentaje se le aplica además el factor de Carnot (que se está considerando del 60%, e implica que sólo el 60% de la energía térmica se transforma en trabajo útil), resulta finalmente tan sólo un incremento de aproximadamente el 9% en la potencia efectiva por el hecho de conseguir un motor adiabático. El resto de la energía térmica que no se ha transmitido al exterior a través de las paredes, por ser el motor adiabático, de evacuará con los gases de escape. Esto se pone de manifiesto en el ejemplo 3.3 que se expone a continuación.

EJEMPLO 3.3

A continuación se va a analizar cómo se incrementaría el rendimiento efectivo de un motor si se consiguiese que el motor fuese adiabático. Para ello se utilizarán los datos del ejemplo 3.1. Por tanto, se va a considerar que no hay pérdidas de calor en ninguno de los procesos, pero sí fricción, que no obstante no puede evacuarse al exterior, por tratarse de un motor adiabático.

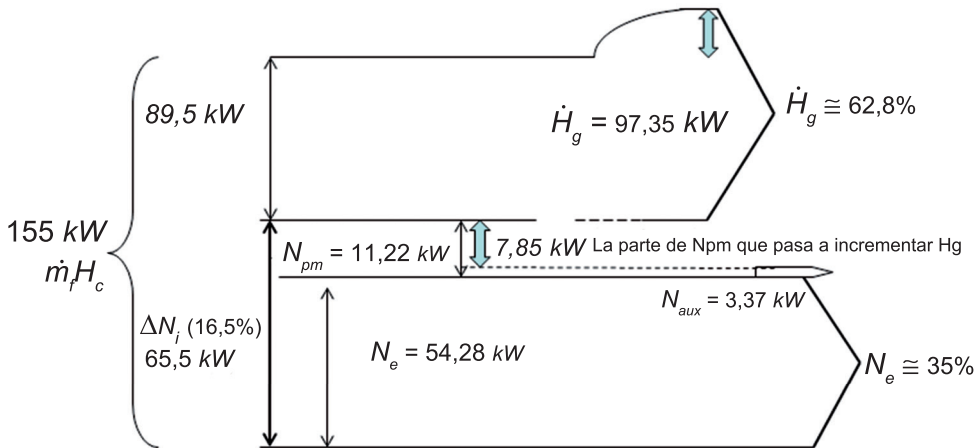


Figura 3.5. Balance Térmico del motor teórico adiabático del ejemplo 3.3. Se sugiere comparar con los resultados del ejemplo 3.1 mostrados en la figura 3.2.

SOLUCIÓN:

Se supone que se mantiene la misma potencia en pérdidas mecánicas totales, así como la correspondiente en concreto al accionamiento de auxiliares. Tal como se deducía en el ejemplo 3.1, el 32% de la energía se transmitía al exterior del motor por los sistemas de refrigeración (incluida la lubricación y la radiación al entorno). No obstante, de ese 32% sólo un 45% aproximadamente afectará a la potencia indicada, ya que el otro 55-60% de la transmisión de calor se produce durante el proceso de escape y última parte de la expansión, cuando el incremento de energía térmica del fluido que evoluciona en el fluido ya no puede ser aprovechada para generar potencia.

Se comprueba que si se supone un incremento del 16,5% en la potencia indicada al considerar nulas las pérdidas de calor en el ciclo termodinámico básico, se pasa de un valor del rendimiento efectivo de 0,29 a 0,35 (figura 3.5), lo que supone que un 6% más de la energía inicialmente aportada se logra transformar en potencia efectiva al ser el motor adiabático. Los gases de escape saldrán a una temperatura muy superior, al no existir pérdidas de calor.

Un motor ficticio en el que los procesos fueran reversibles y que pudiera ser adiabático porque los materiales lo permitiesen, no tendría rendimiento unidad por la limitación del 2.º principio de la termodinámica.

Si fuera factible realizar la comparación entre los rendimientos efectivos de dos motores semejantes, uno adiabático y otro con unas pérdidas de calor que representarían el 30% de la energía aportada por el combustible, se comprobaría que el rendimiento efectivo se incrementa por el hecho de ser adiabático en menos de un 10.

En cuanto a las zonas del motor sobre las que debe incidir más la refrigeración, es evidente que serán en primer lugar aquellas que delimitan la cámara de combustión, que es donde tiene lugar la liberación de energía, en concreto: las paredes del cilindro, el pistón, la culata (la cámara de combustión puede estar labrada en la culata, aunque también es frecuente que esté labrada en la cabeza del pistón) y las válvulas. Por otra parte, en la salida de los gases hacia el exterior a través de los conductos de escape, también se producen importantes pérdidas de calor, como ya se ha mencionado. Los

elementos que alcanzan las mayores temperaturas de trabajo, ordenados por temperatura decreciente, son: las válvulas de escape ($\sim 700^{\circ}\text{C}$), que son los componentes que más dificultades ofrecen para su refrigeración, ya que para evacuar de ellas el calor sólo puede hacerse uso de sus guías y de sus asientos en la culata; el pistón ($\sim 350^{\circ}\text{C}$) que sólo puede ser refrigerado a través del aceite lubricante proyectado sobre su base y a través de los segmentos; la culata ($\sim 300^{\circ}\text{C}$); los segmentos (225°C), a través de los cuales se transfiere calor desde el pistón hacia las paredes del cilindro; el cilindro ($\sim 200^{\circ}\text{C}$), que deberá garantizarse que se mantiene a menor temperatura para garantizar una correcta lubricación.

Por una parte, es indudable que la importancia relativa de las pérdidas de calor en el balance térmico del motor variará en función de las condiciones operativas. Se comprueba que al aumentar el régimen de giro y el grado de carga, aumenta las pérdidas de calor en relación con la potencia efectiva, dado que se incrementa T_g y h_g , suponiendo que se mantenga la temperatura del refrigerante. El incremento de estas variables implica que se tienda a incrementar la temperatura de la pared, por lo que el sistema de refrigeración deberá estar dimensionado para estas situaciones más extremas de máximo régimen de giro y plena carga, con el fin de garantizar que en ninguna circunstancia se alcancen temperaturas excesivas para los materiales y para garantizar una correcta lubricación. En el ejemplo 3.5 se ponen de manifiesto estas ideas a partir de datos obtenidos de un motor real.

3.4. FUNDAMENTO DE LOS SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN

3.4.1. Análisis comparativo de refrigeración por líquido y por aire

Tal como se comentaba en el capítulo 1, la refrigeración por agua es la más extendida en los motores de media-alta potencia, mientras que la refrigeración por aire se utiliza en motores de aviación y en general en motores pequeños (1 o 2 cilindros) por su simplicidad. No obstante, también se comercializan motores diesel de varios cilindros refrigerados por aire.

El esquema general de ambos tipos de sistemas se presenta en las figuras 3.6 y 3.7, donde se pueden observar los diferentes elementos.

A la hora de comparar ambos sistemas de refrigeración, lo primero que hay que destacar es la gran diferencia que existe entre los valores de los

coeficientes de película del aire y del agua. Aproximadamente el coeficiente de película del agua llega a ser 20 veces mayor que el del aire, de forma que teniendo en cuenta la ecuación [3.12], se necesitará una superficie de intercambio mucho menor en el caso de refrigeración por líquido para extraer el flujo de calor requerido con el fin de mantener la temperatura de la pared en valores adecuados. Debido a ello, en el caso de que se opte por refrigeración por aire, será necesario incrementar notablemente la superficie de intercambio con el empleo de superficies aleteadas en el entorno del bloque-culata del motor, tal como se muestra en el esquema de la figura 3.6. Se deduce que ello condiciona fuertemente el diseño del motor, especialmente en el caso de varios cilindros. Como consecuencia de todo lo anterior, en general las temperaturas de las paredes suelen ser más elevadas en el caso de refrigeración por aire.

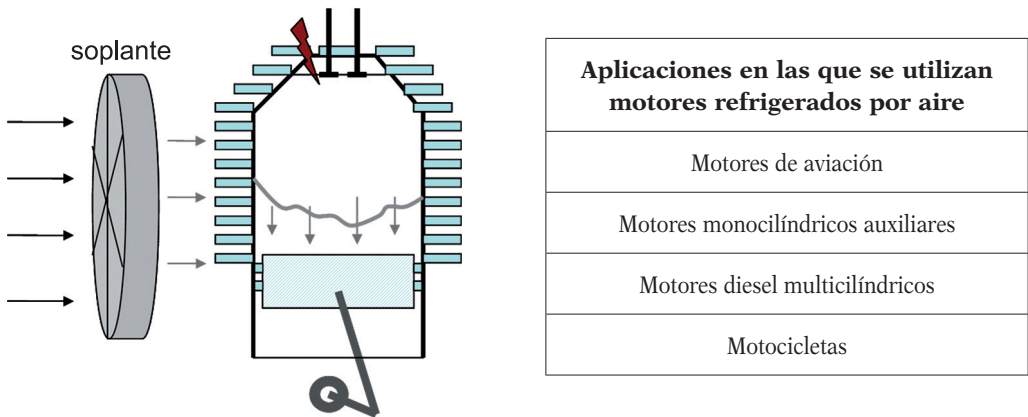


Figura 3.6. Esquema básico de refrigeración por aire.

Por otra parte, se comprueba que al aumentar el diámetro del pistón se reduce la superficie del cilindro en relación con el volumen del mismo y, al haber menos superficie disponible para el intercambio energético, el motor se hace más adiabático, como se comprobará en el ejercicio 3.6. Con un sistema de refrigeración por aire resulta más complicado evitar que la temperatura de la pared supere ciertos niveles, por lo que es inviable utilizar este tipo de refrigeración en el caso de motores de gran cilindrada unitaria.

En la figura 3.7 se muestra el esquema de un sistema de refrigeración por líquido. Aunque se dice coloquialmente refrigeración por agua en

muchos casos, en realidad el líquido refrigerante está compuesto por agua y etilenglicol (aproximadamente 50%-50%) para disminuir la temperatura de congelación. El etilenglicol puro tiene una alta temperatura de ebullición (197°C) y menor temperatura de congelación que el agua (-12°C). No obstante al mezclarse con agua, la temperatura de congelación de una mezcla, por ejemplo de 60% etilenglicol y 40% agua, baja hasta -45°C.

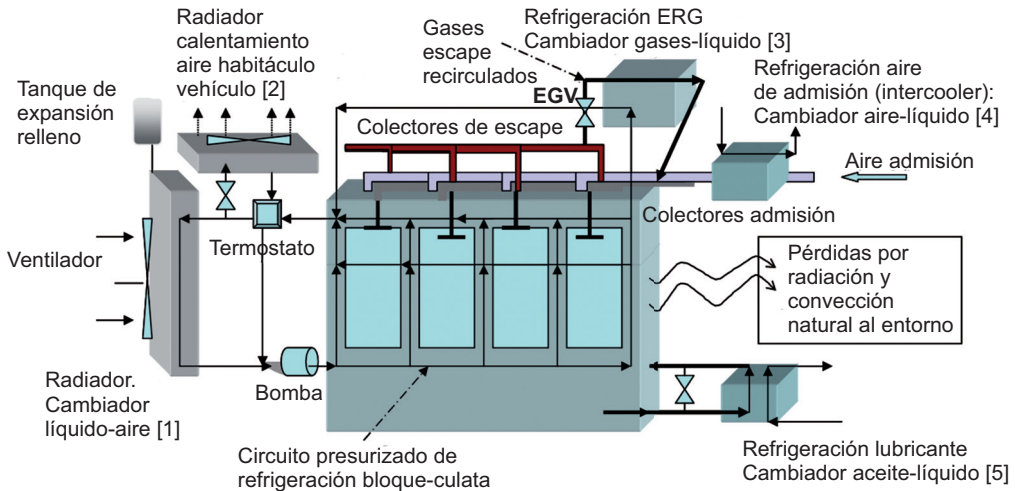


Figura 3.7. Esquema de un sistema de refrigeración por líquido.

Se observa que el circuito de refrigeración del motor está presurizado mediante una bomba, en general centrífuga, de forma que el fluido puede alcanzar temperaturas por encima ligeramente de los 100°C sin riesgo de ebullición. Esto permite un menor choque térmico. Puede observarse que el fluido penetra en el bloque por la parte interior y refrigera los cilindros y a continuación la culata, para mantener menor diferencia térmica entre los dos fluidos que intercambian energía térmica.

La energía térmica del refrigerante debe ser evacuada al exterior. En la figura 3.7 se ha representado el caso de un motor de automoción que utiliza un cambiador aire-líquido (radiador) para disipar dicha energía térmica a la atmósfera. La variación de temperatura del agua a su paso por el radiador dependerá del caudal, pero es habitual un descenso de aproximadamente 7° - 8°C. También se disipa parte de la energía térmica en un radiador que

acondiciona el aire del habitáculo del vehículo, si lo decide y selecciona el usuario. En otras aplicaciones la disipación de la energía térmica proveniente de la refrigeración se realiza por otros medios; por ejemplo en el caso de motores marinos de pequeña potencia es habitual la refrigeración con agua de mar y en sistemas de cogeneración se utiliza un cambiador de calor que aprovecha la energía térmica para producir agua caliente o un fluido térmico con el fin de cubrir la demanda térmica en un determinado proceso industrial o bien del sector terciario (calefacción, lavandería, etc.).

En la tabla 3.2, se han destacado los principales puntos fuertes y débiles de la refrigeración por agua frente a la refrigeración por aire:

Tabla 3.2. Comparación de los sistemas de refrigeración por líquido y por aire

Ventajas líquido vs aire	Inconvenientes líquido vs aire
Se consiguen menores temperaturas de trabajo (T_p paredes interiores menores), de forma que se pueden reducir los juegos en frío.	Elementos como: radiador, termostato, bomba de agua, son susceptibles de sufrir averías.
Regulación de temperatura más perfecta, ya que resulta más fácil mantener temperaturas de pared dentro de ciertos límites.	Mayor inercia térmica; tarda más en calentarse (arranque) y enfriarse por efecto de las cámaras de agua.
Menos ruidosos por menores juegos y porque las cámaras de agua amortiguan el ruido.	Dependencia operativa por la necesidad de disponer de un fluido refrigerante (con características específicas: bajo punto de congelación).
Se requiere menor potencia para accionar la bomba del agua que para accionar la soplante en el caso de aire, salvo en aviación, donde no es necesaria.	La temperatura ambiente afecta más a la refrigeración, ya que afecta a la temperatura del líquido refrigerante.
Mayor facilidad de diseño frente al aire, donde la necesidad de aletas condiciona mucho el diseño geométrico del motor.	Más vulnerables para aplicaciones militares, por perforación de las cámaras de agua por proyectiles de bajo calibre.
Trabajan mejor en ambientes sucios, no presentan el problema de acumulación de suciedad entre las aletas.	

En la figura 3.7 se observa un cambiador de calor adicional para refrigerar el aceite de lubricación, fundamentalmente en motores estacionarios en los que no se produce la refrigeración del cárter por convección con el aire que tiene lugar en las aplicaciones de transporte, debido al movimiento del vehículo. Dado que el aceite debe mantenerse a una temperatura que

no debe superar los 90°C, para evitar su degradación, en esos casos lo más habitual es que la refrigeración se realice mediante líquido, pero en un circuito independiente.

Lo mismo ocurre en el caso de la refrigeración del aire de admisión, después del compresor, en el caso de motores sobrealimentados. En ese caso se requiere un fluido refrigerante a mucha menor temperatura que la del circuito de principal del motor, que está en el entorno de los 100°C.

Por último, también comentar que es habitual la refrigeración de los gases de escape que se recirculan al interior del cilindro con el fin de controlar las emisiones de NO_x (EGR), tal como se ha comentado en el capítulo 2.

EJEMPLO 3.4

En la tabla 3.3 se presentan los datos reales correspondientes a un motor de cogeneración a dos diferentes grados de carga. Se va a analizar la influencia de este parámetro sobre el balance térmico del motor.

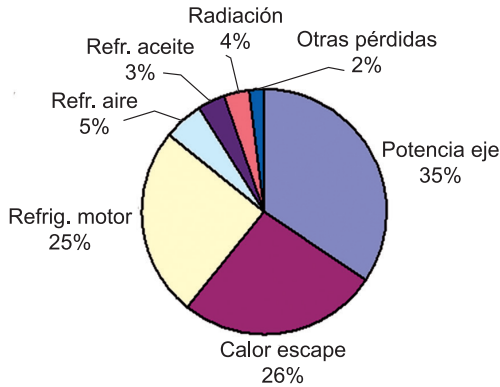
Tabla 3.3. Datos reales motor de cogeneración de 505 kW del ejemplo 3.4

Motor Gas Natural (1500 rpm) 505 kW		
Potencias en kW	100%	50%
Calor aportado	1464,5 (100%)	855,27(100%)
Potencia en el eje	505 (34,48%)	249,86 (29,21%)
Calor escape	386,77 (26,42%)	213,09 (24,91%)
Refrig motor (bloque, culata ...)	366,56 (25,02%)	282,15 (32,99%)
Refrig. aire admisión	77,18 (5,27%)	38,97(4,56%)
Refrig. aceite	49,79 (3,4%)	25,24 (2,95%)
Pérdidas Radiación	51,84 (3,54%)	29,97(3,5%)
Pérdida por combustión incompleta	27,36 (1,87%)	15,99(1,87%)

Se comprueba que las pérdidas de calor correspondientes al circuito de refrigeración del motor ascienden al 32% en el caso del 50% de la carga, mientras que en

el caso del 100% de carga representaban el 25%. El resto de las pérdidas de calor se comprueba que se mantienen en porcentajes idénticos. También se comprueba que la potencia en eje (potencia efectiva + potencia accionamiento de auxiliares), como era de esperar disminuye al reducir la carga del motor.

Balance térmico motor 505 KW 100% carga



Balance térmico al 50% carga

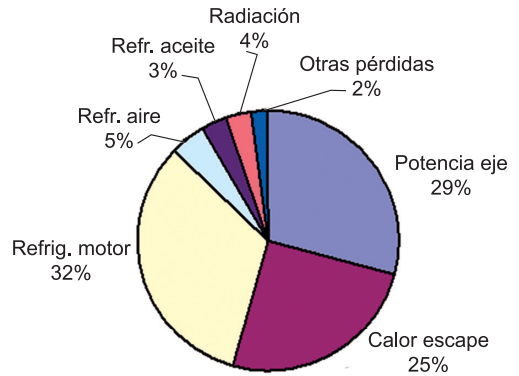


Figura 3.8. Balance Térmico del motor de cogeneración de 505 kW a dos grados de carga.

Teniendo en cuenta que se trata de un sistema de cogeneración, se va a obtener el valor del rendimiento global para los dos grados de carga especificados (ecuación [3.14]).

$$\eta_{global} = \frac{N_e + \dot{Q}_{recuperado}}{\dot{Q}_{aportado}} \quad [3.14]$$

Se va a considerar que se recupera el calor asociado a la refrigeración (circuito de refrigeración principal, refrigeración del aceite y del aire de admisión) y el asociado a los gases de escape:

$$\eta_{global100\%} = \frac{505 + 880,3}{1464,5} = 0,9459$$

$$\eta_{global50\%} = \frac{249,86 + 559,45}{855,27} = 0,946$$

Se comprueba que el rendimiento global resulta muy similar en ambos casos.

Parte de la energía térmica de los gases no será recuperable, ya que la energía de los gases de escape se contabiliza en el balance térmico respecto de la ambiente, pero realmente en el equipo de recuperación no se extrae toda esa energía, sino que los gases se expulsan a una temperatura en el entorno de los 100 °C o ligeramente superior.

EJEMPLO 3.5

En este ejemplo se va a realizar el balance energético de un motor de diesel de gran cilindrada de 4 tiempos, del que se conocen los siguientes datos de catálogo:

Potencia eléctrica 8730 kW; rendimiento eléctrico 46,5%; rendimiento del alternador 0,95; rendimiento mecánico 0,85; régimen 750 rpm; diámetro 34 cm; carrera 40 cm; 20 cilindros en V; motor de gas natural $H_c = 50.000$ kJ/kg; dosado 1/17; temperatura y calor específico a presión constante de los gases de escape: 400 °C y 1,1 kJ/kgK respectivamente.

Se considerarán las mismas hipótesis adicionales especificadas en el ejercicio 3.1.

SOLUCIÓN:

Al realizar el balance de energía en el motor, considerando combustión completa, se obtienen los siguientes valores:

Energía aportada mediante el combustible:

$$\dot{m}_f \cdot H_c = \frac{N_{el\acute{e}ctrica}}{\eta_{el\acute{e}ctrico}} = \frac{8730}{0,465} = 18774,2kW$$

Dividiendo por el poder calorífico del combustible y teniendo en cuenta el valor del dosado, se obtiene:

$$\dot{m}_f = 0,3755 \frac{kg}{s} \quad y \quad \dot{m}_a = 0,3755 \cdot 17 = 6,383 \frac{kg}{s}$$

La potencia mecánica efectiva antes del alternador será:

$$N_e = \frac{8730}{0,95} = 9189,5kW$$

La potencia total absorbida en pérdidas mecánicas y la potencia correspondiente al accionamiento de auxiliares, serán respectivamente:

$$N_{pm} = \frac{N_e}{0,85} - N_e = 1621,7kW \rightarrow N_{aux} = 486,5kW \quad (30\%, \text{ dato entrada})$$

La energía sensible de los gases de escape:

$$\dot{m}_g \cdot h_g = \dot{m}_g \cdot c_{pg} \cdot (t_g - 25) = (0,3755 + 6,383) \cdot 1,1 \left(\frac{kW}{K} \right) \cdot (400 - 25)(K) = 2787,88kW$$

Aplicando la ecuación de balance de energía [3.4], se podrá obtener la energía térmica que se pierde por transmisión de calor:

$$\dot{Q}_{refr} + \dot{Q}_{lub} + \dot{Q}_{amb} = 18774,2 - 9189,5 - 486,5 - 2787,88 = 6310,32kW$$

Dado que las pérdidas de calor por radiación y convección al ambiente representan el 3% de las pérdidas de calor totales, resultará:

$$\dot{Q}_{amb} = 189,3kW$$

$$\dot{Q}_{refr} + \dot{Q}_{lub} = 6121kW$$

En la figura 3.9 se muestra el balance térmico del motor, con las salidas expresadas en tanto por ciento de la potencia térmica aportada por el combustible:

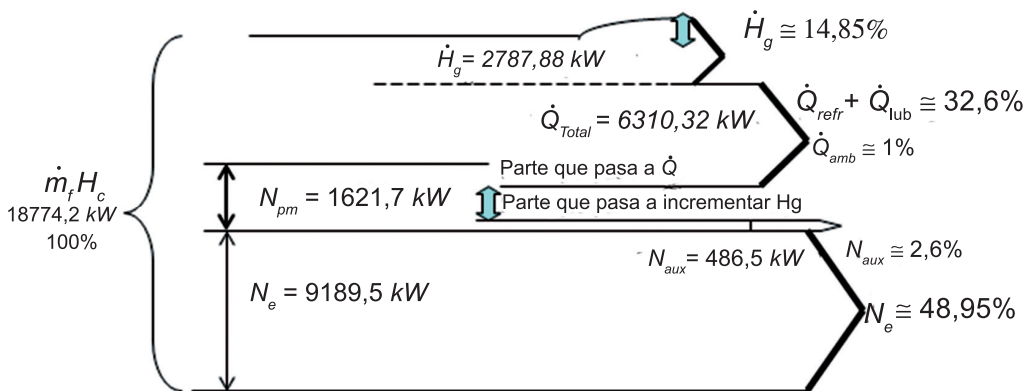


Figura 3.9. Balance Térmico de un motor industrial de 8,73 MW (ejemplo 3.5).

Aunque el porcentaje de la potencia térmica aportada que se pierde por transmisión de calor es similar (~32%), se comprueba que este motor de 726,3 litros de cilindrada total, es más adiabático que el del ejemplo 3.1. Para llegar a esta conclusión no se deben comparar los valores de las pérdidas de calor, ni siquiera el porcentaje de pérdidas de calor respecto de la inicialmente aportada, sino que se deben comparar las pérdidas relativas, es decir, las pérdidas de calor en relación con la potencia efectiva. Se comprueba que las pérdidas relativas se reducen a medida que aumenta el tamaño de pistón:

En el caso del ejemplo 3.1 se tiene la siguiente relación:

$$\frac{\dot{Q}}{N_e} = \frac{51,23}{44,96} = 1,139$$

En este caso:

$$\frac{\dot{Q}}{N_e} = \frac{6310,32}{9189,2} = 0,687$$

Por otra parte, la reducción de energía térmica asociada a los gases de escape se debe en gran medida a que este motor está turbo-sobrealimentado, de forma que se realiza un aprovechamiento de la energía disponible en el escape antes de su salida al exterior.

A medida que aumenta la cilindrada del motor, por el incremento del diámetro del pistón, el motor se hace más adiabático, lo que se traduce en una disminución de las pérdidas de calor en relación con la potencia efectiva desarrollada \dot{Q}/N_e .

3.4.2. Consideraciones sobre la gestión energética de los sistemas de refrigeración por líquido

Ya se ha resaltado el hecho de que la transmisión de calor variará en función del grado de carga y del régimen de giro y que el sistema debe estar dimensionado para las condiciones más adversas. Para mantener la temperatura de la pared dentro de ciertos márgenes y evitar fatiga térmica en condiciones operativas variables, o bien para conseguir un calentamiento rápido del motor, es imprescindible la inclusión de ciertos mecanismos de

control y regulación. En la figura 3.7 puede observarse la presencia de un termostato que activa una válvula de by-pass para evitar el radiador durante los procesos de calentamiento y siempre que la temperatura de retorno esté por debajo de cierto valor, por ejemplo, a bajos grados de carga.

El motor eléctrico que acciona el ventilador asociado al radiador estará accionado por un termo-interruptor que pone en marcha este dispositivo para incrementar la transferencia de calor entre el agua del circuito cerrado del motor y el aire, por ejemplo, en el caso de baja velocidad de circulación y alta carga en motores de automoción.

En cuanto al caudal de refrigeración, al observar las curvas características de la bomba (figura 3.10) se comprueba que al aumentar el régimen de giro del motor, y en consecuencia el flujo de calor, la bomba, en general centrífuga y accionada por el motor, girará a mayor velocidad. El punto de funcionamiento, que corresponde al equilibrio entre la altura hidráulica que proporciona la bomba y la pérdida de carga del circuito, se desplaza hacia mayores caudales de refrigeración, lo que es adecuado para contribuir a la regulación de la temperatura del refrigerante y de la pared. Por ejemplo, el punto A corresponde al punto de trabajo de la bomba (gasto másico o caudal - Δp) cuando el motor gira al régimen n_3 . El caudal correspondiente \dot{V}_3 , será mayor al que proporciona la bomba si el régimen se reduce al valor n_2 .

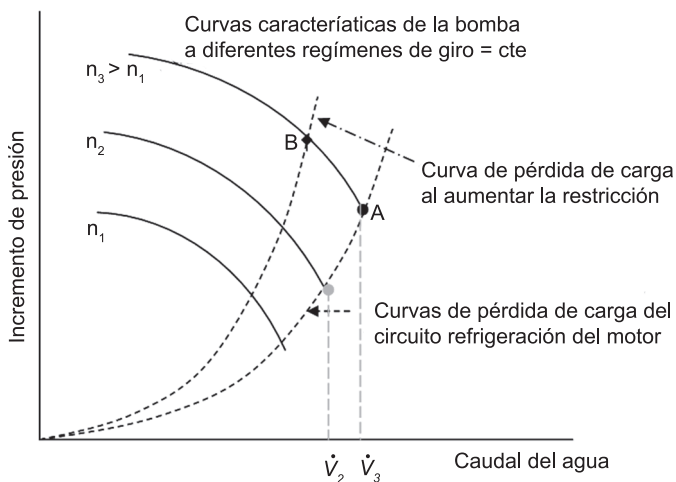


Figura 3.10. Curvas características bomba de líquido, resaltando dos puntos posibles de funcionamiento A y B.

También puede recurrirse al empleo de válvulas para variar la pérdida de carga en el circuito de refrigeración, con lo que se pasaría a otra curva de pérdida de carga del sistema (líneas de puntos: pérdida de carga versus gasto másico o caudal) y a un nuevo punto de equilibrio. Lo que se pretende es independizar en cierta medida el caudal de la bomba del régimen de giro del motor para adaptarse mejor a situaciones de variación del grado de carga, o bien en situaciones transitorias de calentamiento, en las que interesa reducir el caudal para un mismo régimen. En el caso de la figura 3.10, un aumento de la restricción de paso en el circuito de refrigeración, estrangulando las válvulas de regulación, implicaría pasar, por ejemplo, al punto B de funcionamiento en el caso de que se mantenga el régimen de giro (n_3). Al pasar a trabajar al punto B, se comprueba que efectivamente disminuye el caudal de refrigeración, lo que sería adecuado para adecuarse a un menor grado de carga del motor. Otra posibilidad en este sentido sería optar por una bomba de líquido accionada por un motor eléctrico. Esta opción permite independizar el régimen de giro de la bomba respecto del régimen del motor, al no estar la bomba accionada por el cigüeñal.

Finalmente, es interesante analizar el efecto que tiene la temperatura del refrigerante sobre el balance térmico del motor. En general, una mayor temperatura de refrigerante implica una mayor temperatura de las paredes internas del motor, con los pros y contras que ello supone, siempre garantizando que no se supera un cierto valor máximo.

- Ventajas de mayor T_{paredes} : menos pérdidas de calor y menor caudal de la bomba, que conlleva menor potencia de accionamiento. Todo ello implica una mayor potencia efectiva.
- Inconvenientes de mayor T_{paredes} : Se requieren mayores juegos, mayor fatiga térmica, se requieren en general materiales que soporten más altas temperaturas.

Para aclarar lo anterior, hay que tener en cuenta que las temperaturas de las paredes internas dependen, por una parte, de la energía térmica transferida (pérdidas de calor) a través del sistema de refrigeración empleado; por ejemplo, a mayor temperatura del gas, por aumentar la carga o el régimen de giro, la temperatura de la pared tenderá a aumentar y la del refrigerante también, si no se regula la situación. Por lo explicado anteriormente, si aumenta el régimen de giro, y con ello T_g , se deberá aumentar el caudal de agua de refrigeración, lo que implica un incremento de la extracción de

energía térmica que permite mantener la temperatura del refrigerante y la pared en valores próximos a los de diseño.

En el estudio que se presenta a continuación se analiza la influencia de la variación de la temperatura de refrigerante, que como se deduce de lo explicado anteriormente, estará controlada por el caudal proporcionado por la bomba.

En la figura 3.11 se muestra el efecto de la temperatura del refrigerante sobre las distintas pérdidas de calor y sobre la temperatura de escape, obtenida de datos correspondientes a un motor real (variación de las pérdidas en tanto por ciento). Se pone de manifiesto que a medida que se incrementa la temperatura del refrigerante se reducen las pérdidas de calor del motor hacia el agua de cilindros, pero se incrementan las pérdidas por radiación, al incrementarse la temperatura de la pared, y las pérdidas por lubricación del aceite. No obstante, al ser estas pérdidas muy inferiores a las del circuito de los cilindros, en conjunto se reducen las pérdidas de calor. Asimismo, se observa que se incrementa la temperatura de los gases de escape.

El incremento de la temperatura del refrigerante está limitado por su influencia sobre la temperatura de la pared y sólo será posible si se desarrollan materiales y lubricantes que aguanten mayores temperaturas.

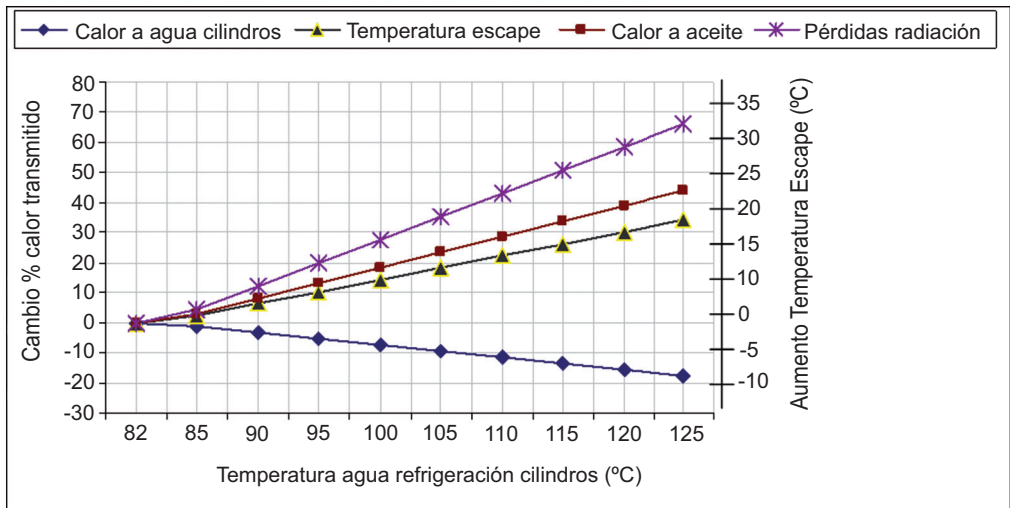


Figura 3.11. Influencia de la temperatura del refrigerante sobre diferentes componentes del balance térmico de un motor de cogeneración.

Por otra parte, hay que destacar la influencia que tiene la temperatura del refrigerante sobre el proceso de combustión y sobre las emisiones. En el caso de los motores de encendido por compresión, temperaturas de la pared más altas, conllevan ventajas de cara a una mejor combustión, ya que se reduce el tiempo de retraso. Sin embargo, en el caso de motores MEP, se acentúa la tendencia al autoencendido, limitando más aún la relación de compresión máxima admisible.

Reducir las pérdidas de calor, como consecuencia de una mayor temperatura del refrigerante, también conlleva un incremento de las emisiones de NO_x , muy sensibles a la temperatura máxima de combustión.

Por último, conviene precisar que en las expresiones [3.10] a [3.12] se ha considerado el flujo de calor local, asociado a una zona determinada del motor. No obstante, considerando que \dot{Q}_{refr} representa la pérdida de calor total hacia el refrigerante (energía térmica por unidad de tiempo), dicha pérdida podrá expresarse en función del salto térmico experimentado por el refrigerante a su paso por el motor, que coincidirá, a su vez, con el transmitido al medio ambiente o a un refrigerante exterior, aire en este caso en el radiador:

$$\dot{Q}_{\text{refr}} = \dot{m}_{\text{líquido}} \cdot c_{p\text{-líquido}} \cdot \Delta t = \dot{m}_{\text{aire}} \cdot c_{p\text{-aire}} \cdot \Delta t_{\text{aire}} \quad [3.15]$$

De cara a reducir las pérdidas de calor del motor interesa aumentar la temperatura del refrigerante. Esta influye, a su vez, en la temperatura de las paredes del motor, por lo que su valor está condicionado por este motivo para preservar los materiales y la correcta lubricación.

Aumentar la temperatura del refrigerante tiene aspectos negativos en relación con la mayor tendencia a la detonación en MEP y con el incremento de emisiones de NO_x en motores MEC y MEP.

EJEMPLO 3.6

En este ejemplo se va a calcular el caudal proporcionado por la bomba de refrigerante en el caso del ejemplo 3.4 al 100% de carga, suponiendo que en el

radiador el líquido refrigerante experimenta un salto térmico de 8 °C. Se va a analizar qué ocurrirá al disminuir el grado de carga, si se mantiene el régimen de giro², si no se utiliza un sistema de regulación de la pérdida de carga del sistema de refrigeración.

Recordar que el calor específico del agua líquida puede considerarse igual a 4,18 kJ/(kg °C) y que, para simplificar, la densidad del líquido refrigerante se considera igual a la del agua (1000 kg/m³).

SOLUCIÓN:

La energía térmica extraída por el sistema de refrigeración de cilindros por unidad de tiempo era igual a 366,56 kW al 100% de carga (tabla 3.3). Teniendo en cuenta la expresión [3.15]:

$$366,56(kW) = \dot{m}_{agua} \cdot c_p \cdot \Delta t = \dot{m}_{agua} \cdot 4,18 \frac{kJ}{kg} \cdot 8^{\circ}C$$

Despejando el gasto másico:

$$\dot{m}_{agua} = 10,96 \frac{kg}{s} \equiv 39,45 \frac{litros}{hora}$$

En el caso del 50% de carga, procediendo de la misma forma, se obtienen las necesidades de caudal, resultando ser de 30,37 litros/hora en lugar de 39,45 litros/hora, dado que el calor a evacuar baja a 282,15 kW. Sin embargo, al mantenerse el régimen de giro de la bomba, el caudal no se verá prácticamente afectado³, luego lo que ocurrirá es que variará el salto térmico del líquido refrigerante en el cambiador. Se comprueba que si se mantiene el caudal, el salto térmico disminuirá y el agua sólo reducirá su temperatura 6,15 °C, suponiendo que se mantiene la temperatura de entrada:

$$\Delta t_{50\%} = \frac{282,15}{4,18 \cdot 10,96} = 6,15^{\circ}C$$

² Habitual en motores de cogeneración accionando un alternador. El régimen de giro se debe mantener constante al variar la carga para garantizar que se mantiene la frecuencia de la energía eléctrica generada.

³ Se supone que el dato de 282,15 kW corresponde a un sistema de refrigeración sin regulación de pérdida de carga y régimen de giro constante.

3.5. LOCALIZACIÓN Y FACTORES DE LOS QUE DEPENDEN LAS PÉRDIDAS MECÁNICAS POR FRICCIÓN

En el epígrafe 3.2 se enumeraron los distintos tipos de pérdidas mecánicas. En el capítulo 4, dedicado al estudio de la renovación de la carga, se analizará de qué factores dependen las pérdidas mecánicas por bombeo y cómo se pueden minimizar en el caso de motores de 4 tiempos. Las pérdidas mecánicas por accionamiento de auxiliares no se van a tratar específicamente, de forma que en este apartado sólo se van a analizar las pérdidas mecánicas por fricción.

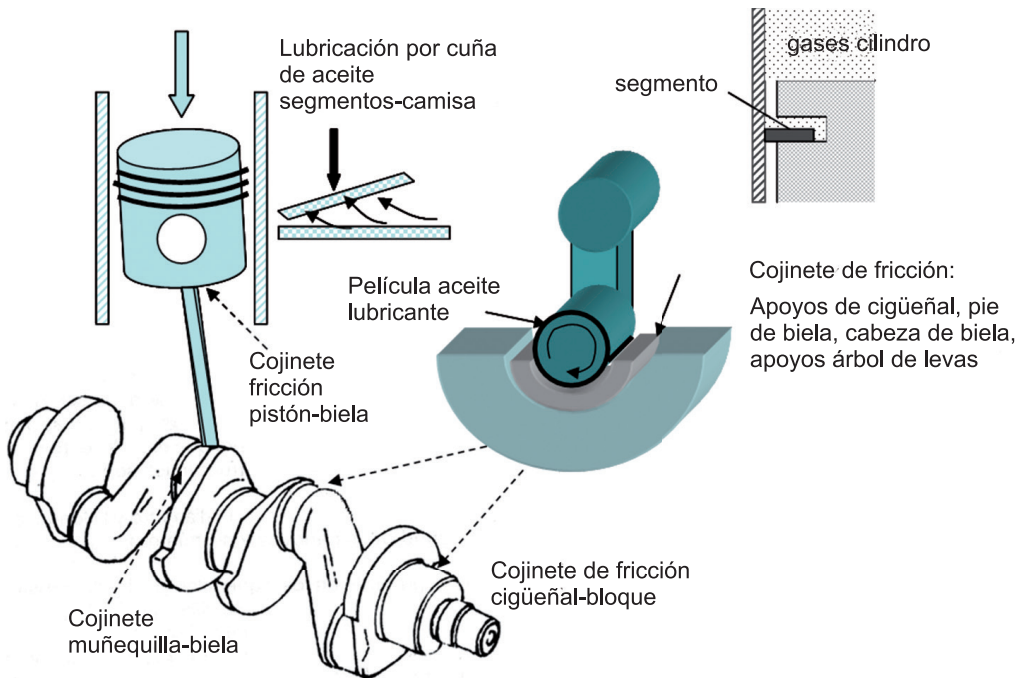


Figura 3.12. Algunos elementos y localizaciones de las pérdidas mecánicas por fricción.

Como ya se ha mencionado en el apartado 3.1, las pérdidas mecánicas por fricción son las originadas por el rozamiento entre las piezas móviles del motor. Es importante destacar que estas pérdidas se reducen considerablemente al emplear lubricación, es decir, si se consigue que una película continua de líquido separe las superficies. También es muy conveniente la utilización de

cojinetes de materiales específicos, es decir, elementos que se interponen entre estas piezas. En relación con los cojinetes, cabe distinguir entre:

- *Cojinetes de fricción*: las superficies deslizan con o sin lubricante. En el caso de utilizar lubricante, puede hablarse de cojinetes hidrodinámicos o bien hidrostáticos. En el caso de cojinetes sin lubricación, el material de las superficies se elige para que tenga bajos coeficientes de fricción y de desgaste.
- *Cojinetes de rodamiento o simplemente rodamientos*: la carga se transmite a través de elementos que están en contacto rodante y no deslizante (rodamientos de bolas o de rodillos).

En el caso de los MCIA, lo deseable y lo más habitual es la lubricación sea hidrodinámica, que implica que existe película de aceite que se forma no sólo por la presión del aceite, sino también por el propio movimiento relativo entre las piezas y la formación de una cuña de aceite que contribuye a la elevación de la presión. No obstante, en determinadas situaciones se produce una lubricación límite cuando hay zonas en las que puede existir contacto puntual metal-metal con restos de lubricante.

Las partes del motor donde la fricción es mayor son las siguientes:

- *Pistón-segmentos-cilindro*: Hay que tener en cuenta que todos los pistones de los MCIA incorporan unas piezas denominadas *segmentos* que permiten que el juego con el cilindro sea más reducido y la posible superficie de contacto menor. Estos elementos, por tanto, contribuyen a incrementar la estanqueidad de la cámara de combustión y a la evacuación de calor hacia los cilindros.

El pistón se inclina ligeramente en su movimiento ascendente o descendente, accionado por la biela, formando una cuña de aceite, tanto en la superficie del pistón como en la superficie lateral de los segmentos, por lo que se considera fricción hidrodinámica, salvo en las proximidades de los puntos muertos; precisamente en esas localizaciones, debido a la baja velocidad del pistón, la lubricación hidrodinámica es inviable y tiene lugar lubricación límite.

Se puede distinguir entre dos tipos básicos de segmentos: de compresión y rascadores. Las condiciones más críticas ocurren en los segmentos de compresión, cuya misión es evitar el paso de gases de combustión hacia el cárter, garantizando, no obstante una correcta

lubricación; dentro de éstos, se denomina segmento de fuego al que está en contacto directo con los productos de la combustión, que estará sometido a mayores temperaturas. Los segmentos rascadores arrastran el aceite para evitar, a la vez, que pase una cantidad apreciables de aceite a la cámara de combustión. Los segmentos ejercen una fuerza radial sobre el cilindro debido a su tensión radial de diseño y a la fuerza de los gases sobre la fuerza interior del segmento (ver detalle en figura 3.12). La película de aceite es de espesor variable a lo largo del ciclo y, como se ha mencionado anteriormente, puede haber situaciones de lubricación límite en el entorno de los puntos muertos superior e inferior. Por otra parte, hay que destacar que los segmentos contribuyen a la transmisión de calor desde el pistón hacia las paredes del cilindro y finalmente hacia el refrigerante, necesaria desde el punto de vista mecánico para reducir la temperatura del pistón. Hoy en día se tiende a reducir el número de segmentos para disminuir las pérdidas mecánicas por rozamiento, ya que el 50% de las pérdidas por fricción corresponden al conjunto pistón-segmentos-cilindro.

- *Cojinetes de gorrón del sistema biela-manivela*: La fricción suele ser hidrodinámica, con fuerza variable a lo largo del ciclo en magnitud y dirección. Son los cojinetes de apoyo del cigüeñal (o cojinetes de bancada) y los cojinetes de cabeza de biela (o de biela-manivela).
- *Sistema de distribución*: destaca la fricción en los cojinetes de los apoyos del árbol de levas, la fricción entre el empujador y la leva (hay un movimiento relativo de deslizamiento), la fricción entre los balancines y el eje de balancines y la fricción de las válvulas con sus guías. Es especialmente crítica la lubricación de la válvula de escape por su elevada temperatura, siendo habitual que la lubricación sea límite en este caso.

A continuación se va a analizar de qué factores dependen fundamentalmente las pérdidas mecánicas de fricción:

Es importante recordar que la fuerza de fricción depende del coeficiente de fricción (f) y de la fuerza o carga en la dirección perpendicular a las superficies que deslizan:

$$F_R = f \cdot F_N \quad [3.16]$$

A su vez el coeficiente de fricción depende de los siguientes factores: geometría del cojinete (L), viscosidad del lubricante (μ), velocidad relativa de las superficies rotantes (c) y carga normal por unidad de superficie (p_N). Se supone que no hay contacto metal-metal, de forma que siempre la fricción es hidrodinámica.

$$f = f_1 \left(\frac{\mu \cdot c}{p_N \cdot L} \right) \quad [3.17]$$

donde:

$$p_N = \frac{F_N}{A} \quad [3.18]$$

Siendo A el área de contacto.

La carga que actúa depende del peso de las piezas, las fuerzas de inercia y la fuerza de gases, con las correspondientes constantes de proporcionalidad:

$$F_N = C_p F_p + C_i F_i + C_g F_g \quad [3.19]$$

A continuación, de forma resumida se han expresado cada una de estas componentes, para identificar qué factores tienen una especial influencia sobre potencia disipada por fricción. Cabe destacar, que se considera L una dimensión característica del motor, que puede ser indistintamente el diámetro, la carrera o el tamaño característico de una pieza del motor, que será proporcional al diámetro del mismo. Bajo esas consideraciones, se obtienen las expresiones siguientes:

$$\text{— Peso de las piezas: } F_p = mg = V \cdot \rho \cdot g \propto L^3 \quad [3.20]$$

$$\text{— Fuerzas de inercia centrífuga⁴: } F_i \propto mR\omega^2 \propto V\rho \cdot c_m^2 L^{-1} \propto L^2 \cdot c_m^2 \quad [3.21]$$

$$\text{— Fuerzas debidas a los gases: } F_g = pmi \cdot A_p \propto pmi \cdot L^2 \quad [3.22]$$

⁴ Aceleración centrífuga:

$$\frac{v_\theta^2}{R} = \frac{(\omega \cdot R)^2}{R} = \omega^2 \cdot R \propto n^2 \cdot L; c_m = 2 \cdot S \cdot n \propto L \cdot n \rightarrow \frac{v_\theta^2}{R} \propto \frac{c_m^2}{L}$$

$$\text{Masa: } m = \rho \cdot V \propto \rho \cdot L^3$$

La potencia absorbida se obtendrá multiplicando la fuerza de fricción, que es paralela a las superficies rozantes, por la velocidad, de forma que se considerará en este análisis la velocidad lineal media del pistón como representativa. Suponiendo que se obtuviera una fuerza de fricción resultante sobre el pistón F_R , la potencia absorbida por pérdidas de fricción sería:

$$N_R = F_R \cdot c_m \quad [3.23]$$

Se comprueba que se obtiene la siguiente expresión para la presión media de pérdidas de fricción:

$$pm_R = \frac{N_R}{n \cdot i \cdot V} = \frac{f \cdot F_N \cdot 2 \cdot S \cdot n}{n \cdot i \cdot V} \propto f \cdot \left(\frac{L^3 \cdot L \cdot n}{n \cdot L^3} + \frac{L^2 \cdot c_m^2 \cdot L \cdot n}{n \cdot L^3} + \frac{pm_i \cdot L^2 \cdot L \cdot n}{n \cdot L^3} \right) \quad [3.24]$$

$$pm_R \propto f \cdot (C_p L + C_i c_m^2 + C_g pm_i) \quad [3.25]$$

Analizando las fórmulas anteriores, se llega a cuatro conclusiones importantes en cuanto a los factores que afectan a la presión media de pérdidas mecánicas de fricción:

- *El régimen de giro tiene una importancia decisiva sobre las pérdidas por fricción*⁵; al aumentar c_m , aumentan las fuerzas de inercia y, por tanto, las pérdidas de fricción (al aumentar c_m disminuye el rendimiento mecánico y, en consecuencia, aumenta el consumo específico de combustible).
- *La viscosidad del lubricante es otro factor fundamental*; al aumentar la viscosidad, aumenta f y, por tanto, las pérdidas por fricción. Esta viscosidad vendrá determinada por:
 - *Las características del lubricante elegido y su dependencia de la temperatura.*
 - *El efecto de la temperatura del refrigerante sobre la temperatura interna del motor (T_p). Es muy importante que el lubricante tenga una temperatura adecuada, no muy elevada para evitar su degradación, ni muy baja, para que no aumente su viscosidad. En ese sentido, si el motor trabaja a baja carga y durante cortos espacios*

⁵ Siempre se refiere a pérdidas / cilindrada del motor.

de tiempo, se pueden presentar problemas por ser más difícil la correcta regulación. Este puede ser el caso, por ejemplo, de los motores híbridos en tráfico urbano.

- *Al aumentar el grado de carga aumenta pm_R , pero en conjunto se reducen las pérdidas mecánicas.* La fórmula anterior indica que al aumentar la carga, el incremento de la presión media indicada tiende a incrementar la presión media de pérdidas por fricción. No obstante, a la hora de comparar motores, es más adecuado basar dicha comparación en la presión media de pérdidas mecánicas⁶, y no solamente en la potencia perdida por fricción. Se comprueba que al aumentar el grado de carga las pérdidas mecánicas en conjunto se incrementan en valor absoluto, pero disminuyen en relación a la potencia indicada, de forma que al aumentar el grado de carga se observa una mejora del rendimiento mecánico, tanto en MEP como en MEC⁷. En el caso de los MEP, como se verá, contribuye el peso de las pérdidas mecánicas por bombeo, que se reducen al incrementarse el grado de carga.
- *pm_R es prácticamente independiente del tamaño del motor,* al tener más importancia las fuerzas de inercia y la fuerza debida a la presión de los gases que el peso de las piezas (el único término afectado por L).

Como consecuencia de lo anterior, las vías para reducir las pérdidas de fricción, podrían ser:

- Reducir las cargas sobre los elementos a base de: aligerar las piezas móviles, fabricación de pistones de falda corta, reducir el número de segmentos y la tensión radial, juegos elevados entre pistón-cilindro y entre gorriones-cojinetes. Hay que tener en cuenta que algunas de estas opciones no son siempre oportunas por diversas razones: mayor ruido, mayor consumo de aceite y menor resistencia mecánica, por lo que habrá que valorarlo en cada caso cuidadosamente.
- Optimización del factor de fricción f mediante una correcta lubricación y eligiendo adecuadamente las propiedades del lubricante.

⁶ Recordar que en este análisis se está considerando un único tipo de pérdidas mecánicas.

⁷ Recordar que: $h_m = 1 - N_{pm}/N_i$

En el siguiente apartado se describen los sistemas de lubricación actuales, haciendo una breve referencia a las propiedades de los aceites.

3.6. SISTEMAS DE LUBRICACIÓN

A modo de curiosidad se puede mencionar el sistema más básico de lubricación que se ha empleado, la lubricación por barboteo, ya en desuso, que consiste en la proyección del aceite sobre las superficies rozantes como consecuencia de las salpicaduras provocadas fundamentalmente por el cigüeñal en su rotación, al estar parcialmente sumergido en el aceite del cárter. En los motores actuales se utilizan dos sistemas de lubricación:

- Lubricación por mezcla
- Lubricación a presión

La lubricación por mezcla consiste en introducir el aceite directamente mezclado con el combustible o bien dosificado en el aire de admisión. Se utiliza exclusivamente en motores de pequeña cilindrada debido a su simplicidad (motores marinos pequeños de dos tiempos, motocicletas, maquinaria pequeña), pero supone un elevado consumo de aceite y mayor contaminación.

La lubricación a presión es la más extendida y se va a describir brevemente en el siguiente apartado.

3.6.1. Lubricación a presión

En el anterior apartado se han analizado las zonas que requieren mayor lubricación y los factores que influyen en las pérdidas por fricción. Por otra parte, anteriormente se resaltó la misión de la lubricación como parte de la refrigeración del motor. Todo ello permite concluir la importancia de un buen diseño del sistema de lubricación que garantice que ésta llegue a todas las partes del motor para contribuir a la refrigeración, para evitar el contacto metal-metal y para reducir las pérdidas mecánicas, por su repercusión final sobre el rendimiento efectivo.

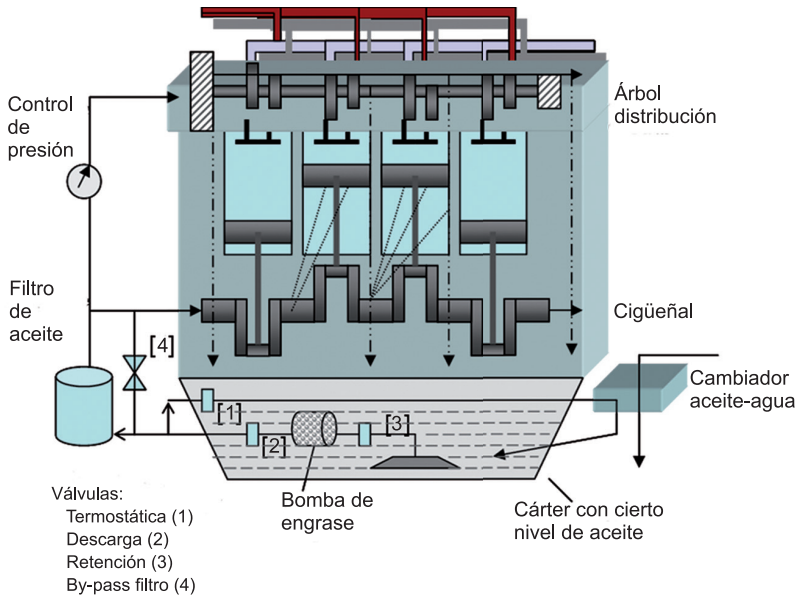


Figura 3.13. Sistema más habitual de lubricación a presión con Cárter húmedo. Bomba de engranajes, de lóbulos o de paletas.

En el sistema de refrigeración a presión se utiliza una bomba en general de engranajes, que está situada en el cárter del motor por debajo del nivel de líquido para asegurar su cebado. El motor (bloque, culata) tiene practicados circuitos de engrase por los que el aceite circula a presión y es finalmente proyectado con el fin de bañar las superficies rodantes y deslizantes. En algunas zonas se generan chorros que inciden sobre las zonas a refrigerar (pistón) y otras se lubrican al descender el aceite por gravedad de nuevo hacia el cárter. Por ejemplo, en el caso de los cojinetes del cigüeñal, el aceite penetra en el interior de éste y sale por orificios practicados en puntos que deben estar correctamente situados en las zonas en las que la presión ejercida por el eje sobre el cojinete es menor.

La bomba está accionada por el cigüeñal, al igual que la bomba de agua, de forma que el caudal crece al aumentar el régimen de giro, lo que resulta conveniente también en este caso. Dicha bomba suministra la presión necesaria para vencer las pérdidas de carga del circuito y no, como podría parecer, para garantizar la formación de la película de aceite. Dicha película se formará debido a la cuña de aceite que se genera al desplazarse una superficie en relación a la otra como consecuencia de la viscosidad del aceite.

Hay que tener en cuenta que siempre se produce con el paso del tiempo una cierta contaminación del aceite lubricante. No existe una total estanqueidad y una pequeña proporción de los gases de la combustión pasa hacia el cárter y de ahí se recircula a la admisión, evitando que salga al exterior. Debido a ello, el aceite va progresivamente incrementando su nivel de impurezas, de lo que se deriva la necesidad de un cambio de aceite frecuente.

En cuanto a las impurezas en el lubricante, cabe destacar:

- Contaminación por agua procedente de los productos de combustión. El agua reduce su temperatura debido a la mezcla con el lubricante y pasa a estado líquido. Este tipo de contaminación produce corrosiones internas y favorece la formación de lodos.
- Formación de compuestos ácidos que pueden producir desgaste corrosivo (se minimiza con aditivos alcalinos en el aceite).
- En el caso de motores Diesel también se produce contaminación por partículas carbonosas, que se reduce con el empleo de aditivos dispersantes, pero que se ha acentuado últimamente por el empleo de sistemas EGR (capítulo 2).
- Partículas metálicas que aparecen como consecuencia del desgaste de las piezas.
- Posible contaminación por combustible.

El sistema de lubricación deberá tener ciertos elementos de control:

- *Filtro*: para retener partículas metálicas y carbonosas, con by-pass para garantizar la lubricación en el caso de que una elevada pérdida de carga, por colmatación del filtro, tendiese a reducir el caudal de aceite a través del sistema. En motores grandes se emplean sistemas más sofisticados de filtrado con varios circuitos y depuración del aceite, por ejemplo, para la eliminación del agua.
- *Válvula termostática*: Pues como se indicó en el apartado sobre pérdidas de calor, el sistema de lubricación también tiene la misión de refrigerar y hay que garantizar que no se supere una temperatura de aproximadamente 90°C para evitar la degradación del aceite. Conviene precisar que la degradación del aceite implica la formación

de compuestos que modifican las características del mismo (formación de compuestos como lacas o barnices), que pueden originar el engomado de los segmentos.

- Como se ha mencionado anteriormente, en motores estacionarios el sistema debe incorporar un cambiador de calor para evacuar la energía térmica absorbida por el lubricante. Se emplea un refrigerante que evoluciona por un circuito independiente del de refrigeración de los cilindros. Los motores deportivos, en los que la refrigeración se encomienda en gran medida al lubricante, incorporan también este equipo.
- *Válvula de retención*, para evitar que se vacíe el sistema durante la parada del motor.
- *Válvula de descarga*, controlada por la presión en el sistema, que evita presiones excesivas a regímenes elevados, ya que al igual que ocurre con la bomba del agua, a mayor régimen de giro se obtiene mayor caudal y un mayor incremento de la presión del circuito.

En cuanto a las características del aceite lubricante, hay que tener en cuenta, que éstas han mejorado mucho mediante la incorporación de aditivos específicos. Cabe resaltar que se espera conseguir las siguientes características:

- La variación de la viscosidad del lubricante con la temperatura debe ser lo menor posible.
- Gran capacidad para neutralizar los ácidos procedentes de la combustión.
- Deben tener capacidad detergente, que se consigue mediante aditivos que permiten que la materia carbonosa se mantenga dispersa y no se agregue.
- Capacidad dispersante, con la ayuda de aditivos que permiten mantener disperso un cierto contenido de agua.
- Los lubricantes actuales incorporan asimismo aditivos antidesgaste.

El análisis del aceite proporciona gran cantidad de información sobre el estado del motor y permite realizar un mantenimiento predictivo.

EJEMPLO 3.7

Partiendo de los datos de catálogo presentados en la tabla 3.4 correspondientes a tres motores muy diferentes en cuanto a las dimensiones de los cilindros (diámetro y carrera) se va a analizar cómo afectan estas dimensiones a sus pérdidas mecánicas por fricción, calculando, en cada caso, la velocidad lineal media del pistón, la presión media efectiva y la cilindrada total del motor.

Tabla 3.4. Características de los motores del ejemplo 3.7

	D(mm)	S(mm)	n(rpm)	Ne(kW)	Z
Gasolina 4T	70	72	5000	40	4L
Diesel 4T	320	400	750	3844	8L
Diesel 2T	480	2000	124	10880	8L

SOLUCIÓN:

Se comprueba que a medida que aumentan las dimensiones del cilindro, fundamentalmente la carrera del pistón, el régimen de giro del cigüeñal se debe ir reduciendo para garantizar que la velocidad lineal media del pistón se mantiene en el entorno de los 6-20 m/s. en los motores deportivos se puede superar ligeramente ese rango, asumiendo que el motor tendrá peor rendimiento mecánico, y por lo tanto, mayor consumo de combustible y mayores desgastes, lo que implica mayor mantenimiento y menor durabilidad. En este caso se observa que los valores están comprendidos entre 8 y 12 m/s.

Tabla 3.5. Resultados de ejemplo 3.7

	Cm (m/s)	V_T (dm ³)	Peso piezas	pme(bar)
Gasolina 4T	12	1,108	L1	8,89
Diesel 4T	10	257,36	L2	23,3
Diesel 2T	8,27	2895,29	L3>L2>L1	18,2

Recordando la expresión [3.25]:

$$pm_R \propto f \cdot (C_p L + C_i c_m^2 + C_g pmi) \quad [3.25]$$

Se va suponer que el diseño de los tres motores se ha realizado adecuadamente para contener las pérdidas mecánicas y lograr rendimientos mecánicos relativamente semejantes, por lo que aunque en la fórmula pm_R sea función de pmi , se tengan en cuenta los valores calculados de pme de cara al análisis.

Comparando el motor de gasolina con el diesel de 4T, se observa que este último tiene mayor presión media efectiva y mayor peso de las piezas, pero menor velocidad lineal media del pistón para compensar y reducir la presión media por pérdidas de fricción.

En el caso del motor diesel de 2T, se observa que las dimensiones de los cilindros son mucho mayores (S y D) y, por tanto, será muy superior el peso de las piezas, que a pesar de que se consideraba un factor de importancia secundaria, llegados a estos extremos también tiene relevancia. Se ha optado por un valor de la velocidad media del pistón más reducida (8,26 m/s) frente a 12 m/s del motor de 1,108 litros, para contrarrestar el efecto de las cargas por peso y la mayor presión media indicada sobre las pérdidas por rozamiento.

CONCLUSIONES:

No es posible convertir en potencia efectiva toda la energía aportada mediante el combustible, en relación con su poder calorífico inferior. Ello es debido, en primer lugar a la limitación por el rendimiento máximo del ciclo de Carnot equivalente, como consecuencia del Segundo Principio y, por otra parte, debido a que los procesos son irreversibles y existen pérdidas de calor. Desde el punto de vista termodinámico, interesaría eliminar las pérdidas de calor, pero, sin embargo, todos los motores de combustión interna alternativos se refrigeran, forzando y favoreciendo esa transmisión de calor hacia el exterior. Hay que tener en cuenta que si el motor fuese adiabático las temperaturas internas de las paredes del motor tenderían a igualarse a la temperatura media del fluido a lo largo del ciclo, aproximadamente algo por debajo de los 1000°C, considerando una temperatura

máxima de combustión en el entorno de los 2000°C, teniendo en cuenta que el fluido varía su temperatura a lo largo del ciclo de trabajo. Esas temperaturas son inadmisibles para los materiales actuales y supondría elevadas dilataciones y un importante choque térmico, incluso en un funcionamiento estacionario. Por razones mecánicas, por lo tanto, es necesario refrigerar adecuadamente las diferentes zonas del interior del motor.

Tampoco interesa perder de vista que si se analiza en qué momento del ciclo se localizan estas pérdidas (más del 50% al final de la expansión y durante la fase de escape) se llega a la conclusión de que eliminarlas totalmente sólo permitiría incrementar el rendimiento efectivo en aproximadamente un 8%,

El sistema de refrigeración más extendido es el de refrigeración por líquido (mezcla de agua y etilenglicol en una proporción en torno al 50%-50% para obtener una temperatura de congelación muy por debajo de 0°C). Este sistema está presurizado mediante una bomba, en general rotativa, accionada por el cigüeñal, para elevar la temperatura de evaporación del refrigerante.

El sistema de refrigeración por aire es también muy utilizado en ciertas aplicaciones, fundamentalmente de bajas potencias, por su simplicidad y algunas otras ventajas en algunos aspectos.

Una de las zonas que requieren una refrigeración más exhaustiva es el bloque, para evitar que los cilindros alcancen temperaturas superiores a los 200°C que darían lugar a la degradación del aceite y el engomado de los segmentos. Otras zonas, como las válvulas de escape, pueden alcanzar sin problemas mayores temperaturas de trabajo, aunque también deben estar refrigeradas.

Es importante que el sistema de refrigeración sea capaz de mantener la temperatura de las paredes dentro de ciertos límites a diferentes condiciones operativas (régimen de giro y grado de carga del motor) y conseguir un rápido calentamiento. Para mantener la temperatura del refrigerante interno y de las paredes en valores adecuados, se puede actuar sobre el caudal de la bomba de líquido, sobre el ventilador del radiador o sobre el caudal de refrigeración del fluido externo, si en lugar de un radiador se cuenta con un cambiador de calor líquido-líquido en el caso de motores estacionarios o marinos.

Los sistemas más sencillos sólo cuentan con la variación del caudal de líquido al variar el régimen de giro del cigüeñal, un termostato y un termo-interruptor para el accionar el ventilador, pero otros utilizan bombas eléctricas o válvulas para modificar la pérdida de carga del circuito.

A mayor régimen y a mayor carga del motor, se tendrá que aumentar el caudal de refrigerante para mantener la temperatura de la pared.

El sistema de refrigerante por líquido es muy sensible a la variación de la temperatura ambiente. Si esa temperatura se incrementa el calor evacuado tendrá tendencia a disminuir, lo que implicaría un incremento de la temperatura del refrigerante, por lo que habrá que arrancar con más frecuencia el ventilador para garantizar la cesión de calor al exterior.

La energía térmica pasa a través de las paredes internas desde los gases al refrigerante y posteriormente del refrigerante del motor (circuito cerrado) a otro segundo fluido refrigerante externo (aire en el radiador de los vehículos de transporte) o agua en el caso de que se utilice un cambiador líquido-líquido en otras aplicaciones industriales o de cogeneración.

Ante variaciones de la temperatura del gas o bien de la temperatura ambiente, para intentar mantener la temperatura de las paredes internas dentro de ciertos márgenes a lo largo del rango de operación del motor, se podrá actuar sobre: el caudal del refrigerante interno y el caudal del refrigerante secundario bien aire o bien líquido.

La temperatura de refrigerante óptima depende de los materiales y del lubricante; el que sea más elevada puede tener ciertas ventajas, como unas pérdidas de calor globales menores.

En cuanto a las pérdidas mecánicas, éstas incluyen:

- Pérdidas por fricción de superficies sólidas
- Pérdidas por trabajo de bombeo o renovación de la carga en motores de cuatro tiempos.
- Pérdidas por accionamiento de auxiliares.

En este capítulo sólo se ha abordado en análisis de los factores que afectan a las pérdidas mecánicas por fricción, que se reducen con un buen sistema de lubricación hidrodinámica con un aceite de viscosidad adecuada para reducir el coeficiente de fricción. Se ha llegado a la conclusión de que

dependen fundamentalmente de la velocidad lineal media del pistón, de la presión media efectiva y del peso de las piezas. Todos los motores tienen el valor de la velocidad lineal media del pistón dentro de un determinado rango de valores, independientemente de su tamaño.

Se utiliza de forma prácticamente generalizada la lubricación a presión, salvo en motores de muy pequeña cilindrada, en los que se utiliza la lubricación por mezcla por su simplicidad. En determinadas zonas sometidas a movimiento giratorio se utilizan cojinetes lubricados para reducir las pérdidas y soportar mejor el posible desgaste; es el caso de los cojinetes de los apoyos del cigüeñal, del árbol de levas, cabeza y pie de biela. Conviene destacar la misión de los segmentos rascadores, que evitan el paso de aceite lubricante hacia la cámara de combustión y los de compresión que dificultan el paso de los gases productos de la combustión hacia el cárter. Aún así, siempre existen estos flujos indeseables y el aceite termina por contaminarse con agua, carbonilla, materiales de desgaste, combustible y productos de la combustión que pueden llegar a formar sustancias ácidas. Es por tanto necesario el incluir en el aceite distintos aditivos que minimicen los efectos de estos contaminantes, además de realizar un cambio frecuente cada cierto número de horas de funcionamiento.

CAPÍTULO 4

RENOVACIÓN DE LA CARGA

Objetivos fundamentales del capítulo

- Conocer qué se entiende por renovación de la carga en un MCIA.
- Estudiar los diagramas de distribución de los MCIA de cuatro tiempos y de dos tiempos.
- Conocer los parámetros que permiten medir la bondad del llenado del cilindro en motores de cuatro tiempos (rendimiento volumétrico) y de dos tiempos (coeficientes de admisión, rendimiento de carga, de retención y de barrido), así como los procesos de llenado ideal en ambos tipos de motores.
- Conocer los ángulos de avance a la apertura y retraso al cierre de los motores de cuatro tiempos, y conocer qué sentido tienen.
- Conocer los caudales máxicos involucrados en la renovación de la carga de los motores de dos tiempos y los conceptos de dosado real y aparente.
- Distinguir entre los distintos tipos de barrido en motores de dos tiempos.
- Conocer los parámetros que influyen en la renovación de la carga y los fenómenos que tienen lugar durante dicho proceso.
- Estudiar los sistemas de distribución variable que se usan en la actualidad.

4.1. INTRODUCCIÓN

Se entiende por renovación de la carga la sustitución de los gases quemados resultantes de efectuar el ciclo termodinámico por masa fresca que se introduce para realizar un nuevo ciclo de trabajo. La eficacia de la renovación de la carga queda sobre todo encomendada al sistema de distribución, pero también influyen notablemente en ella los sistemas de admisión y de escape. La calidad del proceso de renovación de la carga es determinante para las prestaciones del motor, ya que afecta tanto a la cantidad de combustible que se puede introducir por ciclo y, por tanto, a la presión media efectiva alcanzable, como a las pérdidas mecánicas del lazo de bombeo (o el proceso de barrido en motores de dos tiempos).

En efecto, la presión media efectiva del motor se puede calcular con la ecuación 4.1. Como se observa, la presión media efectiva depende de la densidad de la masa fresca introducida en los cilindros, por lo que es conveniente un buen proceso de llenado de forma que la densidad sea lo más alta posible.

$$pme = \frac{F \cdot \dot{m}_a \cdot H_c \cdot \eta_e}{n \cdot i \cdot V_T} = F \cdot m_a \cdot Z \cdot H_c \cdot \eta_e / V_T = F \cdot \left(\frac{m_a}{V_D} \right) \cdot H_c \cdot \eta_e \quad [4.1]$$

A modo de resumen, los principales factores que influyen en la renovación de la carga son:

- condiciones ambientales y temperatura de colectores y culata;
- transmisión de calor;
- pérdidas de carga;
- compresibilidad del fluido;
- diagrama de distribución e inercia del fluido;
- dinámica del gas en conductos y colectores de admisión y escape;
- evaporación del combustible;
- presión parcial de la mezcla fresca en MEP;

- el diseño geométrico de las válvulas o de las lumbreras y el diseño de la cinemática y el alzado de las válvulas;
- y la posibilidad de que el motor esté sobrealimentado.

Se debe incidir en los efectos de las pérdidas de carga (o pérdidas de presión) y de la transmisión de calor sobre la densidad de la masa fresca que entra al cilindro. Con la ecuación 4.2, que pre-supone un comportamiento de gas ideal, queda de manifiesto que tanto las pérdidas de presión (descenso de la presión, p) como el aumento de temperatura (T) influyen negativamente sobre la densidad (ρ) y, por tanto, sobre el llenado del motor. Por el contrario, el enfriamiento de la masa mejora el llenado.

$$\rho = \rho_{ref} \cdot \frac{p}{p_{ref}} \cdot \frac{T_{ref}}{T} \quad [4.2]$$

En el capítulo se procede primero a estudiar la renovación de la carga en motores de cuatro tiempo y, posteriormente, en motores de dos tiempos.

4.2. RENOVACIÓN DE LA CARGA EN MOTORES DE CUATRO TIEMPOS

En motores de cuatro tiempos, la renovación de la carga tiene lugar, en teoría, durante dos carreras, la de escape y la de admisión. En la de escape, el pistón recorre el cilindro desde el PMI hasta el PMS con la válvula de escape abierta y la de admisión cerrada, y en la de admisión el pistón recorre el cilindro desde el PMS hasta el PMI con la válvula de admisión abierta y la de escape cerrada. En la práctica, ambos procesos son prácticamente independientes en el tiempo, excepto durante el cruce de válvulas, que se estudiará, en el que las válvulas de admisión y escape están simultáneamente abiertas. Por tanto, cada proceso tiene una duración sensiblemente mayor a una carrera con objeto de mejorar el vaciado y el llenado del motor.

La figura 4.1 resume los principales ángulos del diagrama de distribución en un motor de cuatro tiempos, introducidos en el capítulo de generalidades y que se desarrollarán con más detalle a lo largo del presente.

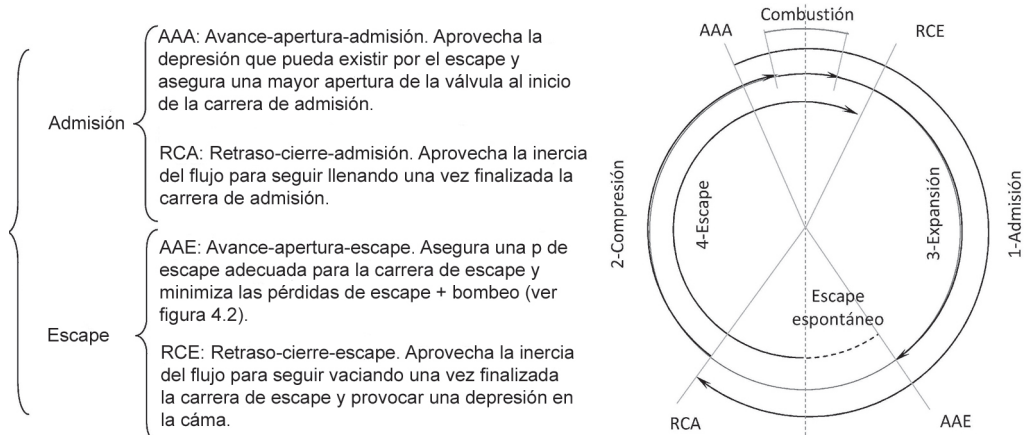


Figura 4.1. Diagrama de distribución de un motor de cuatro tiempos.

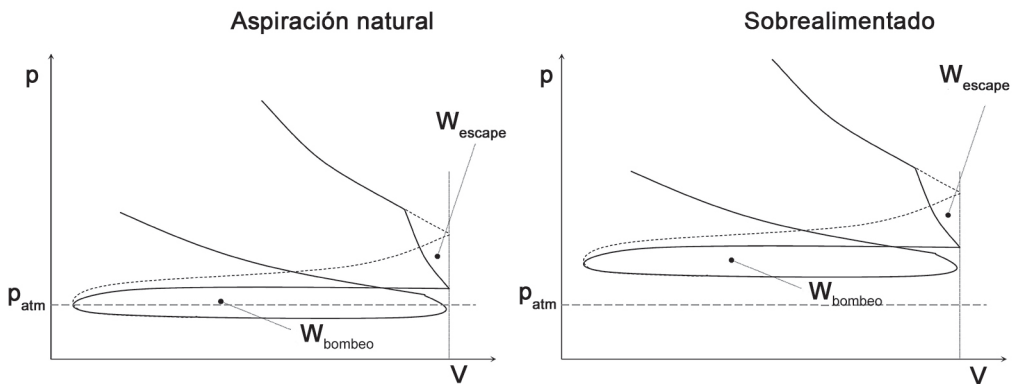


Figura 4.2. Trabajo de bombeo y pérdidas de escape en un motor de cuatro tiempos.

4.2.1. Trabajo de bombeo

El lazo de bombeo que se constituye al realizar las carreras de escape y de admisión en el diagrama del indicador (figura 4.2) reduce el trabajo efectivo desarrollado por el motor y, por tanto, reduce el rendimiento efectivo y aumenta el consumo específico. Como se indica en el capítulo de generalidades y en el de pérdidas mecánicas, el trabajo de bombeo se considera una pérdida mecánica que ha de vencer el motor durante su funcionamiento.

Por tanto, la potencia de bombeo forma parte de las pérdidas mecánicas que conforman la diferencia entre la potencia indicada y la efectiva.

Además del trabajo de bombeo, que es una pérdida mecánica que implica la disminución del trabajo efectivo, la renovación de la carga también implica una pérdida de trabajo indicado causada por el inicio del escape antes de la finalización de la carrera de expansión. Esta pérdida (W_{esc}), también mostrada en la figura 4.2, no se considera mecánica sino termodinámica, puesto que se merma el trabajo de expansión.

La pérdida de trabajo efectivo debido a la renovación de la carga está causada, por tanto, por dos motivos: el inicio del escape antes de finalizar la carrera de expansión (pérdida de trabajo indicado) y la diferencia de presiones entre los procesos de escape y admisión (pérdida mecánica). Éste último efecto también se puede entender como la sobrepresión que se ha de ejercer para evacuar el gas de escape hacia el exterior del motor y la succión de la masa fresca desde el ambiente en motores de aspiración natural.

En motores sobrealimentados, el proceso de renovación de la carga produce trabajo en lugar de consumirlo al estar la admisión presurizada y no ser una mera succión. Si la sobrealimentación se realiza con un grupo de turbo-sobrealimentación, la contrapresión en el escape es mayor, puesto que existe una turbina en el escape, y el efecto positivo de la sobre-presión en la admisión queda paliado por la contra-presión en el escape. Si no existe turbina, no hay contra-presión en el escape pero el accionamiento del compresor es mecánico, que consume energía mecánica en lugar de térmica para la sobrealimentación y el proceso es menos eficiente por las mayores pérdidas mecánicas.

4.2.2. Rendimiento volumétrico

El rendimiento volumétrico es un parámetro que *mide la eficiencia del llenado* de masa fresca del cilindro *en un motor de cuatro tiempos*, comparando la masa fresca introducida con la que se podría llegar a introducir en unas condiciones establecidas en un marco teórico dado. La definición del rendimiento volumétrico tiene sentido puesto que se trabaja con un fluido compresible. En efecto, las pérdidas de presión y el calentamiento o enfriamiento que experimenta el fluido al dirigirse hacia el cilindro influyen en la densidad (según la ecuación 4.2).

Si el fluido fuera incompresible ($\rho = cte$), la masa fresca que entraría en el cilindro en cada ciclo sería la siguiente:

$$\text{incompresible} : m = \rho \cdot V_D = \rho \cdot A_p \cdot s = cte \quad [4.3]$$

Como el flujo es compresible ($\rho = \rho(T, p)$), la masa en cada ciclo es variable en función de diversos factores. Las principales causas que modifican la densidad desde las condiciones ambientales o de referencia hasta el cilindro son, como se ha dicho, las pérdidas de carga y fenómenos de transmisión de calor (figura 4.3). Éstas, a su vez, son variables durante el proceso de admisión:

$$\text{compresible} : m(T, p) = \rho(T, p) \cdot V_D = \rho(T, p) \cdot A_p \cdot s \quad [4.4]$$

Por todo ello, se define el rendimiento volumétrico como el cociente entre la masa fresca introducida en el cilindro y la masa fresca teórica que se habría introducido si las condiciones reinantes en el cilindro fueran unas de referencia (p_{ref} y T_{ref}):

$$\eta_v = \frac{m}{m_{ref}} = \frac{m}{V_D \cdot \rho(T_{ref}, p_{ref})} = \frac{\dot{m}}{z \cdot V_D \cdot \rho(T_{ref}, p_{ref}) \cdot \frac{n}{2}} \quad [4.5]$$

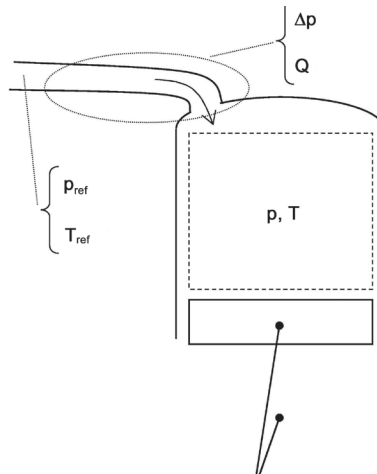


Figura 4.3. Efectos de pérdida de presión y transmisión de calor en el conducto de admisión.

Las condiciones de referencia dependen del tipo de motor del que se trate. En efecto, hay que tener en cuenta los siguientes casos:

- aunque la influencia es pequeña, la composición de la masa de referencia no es la misma para un MEC que para un MEP, puesto que en los primeros se introduce aire y en los segundos una mezcla de aire y combustible (excepto que se trate de MEP con inyección directa, siendo este caso análogo al MEC);
- asimismo la composición debe contemplar la posible tasa de recirculación de gases de escape (EGR), que puede ser una fracción importante (hasta el 50% en algunas condiciones operativas);
- no es lo mismo un motor de aspiración natural que un motor sobrealimentado, puesto que la densidad de admisión es mayor en los sobrealimentados.

No hay que perder de vista que el rendimiento volumétrico es un parámetro que mide la bondad del llenado. Por esa razón es necesario medir la masa introducida con respecto a la que se introduciría en unas condiciones de referencia análogas a las operativas del motor.

En los MEP, la masa es una de mezcla aire y combustible, que también contiene cierta fracción de humedad. Por razones de medidas experimentales, el cálculo del rendimiento volumétrico (η_v) se suele simplificar midiendo solamente la masa de aire seca (sin humedad). Por tanto, tanto para MEP como para MEC la definición de rendimiento volumétrico se define con la siguiente ecuación:

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_{ref}} = \frac{\dot{m}_a}{z \cdot V_D \cdot \rho(T_{ref}, p_{ref}) \cdot \frac{n}{2}} \quad [4.6]$$

Las temperaturas y presiones de referencia son las siguientes:

- En el caso de motores de aspiración natural, las condiciones de referencia son las condiciones atmosféricas.
- En el caso de motores sobrealimentados, las condiciones de referencias son aquellas en las que se encuentra la masa fresca a la salida del compresor o a la salida de la refrigeración intermedia entre el compresor y la entrada al cilindro en caso de que exista (refrigeración intermedia o *intercooling*).

- En el caso de que la condición de trabajo incluya recirculación de gases de escape, las condiciones de referencia son las mismas que en los casos anteriores (en función de si el motor está sobrealimentado o no) pero considerando la composición de la mezcla incluyendo el EGR. Esta consideración afecta a la constante R del gas, ya que la R del aire es mayor que la de los gases de escape, por lo que es necesario ponderar la constante R de la mezcla.

El rendimiento volumétrico se define para motores de cuatro tiempos y es el cociente entre la masa fresca introducida en el cilindro y la masa fresca teórica que se habría introducido si las condiciones reinantes en el cilindro fueran unas de referencia. (Ecuaciones 4.5 y 4.6).

Una vez definido el rendimiento volumétrico, se puede emplear para calcular la presión media efectiva del motor según la siguiente expresión:

$$p_{me} = \frac{F \cdot \dot{m}_a \cdot H_c \cdot \eta_e}{n \cdot i \cdot V_T} = \frac{F \cdot (\rho_{ref} \cdot V_D \cdot Z \cdot n \cdot i \cdot \eta_v) \cdot H_c \cdot \eta_e}{n \cdot i \cdot V_T} = F \cdot \rho_{ref} \cdot H_c \cdot \eta_v \cdot \eta_e \quad [4.7]$$

En el caso de que el motor esté trabajando con una alta fracción de gases de recirculación, la composición real del gas (mezcla de la masa fresca y el gas residual), pobre en aire, es la que se ha de considerar en la definición de rendimiento volumétrico. En este caso, el rendimiento volumétrico mide cuánta masa fresca se podría introducir considerando que deseamos una cierta tasa de residuales y, por tanto, el aire o mezcla fresca nunca llega a ocupar todo el cilindro, incluso en la mejor condición de llenado. El rendimiento así definido, útil a efectos de diseño del motor, se puede denominar como *rendimiento volumétrico real* o *interno*, y considera en la masa de llenado tanto la presión parcial del aire (p_{aire}) como la del gas residual (p_{res}):

$$\eta_{v,real} = \frac{m_{a,real} + m_{res}}{V_D \cdot \rho_{ref}} = \frac{V_D \cdot \left(\frac{x_{aire} \cdot p + x_{res} \cdot p}{R \cdot T} \right)}{V_D \cdot \rho_{ref}} = \frac{V_D \cdot \left(\frac{p_{aire} + p_{res}}{R \cdot T} \right)}{V_D \cdot \rho_{ref}} \quad [4.8]$$

Donde x_{aire} es la fracción molar de aire y x_{res} la de gases residuales y los valores de la presión y temperatura son los valores medios durante el proceso de admisión.

Sin embargo, a efectos comparativos con otras condiciones operativas, se puede definir un *rendimiento volumétrico aparente*, en el que se emplea solamente la presión parcial de la masa fresca respecto a la composición total del volumen de llenado. Ese rendimiento volumétrico es el que vería un observador desde fuera del motor, y difiere del real que se suministra al cilindro:

$$\eta_{v,aparente} = \frac{m_{a,real}}{V_D \cdot \rho_{ref}} = \frac{V_D \cdot \frac{x_{aire} \cdot p}{R \cdot T}}{V_D \cdot \rho_{ref}} = \frac{V_D \cdot \frac{p_{aire}}{R \cdot T}}{V_D \cdot \rho_{ref}} \quad [4.9]$$

En la ecuación anterior, el valor de la constante R es el de la mezcla.

A efectos del cálculo de la presión media efectiva, es el rendimiento volumétrico aparente el que se ha de introducir en la ecuación 4.7, puesto que solo la masa fresca puede ser quemada para producir potencia. Además, es más sencillo de determinar experimentalmente.

4.2.3. Factores que influyen en la renovación de la carga

4.2.3.1. Transmisión de calor

El efecto de la transmisión de calor influye en el proceso de admisión. Como ya se ha estudiado, la transmisión de calor desde las paredes del colector, de la pipa de admisión y del propio cilindro hacia el fluido hace que la temperatura de éste tienda a aumentar (es una tendencia que puede quedar paliada por otros efectos). En efecto, como se observa en la ecuación 4.2, el aumento de la temperatura disminuye la densidad de la mezcla fresca, por lo que el cilindro contendrá menor masa cuanto mayor sea su temperatura.

La sobrealimentación en motores tiene por objetivo aumentar la potencia producida en base a incrementar la densidad de la masa fresca introducida en el cilindro. Este aumento de densidad se consigue comprimiendo el aire de admisión antes de su entrada en los cilindros, estando asociado este proceso de compresión con un aumento de la temperatura. Precisamente para mejorar aún más el llenado, es habitual que los motores sobrealimentados tengan un sistema de refrigeración intermedia tras el compresor, con objeto de que la temperatura del aire o la mezcla admitida sea menor y, con ello, aumente la masa de trabajo.

4.2.3.2. *Pérdidas de presión*

Las pérdidas de presión tienen efecto tanto sobre el rendimiento volumétrico como sobre el trabajo de bombeo. En relación con el rendimiento volumétrico, se puede distinguir el efecto de una pérdida de presión en el conducto de admisión del de la pérdida de presión en el escape:

- *Admisión*: la influencia queda de manifiesto según la ecuación 4.2. En ella se puede observar que la disminución de la presión reduce la densidad de la masa fresca y, por tanto, la masa introducida en los cilindros. El elemento con un efecto más significativo es la válvula de mariposa en los MEP convencionales. En efecto, la estrangulación de la admisión tiene el objetivo de reducir la carga de masa fresca, por lo que se puede afirmar que la regulación de la carga en un MEP tiene lugar por la acción directa sobre el rendimiento volumétrico. Este tipo de regulación es muy poco eficiente puesto que aumenta en gran medida el trabajo de bombeo. En la actualidad, hay MEP con inyección directa que tratan de evitar ese problema variando el sistema de regulación de carga, sin usar válvula de mariposa.

Además de la válvula de mariposa, también se producen pérdidas de carga la por propia fricción del aire con las paredes de los conductos, en los codos y singularidades geométricas (por lo que se evitan en los diseños), y en la propia entrada al cilindro a su paso a su paso alrededor de las válvulas.

- *Escape*: el efecto de la pérdida de carga en el escape sobre el rendimiento volumétrico se da a través de la proporción de residuales que quedan en el cilindro después de la carrera de escape. Cuanto mayor sea la pérdida de carga en el conducto de escape, mayor será la proporción de residuales puesto que el gas encuentra mayor resistencia para salir del cilindro. Las principales resistencias las introducen los sistemas de tratamiento de gases de escape (filtros y catalizadores) y el silenciador. Asimismo, en los motores sobrealimentados hay que diferenciar entre los sistemas mecánicos de los accionados con turbina en el escape. En estos últimos, el gas debe tener cierta sobrepresión para el accionamiento de la turbina, efecto que ha de tenerse en cuenta en la renovación de la carga.

La pérdida de carga, tanto en la admisión como en el escape, es mayor conforme aumenta el régimen de giro ya que, a mayor régimen de giro, el caudal de aire o gas es asimismo mayor y los efectos de rozamiento son más acusados.

En cuanto a la influencia sobre el trabajo de bombeo, ambas pérdidas de carga (admisión y escape) influyen negativamente. El efecto se puede explicar con ayuda de la figura 4.4; la presión de admisión desciende conforme aumenta la pérdida de carga en la admisión, mientras que la de escape aumenta con la contrapresión en el escape. En consecuencia, el motor debe aspirar aire con mayor vacío y expulsar gases con mayor contrapresión. Asimismo, se observa que el descenso de la línea de admisión en el diagrama y ascenso de la de escape aumentan el área encerrada correspondiente al lazo de bombeo, que es representativa del trabajo de bombeo.

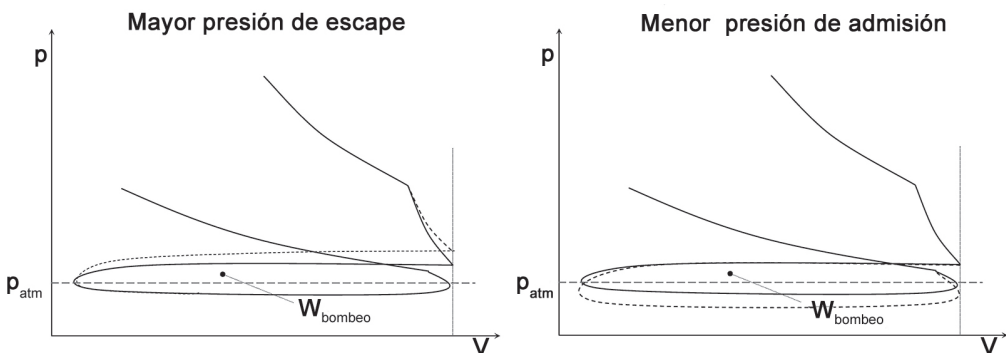


Figura 4.4. Trabajo de bombeo para dos presiones de admisión y escape distintas.

4.2.3.3. Efectos de compresibilidad del fluido

Como ya se ha indicado, la definición de rendimiento volumétrico cobra sentido por la naturaleza compresible del fluido de trabajo. Como se ha estudiado, la compresibilidad se manifiesta en las variaciones de densidad con la temperatura y con las pérdidas de carga. Sin embargo, también se manifiesta cuando la sección de paso varía, como ocurre alrededor de las válvulas, sobre todo en los instantes de apertura y de cierre. En efecto,

cuando la sección de paso disminuye, la velocidad aumenta, por lo que la energía cinética del fluido crece y, por tanto, la energía térmica disminuye, ya que se mantiene la entalpía de parada. Esto se traduce en un descenso de la presión (por el aumento de la energía cinética) y de densidad, que puede llegar a ser muy notable a altas velocidades.

La disminución de la densidad a su paso por un estrechamiento puede no recuperarse cuando el conducto se ensancha por dos causas. En primer lugar, la propia turbulencia tras el paso por la válvula implica cierta irreversibilidad termodinámica, lo que supone que no se pueda conseguir la presión de parada o de remanso previa cuando el fluido se para. En segundo lugar, el flujo, a su paso por el estrechamiento, puede acelerarse hasta alcanzar la velocidad del sonido, estando en *condiciones sónicas* y produciéndose *bloqueo sónico*, por el que el gasto másico introducido queda limitado. En ese punto se genera una onda de choque (que es una discontinuidad de la presión, densidad y velocidad, disminuyendo las tres propiedades bruscamente tras su paso por la onda), lo que supone una gran irreversibilidad que impide recuperar la densidad y presión de remanso. Esta situación es muy frecuente en el inicio de apertura de la válvula de admisión, puesto que el área de paso es muy pequeña y la depresión generada en el cilindro a causa de la succión por el descenso del pistón es muy fuerte. También es frecuente en el inicio del escape, cuando la presión de los gases es bastante superior a la atmosférica.

El efecto de la compresibilidad del fluido a alta velocidad se cuantifica habitualmente a través del número de Mach (ecuación 4.10), que relaciona la velocidad del flujo (u) frente a la del sonido (a). Los efectos de compresibilidad son apreciables a partir de Mach mayores a 0,2 (el bloqueo sónico se produce con Mach igual a uno). En motores alternativos se suele utilizar un Mach medio (que depende de la velocidad media del pistón, de la velocidad del sonido y de un coeficiente de descarga, C_D en la ecuación 4.11) puesto que es muy variable a lo largo de los procesos de admisión y de escape.

$$M = \frac{u_{\text{aire mezcla}}}{a} = \frac{u_{\text{aire mezcla}}}{\sqrt{\gamma \cdot R \cdot T}} \quad [4.10]$$

$$\bar{M} = \frac{c_m}{a \cdot C_D} \quad [4.11]$$

El Mach y los efectos de compresibilidad asociados crecen conforme la sección de paso es menor y el salto de presiones entre colector y cilindro es mayor. Por ese motivo, los efectos de compresibilidad dependen esencialmente del diseño de las válvulas, del régimen de giro y del grado de carga del motor (sobre todo en MEP convencionales). Ambas cuestiones se estudian brevemente en apartados posteriores.

4.2.3.4. Diagrama de distribución e inercia del fluido

Los ángulos que definen el diagrama de distribución se presentaron en el capítulo de generalidades (AAA, RCA, AAE y RCE). Por otro lado, la forma del diagrama de distribución se ha adelantado en la figura 4.1. En este apartado se estudian las funciones específicas de cada uno de ellos, los efectos que producen en diferentes condiciones operativas y los valores aproximados que toman.

Avance de la apertura del escape (AAE)

La apertura de la válvula de escape suele efectuarse en torno a 30° - 50° antes del punto muerto inferior, acortando la carrera de expansión y, consecuentemente, reduciendo el trabajo generado. Dicho ángulo se selecciona llegando a un compromiso entre el trabajo perdido en la expansión—este último es menor cuanto menor es el adelanto— y el trabajo de bombeo por la expulsión de los gases de escape—que será mayor cuanto más retrasada esté la apertura—, ambos representados en la figura 4.4. El efecto del trabajo de bombeo es dominante a altas velocidades de giro y a altos grados de carga, puesto que la contrapresión en el escape crece sustancialmente.

Adicionalmente, cuanto mayor sea el avance, mayor será la temperatura de escape y mayores las emisiones de hidrocarburos no quemados.

Retraso del cierre del escape (RCE)

El cierre de la válvula de escape tiene lugar con posterioridad al punto muerto superior, siendo usuales ángulos entre 8° y 20° . El retraso del cierre tiene como objeto aprovechar la inercia del flujo que ya está saliendo del cilindro para seguir vaciando una vez finalizada la carrera

de escape, provocando además una depresión en la cámara que favorezca la admisión.

Además de lo anterior, el retraso del cierre del escape ha de estudiarse para cuantificar la cantidad de gas de escape retenido para el siguiente ciclo, que habitualmente no es deseable pero, si se requiere una alta tasa de EGR, puede ser conveniente. Este efecto se busca especialmente a bajas cargas, cuando la potencia demandada es menor. Con la retención de parte de los gases de escape se consiguen menores temperaturas de llama, por lo que se reduce la emisión de óxidos de nitrógeno. Adicionalmente, se puede reducir el trabajo de bombeo en MEP convencionales puesto que no es necesario que la mariposa esté excesivamente cerrada a bajas cargas puesto que parte del cilindro lo ocupan los gases de escape.

Por último, el reglaje de cierre de la válvula de escape se puede optimizar para ciertos regímenes de giro y a altas cargas, como se verá en el apartado 4.2.3.5, para permitir la llegada de una onda de rarefacción (o de depresión o de vacío) que mejore el vaciado del cilindro.

Avance de la apertura de la admisión (AAA)

La apertura de la válvula de admisión se suele efectuar entre 5° y 20° antes del punto muerto superior. El objetivo de dicho avance es aprovechar la depresión que pueda provocar la inercia del gas de escape que está saliendo hacia el exterior (la válvula de escape está abierta al inicio de la admisión), así como para asegurar una mayor apertura de la válvula al inicio de la carrera de admisión para que ésta sea más efectiva, que mejore el rendimiento volumétrico, reduzca el trabajo de bombeo por reducirse el efecto de succión, y evite en cierta medida los efectos de compresibilidad del fluido.

Como en el caso del RCE, el avance de la apertura de la admisión puede usarse tanto para favorecer el llenado del cilindro con masa fresca en condiciones de alta carga, como para determinar la proporción de gas de escape retenido en el cilindro cuando sea necesaria cierta tasa de EGR, más usual a cargas parciales.

Cruce de válvulas

Se acaba de ver que existe un tiempo en el que tanto la válvula de admisión como la de escape están abiertas. A este tiempo se le denomina cruce

de válvulas y tiene por objetivo favorecer el vaciado de gas residual y el llenado de masa fresca aprovechando la inercia de los gases.

Suele ser un tiempo pequeño o, en ocasiones, inexistente, debido a las limitaciones geométricas al tener ambas válvulas abiertas y el pistón muy cerca del punto muerto superior.

Un excesivo cruce de válvulas puede llegar a ocasionar que parte del gas de escape retroceda hacia la admisión, perjudicando el llenado del cilindro, o que parte de la masa fresca se evacúe por el escape, fenómeno no deseado en MEP puesto que se perdería el combustible en la mezcla evacuada, se aumentan las emisiones de hidrocarburos no quemados y podría provocar combustiones no deseadas en el colector o los conductos de escape. El cruce de válvulas debe ser, por tanto, convenientemente estudiado para que puedan darse los beneficios anteriormente comentados pero no los inconvenientes expuestos.

Retraso del cierre de la admisión (RCA)

Es el ángulo con mayor influencia sobre el llenado de masa fresca del cilindro. Habitualmente el cierre tiene lugar entre 40° y 60° después del punto muerto inferior, por lo que el llenado continúa incluso cuando el pistón está ya ascendiendo. El fundamento para este retraso es el aprovechamiento, de nuevo, de la inercia del flujo para seguir llenando una vez finalizada la carrera de admisión.

Un alto retraso del cierre de la admisión sirve para mejorar el llenado y el rendimiento volumétrico del motor sobre todo a altas velocidades, cuando la inercia tiene mayor influencia, pues la corriente tiende a continuar entrando aún con el pistón en ascenso hacia el PMS, y puede mitigar en una pequeña medida los efectos de la compresibilidad del flujo, también notables a altas velocidades que, como se ha comentado, limitan el caudal de entrada si se alcanza la velocidad del sonido. A velocidades bajas el efecto es menos notable y puede llegar a darse reflujo de carga hacia la admisión, lo que tiene un efecto negativo sobre el rendimiento volumétrico. Asimismo, a cargas bajas los MEP se ven más perjudicados porque los efectos de inercia son aún menos notables, dado que el alto estrangulamiento de la válvula de mariposa perjudica el llenado del motor.

Como en el caso del RCE, el reglaje de cierre se puede optimizar para ciertos regímenes de giro y a altas cargas, como se verá en el apartado

4.2.3.5, para permitir la llegada de una onda, en este caso de presión, proveniente del conducto de admisión, que mejore el llenado del cilindro.

Por último, si la distribución del motor pudiera ser completamente variable en función de las condiciones operativas, la selección del cierre de la admisión podría emplearse para la regulación de la carga en MEP, evitando así el empleo de la válvula de mariposa. No obstante, existiría igualmente una pérdida de rendimiento, aunque menor, por una disminución efectiva de la relación de compresión, al acortar la carrera efectiva de compresión.

4.2.3.5. Dinámica del gas en los conductos y colectores

Tanto el sistema de admisión como el de escape son sistemas termo-hidráulicos que están excitados mecánicamente por el pistón y el sistema de distribución a la frecuencia marcada por el régimen de giro. Además, el sistema también está auto-excitado por las frecuencias naturales o propias del mismo, no solo en cuanto a vibraciones de componentes sólidos, sino especialmente por la velocidad de transmisión de las ondas de presión en el seno de los gases involucrados, estando las ondas inducidas por la apertura o cierre de válvulas y por los efectos de rebote y reflexión en las paredes o en los colectores. Existen, por tanto, ondas de presión y rarefacción que se propagan y rebotan en los distintos conductos y colectores. Estos efectos pueden emplearse para mejorar el llenado o el vaciado del cilindro, mejorando así el rendimiento volumétrico del motor.

En el inicio de la admisión, el vacío ocasionado por el pistón al descender se propaga por el conducto de admisión en sentido opuesto al del flujo entrante, en forma de una onda de rarefacción. Las ondas de presión viajan a la velocidad del sonido (el sonido es, efectivamente, una onda de presión que se propaga en un medio), por lo que la onda es más rápida que el flujo entrante y se propaga aguas arriba hacia el colector. Al llegar al colector, la onda de rarefacción se refleja en sentido contrario, de nuevo hacia el cilindro, pero en forma de una onda de presión. Si la llegada de esta onda al cilindro coincide con la válvula de admisión todavía abierta, el llenado del cilindro se mejorará. Si, además, coincide con la válvula abierta y el pistón ya ascendiendo, se mitigará el efecto de reflujo ocasionado por el pistón ascendente y se podrá mantener el llenado del cilindro aún en esa condi-

ción. Esta situación solo tiene lugar en determinados regímenes de giro, precisamente cuando el tiempo que tarda la onda en ir y volver del colector coincide con el de inicio y final de la admisión. Por tanto, se debe jugar con la longitud de los conductos para seleccionar el régimen o los regímenes de giro en el que queremos que este efecto sea notable. Este efecto es conocido como *sintonización* o *tunning*.

En el escape, el proceso es el inverso. Al abrirse la válvula de escape, la sobrepresión de los gases quemados en el cilindro se transmite como una onda de presión en dirección al colector de escape. Al llegar a él, ésta se refleja como una onda de rarefacción que viaja en sentido opuesto, de vuelta hacia al cilindro. Cuando la onda de rarefacción llega al cilindro, ésta contribuye al vaciado de éste, aún incluso cuando el pistón ya ha empezado su carrera descendente durante el cruce de válvulas. Este efecto de sintonizado del escape ayuda a mejorar el llenado del motor en determinados regímenes de giro, por lo que la longitud de los conductos debe ser convenientemente estudiada.

Estos efectos son en la práctica más complejos en motores policilíndricos, puesto que las ondas generadas en un conducto llegan al colector y, desde ahí, también se transmiten al resto de conductos de los otros cilindros, aunque con menor intensidad. Asimismo, si una onda encuentra una válvula cerrada en lugar de abierta, ésta se reflejará y volverá en dirección contraria hacia el colector como una onda de la misma naturaleza que la original. A su llegada al colector, ésta se transmite al resto de conductos, también con menor intensidad.

Algunos motores incorporan dos conductos de admisión o escape de diferentes longitudes, o uno de longitud variable (que se varía por medio de válvulas) con objeto de que los efectos de propagación de onda tengan efecto en varios regímenes de giro en lugar de en uno solo.

Asimismo, algunos motores se diseñan con tubos o colectores de resonancia, a modo de cajas de resonancia, para potenciar las ondas de presión cuando la frecuencia de excitación se corresponde con algún modo de vibración natural del colector.

El estudio de las ondas de presión en el sistema de escape debe ser también considerado para controlar las emisiones de ruido y el impacto sobre los sistemas de reducción de emisiones contaminantes.

4.2.3.6. *Evaporación del combustible en MEP*

En motores de encendido provocado convencionales, la masa fresca que entra en el cilindro es una mezcla de aire y combustible. En la gran mayoría de casos, el combustible se suministra en estado líquido (gasolina, alcoholes e, incluso, gases licuados de petróleo a alta presión) antes o durante el proceso de admisión. Por tanto, el combustible ha de vaporizarse para mezclarse con el aire. El proceso de vaporización requiere de calor para que el cambio de fase se produzca, lo que se conoce por calor latente de vaporización. Este calor se toma del entorno inmediato: el aire de admisión. Por tanto, el aire de admisión se enfría al vaporizarse el combustible, siendo el descenso de temperatura muy apreciable (pueden ocasionarse, incluso, problemas de escarcha). El descenso de temperatura aumenta la densidad de la mezcla y mejora, por tanto, el proceso de llenado y el rendimiento volumétrico.

El enfriamiento y, como consecuencia, la mejora de rendimiento volumétrico ocurre siempre en MEP con independencia del sistema de formación de mezcla. Sin embargo, la mejora es tanto más notable cuanto más cercana al cilindro es la formación de la mezcla. En efecto, los sistemas de carburación formaban la mezcla, en la mayoría de las ocasiones, antes del colector de admisión. De esa forma, el enfriamiento ocasionado por la evaporación del combustible quedaba contrarrestado por la transmisión de calor desde las paredes del sistema de admisión hacia la mezcla fría. Los sistemas de inyección multipunto inyectan en la boca de admisión durante el propio proceso de admisión o ligeramente antes. De esa forma, el aire de admisión recorre los conductos de admisión sin combustible vaporizado, por lo que no se encuentra a tan baja temperatura, siendo el sistema más adiabático y recibiendo menos calor. Posteriormente, al inyectarse el combustible y vaporizarse justo en la boca del cilindro, el aire se enfría pero ya con poco tiempo para calentarse durante su entrada, por lo que el enfriamiento es más notable y el rendimiento volumétrico mejora. Por último, los motores de inyección directa (en modo de funcionamiento con premezcla, como se estudia en el capítulo de sistemas de formación de mezcla), inyectan el combustible en el propio cilindro y durante la carrera de admisión y parte de la compresión. En este caso el efecto del enfriamiento es aún mayor, puesto que la mezcla enfriada durante el proceso de admisión no tiene apenas tiempo ni superficie de

contacto para el intercambio de calor, por lo que el rendimiento volumétrico mejora aún más.

4.2.3.7. *Presión parcial de la masa fresca*

El último efecto que afecta al rendimiento volumétrico que se estudia es la presión parcial de la masa fresca dentro del cilindro. Como ya se ha mencionado anteriormente, el aire contiene humedad y combustible vaporizado (en el caso de los MEP), por lo que la masa de referencia tendría que ser de una composición similar para hacer correctamente la comparación. No obstante, las presiones parciales del vapor de agua y del combustible son tan bajas que apenas se comete error si se compara la mezcla real con aire seco.

En la actualidad es muy habitual encontrar motores operando con una alta tasa de recirculación de gases de escape, con objeto de controlar la formación de óxidos de nitrógeno al limitar la temperatura de combustión. En este caso, sí es importante tener en cuenta el concepto de rendimiento volumétrico real y aparente del motor (ecuaciones 4.10 y 4.11), puesto que la presión parcial de la masa fresca en el cilindro puede ser notablemente menor que la presión absoluta reinante.

4.2.4. **Influencia del rendimiento volumétrico sobre las curvas características del motor**

El rendimiento volumétrico tiene una influencia determinante en el llenado del motor y, por tanto, un efecto muy notable sobre la presión media efectiva máxima que se puede desarrollar en cualquier condición operativa. La figura 4.5 representa la evolución del rendimiento volumétrico, de la presión media efectiva o del par, parámetros relacionados según las ecuaciones 4.12 y 4.13, en función de la velocidad media del pistón o el régimen de giro para un grado de carga máximo.

$$pme = F \cdot \rho_{ref} \cdot H_c \cdot \eta_v \cdot \eta_e \quad [4.12]$$

$$M_e = \frac{pme \cdot V_T \cdot i}{2 \cdot \pi} = \frac{F \cdot \rho_{ref} \cdot V_T \cdot H_c \cdot i \cdot \eta_v \cdot \eta_e}{2 \cdot \pi} \quad [4.13]$$

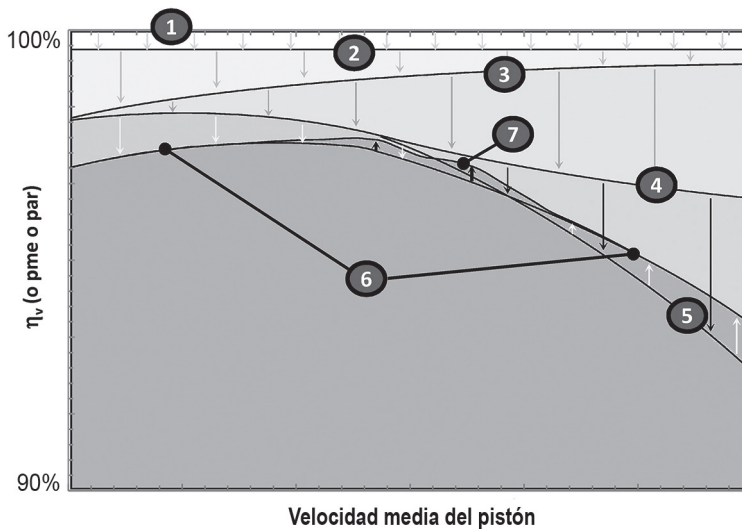


Figura 4.5. Rendimiento volumétrico en función de la velocidad media del pistón a plena carga.

En la figura se pueden observar que los distintos efectos que influyen en el rendimiento volumétrico modifican la curva característica del motor a distintos regímenes de giro. Si el motor trabajara de forma cuasi-estacionaria, sin pérdidas de carga, según un proceso adiabático, con aire seco y con una distribución sin avances ni retrasos de apertura o cierre, el rendimiento volumétrico sería el 100% (curva 1 de la figura 4.5). Los efectos de trabajar con un fluido con cierta humedad, cierta tasa de residuales y cierta cantidad de combustible (en MEP convencionales), hace que el rendimiento descienda ligeramente (curva 2). Si se incorporan los efectos de transmisión de calor, el rendimiento volumétrico desciende especialmente a bajo régimen, puesto que el tiempo de residencia del aire en los colectores y conductos es mayor (curva 3). Por el contrario, la pérdida de carga por fricción del aire en las entradas y salidas es muy notable a altos regímenes de giro (curva 4) y sería aún mayor a cargas parciales en MEP debido al estrangulamiento en la válvula de mariposa. Los efectos de compresibilidad del fluido se empiezan a notar a velocidades moderadas o medias, cuando ya existe bloqueo sónico en los instantes de apertura y cierre de las válvulas, y son críticos a mayores velocidades (la curva 4 se trunca en un punto del régimen de giro dando lugar a la curva 5). Los efectos del diagrama un distribución real y fijo (no variable) optimizado para ciertas condiciones operativas, tienden

a mejorar el rendimiento volumétrico a altas velocidades y empeorarlas a bajas velocidades (la curva 5 se gira en sentido contrario a las agujas del reloj, dando lugar a la curva 6), en ambos casos predominando el efecto del RCA. Por último, la propagación de ondas o sintonizado puede mejorar las prestaciones del motor en algunos regímenes de giro, en función de los reglajes (curva 7, en la que aparecen algunas mejoras del rendimiento volumétrico respecto a la curva 6, en puntos concretos sintonizados).

4.2.5. Válvulas

Las válvulas son las encargadas de permitir o evitar el flujo desde el colector a los cilindros y viceversa. Las características principales del diseño de las válvulas son:

- sección de paso amplia, que depende del diámetro, del alzado y del número de válvulas, con el fin de facilitar el llenado y el vaciado del cilindro;
- tiempo de alzado y de cerrado breve para mejorar la distribución;
- buen sellado durante la compresión, combustión y expansión para evitar fugas;
- rigidez y resistencia a las altas temperaturas, ya que se encuentran sometidas a altas tensiones tanto mecánicas —ocasionadas por la inercia, la presión del fluido dentro del cilindro y el contacto mecánico con la correspondiente leva— como térmicas —ocasionadas por los altos gradientes de temperaturas a los que están sometidos—.

El número de válvulas es un parámetro que influye notablemente en el rendimiento volumétrico. Antiguamente, los motores contaban con una válvula de admisión y una de escape por cilindro, y eran solamente los motores deportivos los que contaban con cuatro válvulas por cilindro: dos de expansión y dos de escape. Con el paso del tiempo ha ido quedando patente la ventaja del empleo de múltiples válvulas por cilindro, si bien encarecen y dificultan el diseño de la culata y del sistema de distribución. En la actualidad es muy habitual encontrar motores con tres, cuatro o cinco válvulas por cilindro, llegando en algunos casos muy específicos hasta siete. El número más habitual es cuatro: dos de admisión y dos de escape.

Es importante tener una amplia sección de paso tanto en la admisión como en el escape. Sin embargo, la admisión suele ser más dificultosa en motores de aspiración natural. Por ello, en numerosos motores o bien su diámetro es mayor, o bien hay mayor número de válvulas de admisión que de escape por cilindro (si el número es impar, hay una más de admisión que de escape. Si es par, las válvulas quedan repartidas).

4.2.6. Sistemas de distribución variable

La distribución variable se emplea para mejorar ciertas características del motor como el consumo, la entrega de par, potencia o la reducción de emisiones contaminantes. Los sistemas de distribución variable requieren de grandes modificaciones en el diseño de las culatas, lo que se traduce en altos costes. Dependiendo de la naturaleza de los sistemas, se pueden clasificar según su sistema de actuación en mecánicos, hidráulicos, eléctricos o electromecánicos y neumáticos.

Existen numerosos tipos de sistemas, desde aquellos más simples en los que la distribución se selecciona entre dos opciones, a los más precisos en los que la distribución es completamente variable en todo el rango de condiciones operativas del motor. Asimismo se puede hacer una distinción entre los sistemas según tengan o no tengan árbol de levas e, incluso, en función del elemento sobre el que se actúa para lograr la distribución variable (el árbol, muelles, leva, asiento de válvula, longitud de alzado de válvulas...) o de si incorporan una solución simple o con varios sistemas en serie.

Los objetivos de la distribución variable se pueden categorizar en tres:

- Por un lado, se persigue reducir el trabajo de bombeo y mejorar el rendimiento volumétrico de manera flexible para distintas condiciones operativas, con objeto de mejorar la curva de par, potencia o consumo.
- Por otro lado, en MEP convencionales, se persigue eliminar o minimizar el efecto de la válvula de mariposa, controlando la carga alargando o acortando el tiempo de apertura y cierre de la válvula de admisión, que tiene influencia sobre la relación de compresión pero el efecto es menos negativo que el clásico estrangulamiento. Incluso

se dan casos en los que se anulan algunos cilindros del motor a muy bajos grados de carga.

- Por último, se puede influir sobre la recirculación de los gases de escape para el control de emisiones contaminantes.

Los sistemas de distribución variable más sencillos permiten el giro relativo del árbol de levas respecto del cigüeñal, bien entre dos posiciones angulares distintas y definidas, o bien continuamente variable entre esas dos posiciones extremas. Al variar la posición angular relativa del árbol o los árboles de leva respecto del cigüeñal, se consigue el retraso o avance de forma solidaria de todos los ángulos de distribución gobernados por el árbol. Los efectos de la distribución variable son, en este caso, apreciables pero limitados, ya que no actúan sobre el alzado de las válvulas sino simplemente sobre el tiempo de apertura y cierre, y de forma constreñida al tratarse de un giro relativo del árbol de levas. Como se ha indicado, el ángulo de retraso del cierre de la válvula de admisión (RCA) es el más influyente sobre el rendimiento volumétrico del motor. En concreto, la presión media efectiva se puede mejorar a altos regímenes retrasando el cierre, para aprovechar la inercia del aire, y viceversa a bajos regímenes de giro, con objeto de reducir el reflujo cuando el pistón empieza a ascender. Asimismo, si existen dos árboles de levas, los ángulos relativos a la admisión y al escape se pueden desacoplar, de forma que se puede modificar el cruce de válvulas para controlar la tasa de gases de recirculación interna para la reducción de emisiones de óxidos de nitrógeno.

Otros sistemas también mecánicos permiten la variación del alzado de las válvulas. Esto se consigue mediante la incorporación de nuevas levas que contribuyen al alzado o, por el contrario, lo impiden. Suelen requerir sistemas hidráulicos para transmitir o no el efecto ocasionado por el movimiento de esta leva complementaria. El objetivo buscado es favorecer el llenado de los cilindros a altos regímenes de giro, aumentando el alzado de las válvulas de admisión, e impedir el reflujo a bajos regímenes. Los sistemas de alzado variable son especialmente útiles si incluyen, además, los anteriores sistemas de modificación de ángulos de la distribución. Asimismo, estos sistemas también se han usado para condenar ciertos cilindros en motores de gran cilindrada y de 6 a 12 cilindros trabajando a baja carga, al impedir el levantamiento de las válvulas de algunos cilindros y trabajar con menor cilindrada. También en ocasiones, en motores multiválvulas

con doble árbol de levas, se anula una de las válvulas de admisión a bajos regímenes.

Por último, los sistemas más sofisticados permiten controlar tanto los ángulos del diagrama de distribución como los alzados de las válvulas de forma completamente independiente. Actúan comúnmente sobre la válvula de admisión y ocasionalmente son controlados electrónicamente y sin árbol de levas. Existen sistemas mecánicos, con árbol de levas, en los que se controla el alzado de la válvula con un servomotor que actúa sobre un mecanismo que permite una variación del alzado totalmente continua. Otro grupo lo constituyen los sistemas hidráulicos. En ellos, el árbol de levas actúa sobre un pequeño pistón que, en lugar de actuar sobre el balancín, desplaza el aceite del circuito hidráulico, que finalmente mueve la válvula. El final de la carrera de alzado se controla con una válvula de solenoide que evacua el aceite del circuito y fuerza a que la válvula vuelva a su posición original. Por último, hay sistemas electromecánicos que carecen de árbol de levas, y controlan tanto el alzado como el tiempo de apertura de todas las válvulas. La apertura y el cierre de las válvulas es efectuada mediante la excitación de los correspondientes electroimanes de apertura y cierre.

Los sistemas de distribución variable más sencillos permiten el giro relativo del árbol de levas respecto del cigüeñal, para retrasar el RCA a altos regímenes. En caso de existir dos árboles de levas, el giro relativo se aplica solo al árbol que gobierna las válvulas de admisión.

Existen sistemas más complejos que actúan sobre el alzado de válvulas.

Los más sofisticados, permiten controlar alzado y ángulos de forma independiente, sin árbol de levas, para dotar de mayor flexibilidad al diagrama de distribución.

A modo de resumen, para los sistemas de distribución variable y especialmente los de variación completamente continua son deseables las especificaciones de la tabla 4.1.

Tabla 4.1. Adecuación de los ángulos de distribución a las distintas condiciones operativas

Régimen de giro	
<i>Bajo régimen de giro</i>	Predominantemente bajo RCA. También interesan bajos AAE.
<i>Alto régimen de giro</i>	Predominantemente alto RCA y altos alzados de válvulas. También interesan altos AAA, AAE y RCE. Interesan, por tantos, diagramas abiertos.
Grado de carga	
<i>Baja carga</i>	Bajo RCE y bajo RCA. También interesa la desconexión de cilindros o desactivación de válvulas de admisión.
<i>Alta carga</i>	Altos AAE y AAA. También interesan altos alzados de válvulas.
Control de emisiones contaminantes y temperatura de catalizador.	
<i>Alta tasa de EGR interno</i>	Bajo RCE, alto AAA.
<i>Alta temperatura escape</i>	Alto AAE.
<i>Bajo HC sin quemar</i>	Bajo AAE.

EJEMPLO 4.1

Un motor de aspiración natural, cuatro cilindros y cuatro tiempos presenta un consumo específico de 220 g/kWh a un régimen de giro de 4500 min⁻¹ y trabajando con un dosado de 1/15,5, siendo las condiciones ambientales de 25 °C y 1 bar. Se sabe que el diámetro de los cilindros es de 9 cm y la carrera de 8,5 cm. Se pide calcular la masa de aire fresco de referencia por embolada del pistón, el caudal másico de aire de referencia en dicha condición de funcionamiento y el rendimiento volumétrico si la presión media efectiva es de 10 bar.

SOLUCIÓN:

La cilindrada unitaria del motor es:

$$V_D = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot s = 540,7 \text{ cm}^3$$

Se conoce que el aire, cuya constante es $R = 285,7 \text{ J}/(\text{kg K})$, se introduce al motor desde las condiciones ambientales. Por tanto, la densidad teórica es:

$$\rho = \frac{p}{R \cdot T} = 1,175 \text{ kg} / \text{m}^3$$

La masa teórica de aire por embolada en cada cilindro es:

$$m_{ref} = V_D \cdot \rho = 0,64 \text{ g}$$

Como se conoce el número de cilindros y el régimen de giro, se puede calcular el caudal másico teórico de aire en la condición de funcionamiento dado:

$$\dot{m}_{ref} = m_{ref} \cdot z \cdot n \cdot i = 9,5 \cdot 10^{-2} \text{ kg} / \text{s}$$

Como el motor desarrolla una pme de 10 bar y el consumo específico es de 220 g/kWh, se tiene:

$$Ne = pme \cdot V_T \cdot n \cdot i = \frac{\dot{m}_f}{g_e}$$

$$\dot{m}_a = \frac{g_e \cdot pme \cdot V_T \cdot n \cdot i}{F} = 7,7 \cdot 10^{-2} \text{ kg} / \text{s}$$

Comparando este valor con el de referencia, se tiene un rendimiento volumétrico:

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_a}{\rho_{ref} \cdot V_T \cdot n \cdot i} = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_{ref}} = 81\%$$

EJEMPLO 4.2

Partiendo de los datos del ejercicio anterior y manteniendo el rendimiento volumétrico, se pide calcular la densidad de referencia en la admisión del motor si está sobrealimentado y la potencia que proporciona es de 125 kW.

SOLUCIÓN:

En este caso la presión media efectiva es:

$$pme = \frac{Ne}{V_T \cdot n \cdot i} = 15,4 \text{ bar}$$

El gasto másico de aire es:

$$\dot{m}_a = \frac{g_e \cdot p_{me} \cdot V_T \cdot n \cdot i}{F} = 11,9 \cdot 10^{-2} \text{ kg / s}$$

La densidad de referencia, mayor que la ambiental al estar sobrealimentado, es:

$$\rho_{ref} = \frac{\dot{m}_a}{\eta_v \cdot V_T \cdot n \cdot i} = 1,8 \text{ kg / m}^3$$

Es importante conocer los órdenes de magnitud de la presión media efectiva y densidad de admisión, tanto en motores de aspiración natural como sobrealimentados, así como del consumo específico y del rendimiento volumétrico.

4.3. RENOVACIÓN DE LA CARGA EN MOTORES DE DOS TIEMPOS

4.3.1. Introducción y diagrama de distribución

Como se estudió en el capítulo de generalidades, los motores de dos tiempos realizan un ciclo termodinámico por cada vuelta del cigüeñal. Por esta razón, proporcionan más potencia específica que los de cuatro tiempos, que completan un ciclo cada dos vueltas, aunque no llega a ser el doble debido a que parte de las carreras de expansión y compresión están destinadas a la renovación de la carga. Asimismo, por la dificultad de materializar la renovación de la carga en un tiempo comparativamente breve, el rango de funcionamiento óptimo es más reducido que en los motores de cuatro tiempos, siendo su comportamiento menos elástico.

En los motores de dos tiempos, los procesos de admisión y escape tienen lugar simultáneamente casi en su totalidad, en un proceso denominado barrido. La renovación de la carga en estos motores, comparada con la de los motores de cuatro tiempos, se produce mucho más rápidamente, ya que el barrido sólo tiene lugar en un reducido espacio de tiempo dentro del ciclo, o en un pequeño ángulo dentro del diagrama de distribución, mientras que la admisión y el escape en los de cuatro tiempos se prolongaban por encima de 360° en conjunto.

La figura 4.6 muestra un ejemplo de diagrama de distribución en un motor de dos tiempos. Asimismo, la figura muestra un sencillo esquema del proceso de barrido. Como se observa en la figura, es habitual que los motores de dos tiempos no tengan válvulas sino unos orificios tallados en la camisa y denominados lumbreras. El pistón, al descender en la carrera de expansión, descubre la lumbrera de escape, comenzando en ese punto el escape espontáneo. Posteriormente, el pistón descubre la de admisión, comenzando el proceso de barrido. Tras llegar al punto muerto inferior, el pistón comienza el ascenso y cubre las lumbreras de admisión primero y de escape después.

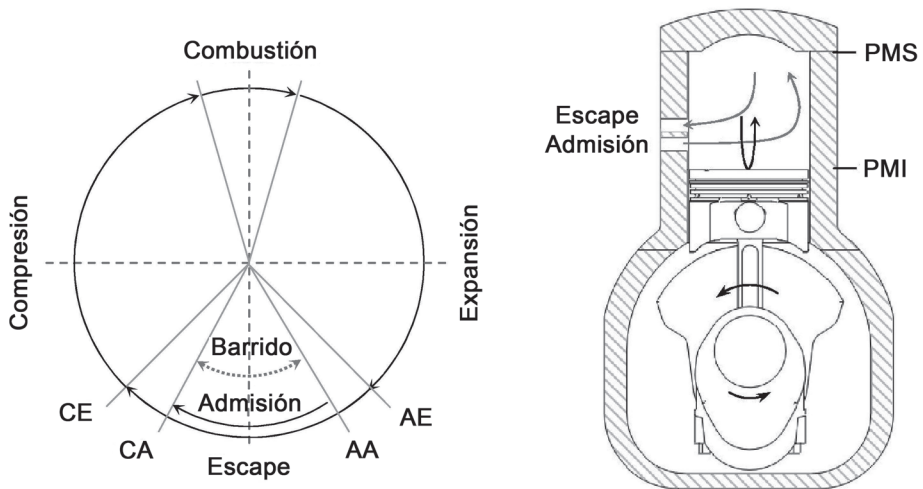


Figura 4.6. Diagrama de distribución simétrico de un motor de dos tiempos con lumbreras.

Se observa que los motores de dos tiempos más simples, como los representados en la figura 4.6, tienen un diagrama de distribución totalmente simétrico respecto del punto muerto inferior. Esta característica no es la óptima, puesto que dependiendo del tipo de motor y de la condición operativa en cada momento puede requerirse cierta asimetría o, incluso, cierta variabilidad en el diagrama. Por ello, hay motores, generalmente grandes, que incorporan válvulas de escape y lumbreras de admisión, o válvulas de admisión y también de escape. Asimismo, algunos motores con lumbreras incorporan válvulas rotativas externas para cerrar el conducto de escape aún cuando la lumbrera está descubierta.

La figura 4.7 muestra un ejemplo de diagrama de distribución asimétrico de un motor de dos tiempos.

El barrido es el principal elemento caracterizador de los distintos tipos de motores de dos tiempos. En efecto, el sistema de barrido influye notablemente sobre la complejidad o simplicidad de los diseños, los componentes a utilizar, el comportamiento del motor, las condiciones de la mezcla o masa fresca en el cilindro, el consumo de combustible y las emisiones del motor.

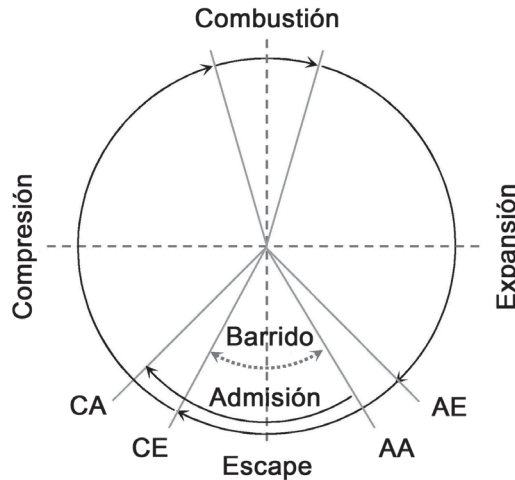


Figura 4.7. Diagrama de distribución asimétrico de un motor de dos tiempos. En este caso se presenta un diagrama que solo puede ser implementado con válvulas tanto de admisión como de escape o con lumbreras actuadas con válvulas. En caso de existir un puerto con lumbreras simplemente talladas, la apertura y el cierre son simétricos respecto del PMI.

Durante el barrido, los gases de combustión son expulsados y desplazados por la masa fresca nueva que va a realizar el ciclo de trabajo. Como se verá, en un proceso de barrido teórico se presupone que los gases de combustión no se mezclan con la masa fresca. Asimismo, se supone que los gases son completamente evacuados y que toda la masa nueva queda retenida en el cilindro. Sin embargo, en la realidad es difícil cumplir con todos esos objetivos simultáneamente. En función del tipo de motor, MEP o MEC, y de la aplicación, los sistemas de barrido pueden diferenciarse mucho para cumplir con uno o varios de esos requerimientos con éxito.

En el presente apartado se estudian los diferentes tipos de barrido que existen y, posteriormente, se definen una serie de parámetros que miden la bondad del proceso.

4.3.2. Tipos de barrido

Se pueden hacer dos clasificaciones de los diferentes tipos de barrido; una en función del tipo de bomba de barrido empleada y otra en función de la forma de desplazar los gases quemados con masa fresca.

4.3.2.1. Tipos de barrido atendiendo a la bomba de barrido

El barrido de los gases quemados requiere que la masa fresca entre en el cilindro cuando los gases se encuentran todavía en el interior. Como los gases de escape suelen estar a una presión mayor que la atmosférica, el sistema de admisión debe contar con una bomba que eleve la presión de la masa fresca, para que ésta pueda ser introducida en el cilindro y no exista reflujo de los gases de escape hacia la admisión.

Conceptualmente, existen dos formas de forzar el barrido. En una es el propio motor el que hace la función de bomba. En la otra se incorpora una bomba específica para el barrido, que puede ser, a su vez, de distintos tipos (tipo Roots, scroll, tornillo, paletas, alternativos, etc.).

- *Barrido por cárter* (fig. 4.8a): La masa fresca se introduce en el cárter del motor. El propio pistón hace de bomba volumétrica al descender y comprimir el volumen del cárter. La masa fresca del cárter pasa finalmente al cilindro a través de una lumbrera, denominada lumbrera de transferencia.

Este tipo de barrido solo es posible en motores monocilíndricos, ya que el volumen del cárter se mantiene en motores policilíndricos, al estar unos pistones ascendiendo mientras otros descienden.

Es propio de motores pequeños de encendido provocado.

- *Barrido independiente* (fig. 4.8b): La presión de barrido se obtiene con una bomba independiente en la admisión. Se emplea en motores policilíndricos, MEC o MEP, de mediano y gran tamaño.

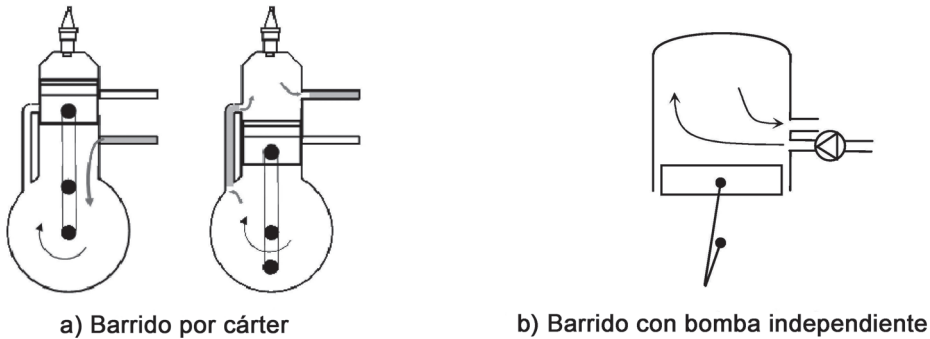


Figura 4.8. Tipos de barrido atendiendo a la bomba de barrido.

Es importante resaltar que se usa el término de bomba de barrido porque el salto de presión de la masa fresca suele ser pequeño. Sin embargo, al trabajar con un fluido compresible se trata de compresores y no de bombas, por lo que es más correcta la denominación de compresor.

Como se observa, los motores de dos tiempos siempre tienen cierto grado de sobrealimentación. De otra forma, no sería posible el desplazamiento de los gases de escape y su reemplazo por masa fresca. En algunos motores, el barrido se efectúa a alta presión, con un alto grado de sobrealimentación. En estos casos, a la bomba de barrido sí se le suele denominar compresor.

4.3.2.2. Tipos de barrido atendiendo a la forma de la corriente

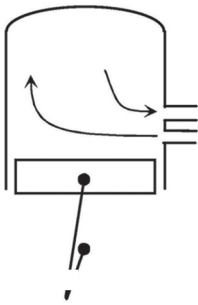
En función de cómo reemplace la masa fresca a los gases residuales, se distinguen cuatro tipos de barrido:

- *Barrido por lazo*: (figura 4.9a) la masa fresca se introduce por la parte inferior del cilindro y en dirección ascendente, y desplaza a los gases quemados también por la parte inferior pero tras efectuar un recorrido con forma de lazo por todo el cilindro.

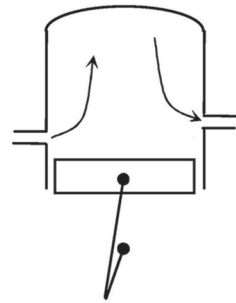
Las ventajas de este sistema son: la compacidad del diseño; posibilidad de trabajar a altas velocidades; la cámara de combustión puede estar labrada en la culata, puesto que está bien refrigerada y el barrido queda encomendado al movimiento de masa fresca; es suficiente el empleo de lumbreras y no requiere válvulas, lo que simplifica el diseño.

Las desventajas son: el diagrama de distribución es simétrico excepto si se incorporan nuevos elementos, como válvulas rotativas, que controlen la apertura y cierre de las lumbreras de escape; la carga térmica sobre el pistón es asimétrica; los segmentos tienen tendencia a sufrir daños al cubrir y descubrir las lumbreras.

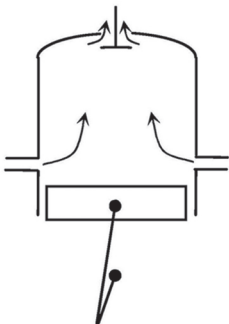
- *Barrido transversal o cruzado*: (figura 4.9b) se puede considerar como un caso particular del barrido por lazo en el que las lumbreras de admisión están diametralmente opuestas a las de escape. La masa fresca entra, por tanto, por la parte inferior del cilindro en dirección ascendente, y va desplazando a los gases de escape. El movimiento ascendente puede estar favorecido por ciertas tallas en el pistón. Finalmente, la corriente desciende, forzando a que los gases quemados se evacuen por las lumbreras de escape.



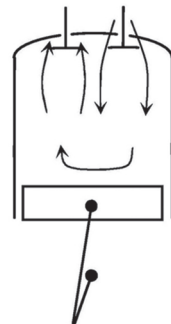
a) Barrido por lazo



b) Barrido transversal o cruzado



c) Barrido equicorriente o uniflujo



d) Barrido inverso

Figura 4.9. Tipos de barrido atendiendo a la forma de la corriente.

Las ventajas y los inconvenientes son compartidas con el anterior tipo de barrido.

- *Barrido equicorriente o uniflujo*: (figura 4.9c) la masa fresca entra por las lumbreras de admisión, situada en la parte inferior del motor, y asciende por el cilindro forzando al gas residual a dirigirse hacia las válvulas de escape, situadas en la culata.

Las principales ventajas de este sistema son la posibilidad de altos flujos de barrido, que permiten la total evacuación de los gases quemados en el anterior ciclo, y la posibilidad de implementar diagramas de distribución asimétricos, por el empleo de válvulas de escape.

Como desventaja, destaca la necesidad de introducir un árbol de levas y de balancines, por lo que no se usa en pequeños motores cuyo objetivo es la simplicidad.

Existen motores con barrido equicorriente y doble pistón opuesto, en los que cada cilindro queda delimitado por dos pistones en ambos extremos, que se mueven en direcciones opuestas y descubren las lumbreras de admisión y escape respectivamente, provocando un barrido equicorriente.

- *Barrido inverso*: (figura 4.9d) el barrido se efectúa con válvulas de admisión y de escape situadas en la culata. La masa fresca entra por las válvulas de admisión en dirección descendente y el gas de escape se evacua por las válvulas de escape en dirección ascendente. Las válvulas se abren con el pistón descendiendo y cerca del PMI, y se cierran con el pistón ascendiendo y, de nuevo, cerca del PMI.

Como ventaja, el diseño de estos motores puede derivar de los motores de cuatro tiempos, por la similitud constructiva. Asimismo, los segmentos no sufren en tanta medida como con lumbreras.

Como desventajas, la tasa de flujo de masa fresca y de gas de escape no es muy alta, puesto que la superficie disponible para las válvulas se divide entre las de admisión y las de escape. Asimismo, el tiempo de apertura y cierre de las válvulas hace que el trabajo de renovación de la carga aumente, por lo que no son adecuados para altos regímenes de giro.

4.3.3. Coeficientes de renovación de la carga en motores de dos tiempos

La renovación de la carga en un motor de dos tiempos es, por lo general, menos eficiente que en uno de cuatro tiempos debido principalmente a dos motivos: por un lado, se dispone de menos tiempo para realizarlo; y por otro lado, la admisión y el escape son simultáneos durante gran parte de ese tiempo.

La falta de eficiencia deriva en una elevada masa residual, o gases quemados del ciclo anterior, y/o cierta masa de cortocircuito, que es masa fresca que se pierde por la lumbrera o la válvula de escape. En los MEP convencionales, la masa de cortocircuito es especialmente crítica puesto que implica pérdidas por el escape de combustible no quemado.

De esa forma, en los motores de dos tiempos se pueden definir las siguientes masas:

- *Masa suministrada* (m_{sum}): masa suministrada por la bomba de barrido.
- *Masa de cortocircuito* (m_{cor}): masa suministrada por la bomba que escapa por el escape durante el proceso de barrido.
- *Masa retenida* (m_{ret}): parte de masa suministrada que permanece en el cilindro una vez finalizado el proceso de barrido, es decir, la que no se pierde por cortocircuito.
- *Masa de residuales* (m_{res}): masa que queda en el cilindro del ciclo anterior, que no se evacua por el escape.
- *Masa de carga* (m_{carga}): la masa total que queda en el cilindro, es decir, la suma de la retenida más los residuales.

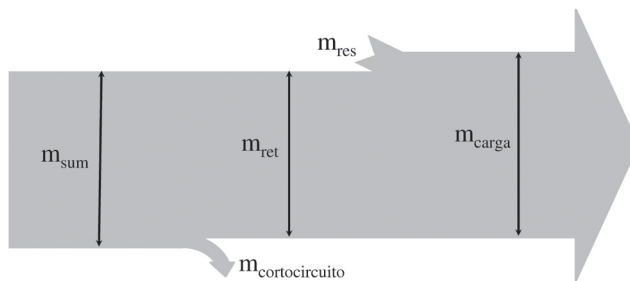


Figura 4.10. Diagrama de masas en un motor de dos tiempos.

La figura 4.10 representa un diagrama de flujo que relaciona las masas anteriores.

Al igual que con los motores de cuatro tiempos, para medir la eficiencia o bondad del proceso es necesario definir una masa de referencia con la que comparar las masas reales. En los motores de cuatro tiempos, la introducción de masa fresca queda limitada por el volumen desplazado por el pistón durante la carrera de admisión, y las condiciones de referencia se toman como las de la masa fresca aguas arriba del cilindro. Por el contrario, en los motores de dos tiempos, la introducción de masa fresca queda encomendada a la bomba de barrido, que suministra masa presurizada a todo el cilindro, incluida la cámara de combustión. Por ese motivo, el volumen de referencia (figura 4.11) es el volumen de desplazamiento (V_D) más el de la cámara de combustión (V_C). Por tanto, la masa de referencia y el gasto másico asociado se definen según las siguientes ecuaciones:

$$m_{ref} = \rho_{ref} \cdot (V_D + V_C) = \rho(T_{ref}, p_{ref}) \cdot \frac{r}{r-1} \cdot V_D \quad [4.14]$$

$$\dot{m}_{ref} = \rho_{ref} \cdot z \cdot (V_D + V_C) \cdot n \cdot i = \rho(T_{ref}, p_{ref}) \cdot \frac{r}{r-1} \cdot V_T \cdot n \quad [4.15]$$

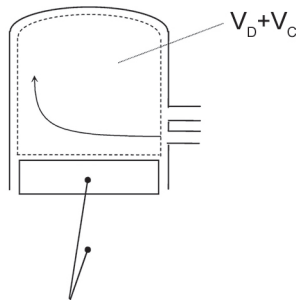


Figura 4.11. Volumen de referencia en un motor de dos tiempos.

Donde r es la relación de compresión volumétrica del motor. Se hace notar que el factor i que multiplica al régimen de giro toma el valor de 1 (y no 1/2 como en los de cuatro tiempos), ya que en cada giro del cigüeñal hay un proceso de barrido.

Por otro lado, las condiciones de referencia son las siguientes:

- Temperatura de referencia (T_{ref}): la temperatura de admisión tras la bomba de barrido.
- Presión de referencia (p_{ref}): la presión del cilindro en el momento del escape.

En efecto, de forma teórica, la masa fresca ocuparía la totalidad del cilindro, incluida la cámara de combustión. Además, la masa se encontraría a la temperatura de impulsión del compresor y a la presión que reina en el cilindro, puesto que la proporcionada por el compresor ha de coincidir con ésta (o ser ligeramente superior debido a las pérdidas de carga) para poder desplazar los gases existentes.

Una vez definidas las distintas masas que intervienen en los motores de dos tiempos, el volumen de referencia y las condiciones de referencia, se pueden distinguir los siguientes coeficientes:

- *Coefficiente de admisión* (R_S): es el cociente entre la masa suministrada y la masa de referencia. Mide, por tanto, la bondad del suministro de la bomba de barrido. Puede ser mayor, menor o igual a la unidad.

$$R_S = \frac{m_{sum}}{m_{ref}} \quad [4.16]$$

- *Rendimiento de carga* (η_S): es el cociente entre la masa retenida y la masa de referencia. Establece una eficiencia del llenado del motor considerando exclusivamente la masa fresca. Es siempre menor que uno excepto en motores con alto grado de sobrealimentación.

$$\eta_S = \frac{m_{ret}}{m_{ref}} \quad [4.17]$$

- *Rendimiento de la retención* (η_{ret}): relaciona la masa retenida con la suministrada. Es relevante en MEP, puesto que la masa fresca contiene el combustible.

$$\eta_{ret} = \frac{m_{ret}}{m_{sum}} = \frac{\eta_S}{R_S} \quad [4.18]$$

- *Rendimiento del barrido* (η_b): Es el cociente entre la masa retenida y la masa de carga. Mide la cantidad de masa fresca que hay en cada ciclo en relación con la carga total del cilindro en el mismo ciclo. Es siempre menor que uno.

$$\eta_b = \frac{\dot{m}_{ret}}{\dot{m}_{carga}} = \frac{\dot{m}_{ret}}{\dot{m}_{ret} + \dot{m}_{res}} \quad [4.19]$$

4.3.4. Barrido ideal y renovación teórica de la carga en motores de dos tiempos

Se denomina *barrido ideal* a aquel proceso de barrido en el que las masas de cortocircuito y de residuales son nulas. El barrido ideal implica, por tanto, que tanto el rendimiento de la retención como el rendimiento de barrido toman un valor unitario ($\eta_{ret}=1$ y $\eta_b=1$).

Por otro lado, la *renovación teórica de la carga* será aquella que, además de tener un barrido ideal, cumpla que la masa de retenida sea igual que la de referencia. Es decir, se debe cumplir que los rendimientos de retención y barrido son la unidad y, además, el rendimiento de carga también vale 1 ($\eta_s=1$).

Tanto el barrido ideal como la renovación teórica de la carga son muy difíciles de conseguir en la práctica. En motores de encendido provocado, en los que la masa fresca contiene combustible, el rendimiento de la retención es crítico, para evitar pérdidas por cortocircuito. Sin embargo, en motores MEP pequeños, en los que lo que se busca es la simplicidad por encima de la eficiencia, existen altas tasas de cortocircuito. Además, en estos motores pequeños, en los que el barrido es por cárter, se consumen también cantidades relevantes de aceite, que pasa en forma de vapor al cilindro; parte de éste escapa con la corriente de cortocircuito y otra parte se quema en el proceso de combustión.

En los motores de encendido por compresión, al introducirse solamente aire como masa fresca, la masa de cortocircuito no es relevante, excepto si se ha de mantener una mínima temperatura de escape para el adecuado funcionamiento de los sistemas de tratamiento de gases.

4.3.5. Dosado real y dosado aparente en motores de dos tiempos

Debido a la posible existencia de una masa de cortocircuito apreciable, a la hora de efectuar cálculos se ha de tener presente la diferencia entre el dosado aparente, que vería un observador externo al motor, del dosado real dentro del cilindro, que representa la dosificación de la mezcla de aire existente dentro del cilindro.

Se define como dosado real a la relación en masa de combustible y aire existente dentro del motor:

$$F_{real} = \frac{m_f}{m_{aire\ ret}} \quad [4.20]$$

Por otro lado, se define como dosado aparente a la relación entre el gasto másico de combustible introducido en el motor y el gasto de aire suministrada por el sistema de admisión:

$$F_{aparente} = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_{aire\ sum}} \quad [4.21]$$

En el caso de un motor de encendido provocado convencional, ambos dosados, real y aparente, coinciden, puesto que la formación de la mezcla se produce antes de la admisión y la masa suministrada ya tiene incorporado el combustible. Si éste se escapa con la corriente de cortocircuito, ésta y la retenida tendrán la misma dosificación.

Sin embargo, en el caso de los motores de encendido por compresión, o los de encendido provocado de inyección directa, la masa de combustible se introduce en el cilindro una vez las válvulas o las lumbreras se han cerrado. La dosificación de combustible real, en el seno del aire retenido, es más rica que la aparente, puesto que el observador externo ve introducir más aire del que realmente se retiene.

EJEMPLO 4.3

De un motor MEP de dos tiempos monocilíndrico de motocicleta se conocen el diámetro y la carrera, que toman el valor de 3,9 y 4 cm respectivamente, y su

relación de compresión, de 11:1. La temperatura en las condiciones de admisión es de 300 K y la presión durante el escape 1,3 bar. El fluido se considera aire con $R = 285,7 \text{ J}/(\text{kg K})$.

Se pide calcular la masa de carga y la masa retenida por ciclo si se considera barrido teórico. Asimismo, se pide calcular la masa de carga y la retenida si el barrido es ideal con un rendimiento de carga del 90%.

SOLUCIÓN:

El volumen de referencia es todo el cilindro, incluida la cámara de combustión:

$$V_{ref} = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot s}{4} \cdot \frac{r}{r-1} = 52,6 \text{ cm}^3$$

La densidad de referencia se calcula con la temperatura en las condiciones de admisión y la presión en las de escape, por tanto:

$$\rho_{ref} = \frac{p_{esc}}{R \cdot T_{adm}} = 1,52 \text{ kg} / \text{m}^3$$

En el caso de renovación teórica, tanto el rendimiento de carga como el de la retención y el de barrido son el 100%, por tanto:

$$m_{carga} = m_{ret} = m_{ref} = \rho_{ref} \cdot V_D = 8 \cdot 10^{-2} \text{ g}$$

En el caso de renovación ideal con rendimiento de carga del 90%:

$$m_{carga} = m_{ret} = 0,9 \cdot m_{ref} = 7,2 \cdot 10^{-2} \text{ g}$$

EJEMPLO 4.4

Hallar el gasto másico de aire suministrado al motor anterior si la velocidad media del pistón es 8 m/s y el rendimiento de la retención es el 80%. Hallar también el dosado real y el aparente si la presión media efectiva es de 7 bar, el poder calorífico del combustible 42.000 kJ/kg y el rendimiento efectivo 16,8%.

SOLUCIÓN:

Del ejercicio anterior se conoce la masa de aire de referencia y la retenida. Como se proporciona el rendimiento de la retención, se puede calcular la masa suministrada en cada ciclo (y el coeficiente de carga):

$$m_{sum} = \frac{m_{ret}}{\eta_{ret}} = 9 \cdot 10^{-2} \text{ g}$$

$$R_S = \frac{m_{sum}}{m_{ref}} = 1,125$$

El gasto másico se calcula de la siguiente forma:

$$\dot{m}_{sum} = z \cdot m_{sum} \cdot n \cdot i = m_{sum} \cdot \frac{c_m}{2 \cdot s} \cdot i = 9 \text{ g/s}$$

Al ser un MEP, tanto el dosado real como el aparente coinciden. Se puede calcular a partir de la siguiente expresión:

$$N_e = F_{real} \cdot \dot{m}_{ret} \cdot H_c \cdot \eta_e = pme \cdot V_T \cdot n \cdot i$$

$$F_{real} = F_{aparente} = \frac{pme \cdot i}{\eta_{ret} \cdot \dot{m}_{sum} \cdot H_c \cdot \eta_e} \cdot \frac{\pi \cdot D^2 \cdot s}{4} \cdot \frac{c_m}{2 \cdot s} = \frac{1}{15,2}$$

EJEMPLO 4.5

Un motor diesel marino lento de dos tiempos presenta las siguientes características:

- Velocidad media del pistón: 8 m/s
- Diámetro y carrera: 1 m y 2 m respectivamente
- Masa de aire retenida por cilindro y ciclo: 2,11 kg
- Rendimiento de la retención: 0,8
- Presión media efectiva: 13 bar
- Poder calorífico del gasóleo: 42500 kJ/kg
- Rendimiento efectivo: 50%

Se pide calcular el dosado real y el aparente así como el número de cilindros si se sabe que el motor produce aproximadamente 57 MW.

SOLUCIÓN:

El dosado real se puede calcular con la siguiente expresión:

$$N_e = F_{real} \cdot m_{ret} \cdot z \cdot n \cdot i \cdot H_c \cdot \eta_e = pme \cdot z \cdot V_D \cdot n \cdot i$$

$$F_{real} = \frac{pme \cdot V_D}{m_{ret} \cdot H_c \cdot \eta_e} = \frac{1}{22}$$

El dosado aparente se calcula con la masa suministrada:

$$F_{aparente} = \frac{m_f}{m_{sum}} = \frac{m_f}{m_{ret}} \cdot \frac{m_{ret}}{m_{sum}} = F_{real} \cdot \eta_{ret} = \frac{1}{27,5}$$

Por último, se comprueba que con 14 cilindros se alcanza aproximadamente la potencia del motor:

$$N_e = pme \cdot z \cdot \frac{\pi \cdot D^2 \cdot s}{4} \cdot \frac{c_m}{2 \cdot s} \cdot i = 57,2 MW$$

CAPÍTULO 5
REQUERIMIENTOS DE MEZCLA Y SISTEMAS
DE FORMACIÓN DE MEZCLA

Objetivos fundamentales del capítulo

- Conocer qué se entiende por requerimientos de mezcla tanto en MEP como en MEC.
- Estudiar los requerimientos de mezcla de los MEP.
 - Requerimientos de mezcla en régimen permanente. Concepto de curvas de gancho.
 - Requerimientos de mezcla en regímenes transitorios.
- Conocer los sistemas de formación de mezcla de los MEP.
 - Sistemas de carburador.
 - Sistemas de inyección.
 - Sistemas de inyección directa para MEP de carga estratificada.
 - Modos de funcionamiento de los MEP de carga estratificada.
- Conocer los requerimientos de mezcla y los sistemas de formación de mezcla en MEC: requisitos y componentes.
- Estudiar los sistemas de inyección en MEC:
 - Sistemas de bomba individual.
 - Sistemas en línea.
 - Bombas rotativas con distribuidor.
 - Sistemas inyección-bomba.
 - Sistemas de raíl común.

5.1. INTRODUCCIÓN

Desde el punto de vista químico, para quemar un combustible es necesario que el oxidante encuentre el comburente con suficiente facilidad. Para que la reacción de combustión se pueda producir se requiere, por tanto, cierta preparación del combustible, que consiste en la vaporización de éste y la mezcla con el aire. Los sistemas encargados de este cometido se denominan sistemas de formación de mezcla.

Se puede efectuar una clasificación de los sistemas de formación de mezcla en función de su ubicación respecto del motor. De esa forma, se distingue entre sistemas internos y externos a la operación del motor.

En los sistemas de formación de mezcla internos, la formación de la mezcla se produce en los propios cilindros del motor, por lo que son característicos de los motores diesel y los MEP de inyección directa. El combustible se introduce una vez que el aire se ha comprimido. La mezcla así formada es una mezcla inflamable, cuya tendencia a la inflamabilidad dependerá de la composición y de la temperatura. La mezcla preparada por estos sistemas es heterogénea, con zonas con riquezas locales que pueden tener desde $F = 0$ (ausencia de combustible) hasta $F = \infty$ (ausencia de aire).

En el caso de los motores diesel la combustión se produce por difusión. La combustión tiene lugar en el contorno de las gotas que se encuentran preparadas (rodeadas de una mezcla inflamable). Asimismo, los sistemas de formación de mezcla internos se usan en los MEP de inyección directa. Las principales diferencias de estos con respecto a los motores diesel es el tipo de combustible empleado, la presencia de un agente externo para la ignición de la mezcla, y el tipo de combustión, que no es por difusión sino una deflagración.

De modo análogo a la existencia de motores MEP con sistemas de formación de mezcla internos, con una distribución heterogénea de la mezcla que comportan ciertas ventajas, en el futuro, se esperan ventajas en los motores diesel con mezcla homogénea, que permitan la reducción del consumo y de las emisiones, trabajando con combustión ACT (capítulo 2).

A día de hoy, los sistemas de formación de mezcla externos son característicos de los MEP convencionales. El aire y el combustible se mezclan antes de que entren en los cilindros del motor. Se produce una mezcla muy

homogénea de aire y combustible en estado gaseoso. En primer lugar se pasa a estudiar los requisitos que debe cumplir dicha mezcla para obtener el mejor comportamiento del motor. Seguidamente se pasarán a estudiar los sistemas de formación de mezcla en MEP, tanto externos (más convencionales) como internos (más recientes) y, finalmente, la inyección en MEC.

5.2. REQUERIMIENTOS DE MEZCLA EN MEP

En los cilindros de los MEP se introduce una premezcla de aire y combustible que posteriormente es quemada con el paso del frente de llama. La determinación del requerimiento de mezcla consiste en hallar el dosado idóneo para cada condición operativa del motor. El dosado óptimo depende de numerosas variables, entre las que se encuentran el régimen de giro y el grado de carga -los dos grados de libertad del motor-, y otras como la temperatura del motor, del refrigerante o la variación del régimen de giro. Esta dependencia se representa en la ecuación siguiente:

$$F = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a} = f\left(n, gc, T_{ref}, T_{amb}, \frac{dn}{dt}, \dots\right) \quad [5.1]$$

Según la riqueza de la mezcla, a la que se hace referencia, por comodidad, usando el dosado relativo F_R , se pueden dar los siguientes casos:

- Mezcla muy pobre: límite de inflamabilidad inferior. Por debajo de él el frente de llama no encuentra el combustible suficiente para propagarse (en gasolinas $F_R = 0,6$).
- Dosados intermedios: existirá un dosado con el que se alcance el máximo rendimiento y otro con el que se obtenga la potencia máxima, que ni son el estequiométrico ni coinciden.
- Mezclas muy ricas: límite de inflamabilidad superior. Por encima suyo el frente de llama se apaga por no encontrar suficiente oxígeno (en gasolinas $F_R = 1,6$).

El objetivo de la dosificación es precisamente hallar el requerimiento de mezcla necesario para que el motor proporcione la presión media efectiva demandada al régimen de giro demandado cumpliendo, en su caso, con las normativas de restricción de emisiones que sean aplicables.

5.2.1. Determinación del requerimiento de mezcla en régimen permanente

En un banco de pruebas se determinan las curvas de consumo y presión media efectiva en función del dosado relativo y el grado de carga (apertura de mariposa) y manteniendo el régimen de giro del motor. Dichas curvas se representan en la figura 5.1.

Las distintas curvas de la figura 5.1 (con el mismo régimen todas ellas) se corresponden con distintos estrangulamientos en la válvula de mariposa. Se puede comprobar que el consumo específico se reduce al aumentar la apertura de la válvula mariposa —menor estrangulamiento y, por tanto, menores pérdidas mecánicas debidas al trabajo de bombeo— y que la presión media efectiva asimismo aumenta al abrir la válvula de mariposa. También se puede observar que existe un punto de consumo mínimo para cada apertura de mariposa y régimen de giro, que tiene lugar con mezclas pobres, y un punto de máxima presión media efectiva para cada grado de carga y régimen de giro, que tiene lugar con una mezcla ligeramente rica.

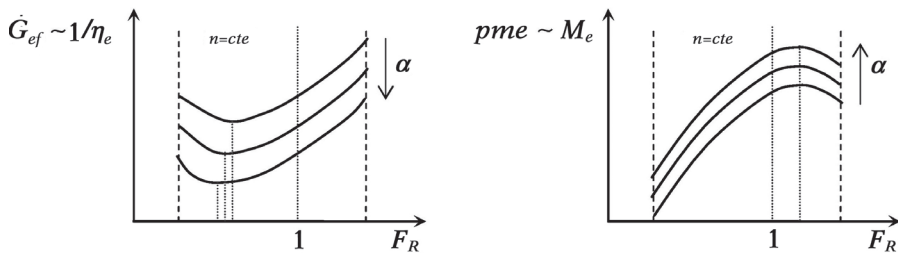


Figura 5.1. Curvas de consumo en función de la riqueza para distintos grados de apertura de mariposa y régimen de giro constante.

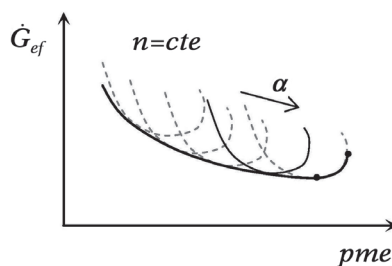


Figura 5.2. Curvas de consumo específico en función de la presión media efectiva. Curvas de gancho y envolvente de las curvas de gancho.

Si para cada dosado se representa la presión media efectiva en abscisas y el consumo específico en ordenadas se obtiene una familia de curvas (figura 5.2) para cada posición de la mariposa.

Dichas curvas se denominan *curvas de gancho*. La envolvente de las curvas de gancho, representada también en la figura 5.2, determina los puntos que proporcionan el punto de mínimo consumo específico para cada presión media efectiva a cada régimen de giro. Cada punto de la envolvente se corresponde con un dosado distinto y un ángulo de estrangulamiento de la mariposa distinto, de forma que conforme se aumenta el grado de carga el consumo específico va disminuyendo y la presión media efectiva aumentando. El último tramo de la curva, marcado entre puntos en la figura 5.2, es más particular puesto que se corresponde con un ángulo de la mariposa constante y apertura máxima y sólo varía el dosado, siendo esta zona de trabajo la región donde se consiguen las máximas presiones medias efectivas para cada régimen de giro.

Una vez obtenidas las envolventes para cada régimen de giro, se pueden representar sobre otros ejes coordenados, en este caso de dosado y gasto másico, tal y como se ilustra en la figura 5.3. En la figura se han representado las curvas envolventes correspondientes a distintos regímenes de giro.

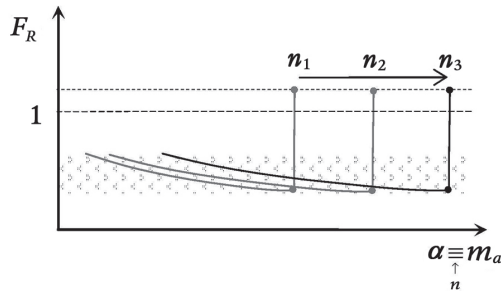


Figura 5.3. Curvas de requerimiento de mezcla para varios regímenes de giro.

La curva promedio de las anteriores curvas es la que se considera la curva de requerimiento de mezcla en régimen permanente, y se denomina *curva de requerimiento de mezcla* (figura 5.3). La curva depende de los dos parámetros básicos del motor —régimen de giro y grado de carga— y determina la riqueza óptima de la mezcla con la que se debería trabajar. Para

cada régimen de giro se diferencian dos zonas; una de funcionamiento con mezclas pobres, para las condiciones operativas de carga parcial, caracterizada por ser el dosado ligeramente descendente con el gasto; y un punto de mezcla rica, para el funcionamiento a plena carga o máxima potencia. La curva promedio sigue esas mismas tendencias, pero aglutinando todos los regímenes de giro. En concreto, existe una zona de dosado casi constante pero decreciente con el gasto másico, para el caso de cargas parciales (zona sombreada en la figura 5.3), y una zona de dosado rico cuando se demanda plena carga, con independencia del gasto másico y del régimen de giro.

En definitiva, los sistemas de formación de mezcla de los motores de encendido provocado deben satisfacer la curva de requerimiento de mezcla cuando trabajan en condiciones estacionarias, a fin de trabajar aproximadamente con el mínimo consumo específico en cualquier punto de operación excepto cuando se demande la máxima potencia. Por tanto, se debe procurar la formación de mezclas pobres excepto a plena carga, condición que se detecta cuando la mariposa está abierta al máximo o ante cambios bruscos de su posición.

Dichos modos de operación han sido respetados hasta la entrada en vigor de las exigentes normas anticontaminantes. Debido a ellas se hizo obligatorio el empleo de catalizadores de tres vías, que reducen muy eficientemente las emisiones de CO_2 , NO_x e hidrocarburos no quemados, pero a costa de trabajar con un dosado exactamente estequiométrico. Por ese motivo, hoy en día los MEP convencionales trabajan con dosado estequiométrico en todo el rango de operación, lo que supuso un aumento del consumo de combustible (ya mitigado por otras vías) por no trabajar con mezclas pobres, y una reducción de la potencia máxima por no trabajar con mezclas ricas a plena carga. No obstante, la electrónica sí se programa para dosificar mezclas ricas en algunos transitorios de máxima potencia.

Con el constante endurecimiento de las normas y el progreso de la tecnología, los motores de encendido provocado más actuales (menos convencionales) permiten, de nuevo, el empleo de mezclas pobres, con la consecuente mejora del consumo. Esto ha sido posible por el desarrollo de catalizadores de reducción y las trampas de NO_x (con mezclas pobres el nitrógeno tiende a oxidarse), la recirculación de gases de escape y el desarrollo de la inyección directa y mezclas estratificadas, entre otros. Todo ello será estudiado posteriormente.

En MEP, considerando solo las prestaciones de potencia y rendimiento, la curva de requerimiento de mezcla (dosado relativo) en régimen permanente es decreciente con conforme el gasto másico aumenta para trabajar con consumos mínimos y rendimientos máximos. Para máxima potencia se ha de trabajar con mezcla rica con independencia del gasto másico.

Para poder cumplir con las normativas anticontaminantes, el dosado ha de ser exactamente estequiométrico, condición exigida por el catalizador de tres vías.

Actualmente, con los MEP de carga estratificada y el desarrollo de nuevos catalizadores, se puede volver a trabajar con mezclas pobres.

5.2.2. Determinación del requerimiento de mezcla en transitorios

Los requisitos descritos anteriormente se corresponden con condiciones operativas en régimen permanente. Sin embargo, los motores deben trabajar muy frecuentemente en condiciones variables, especialmente los de automoción.

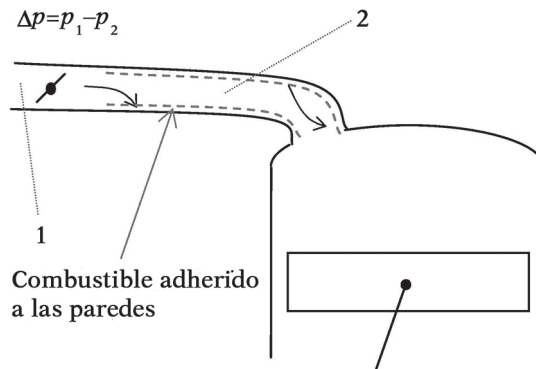


Figura 5.4. Equilibrio líquido-vapor de combustible en el conducto de admisión.

Como se describirá con más detalle más adelante, en las paredes de los conductos de admisión (figura 5.4) se puede depositar combustible en forma líquida, como consecuencia del equilibrio líquido-vapor de una

mezcla vaporizada (líneas discontinuas sobre la figura). En regímenes transitorios, como arranques en frío, aceleraciones y deceleraciones del motor, la modificación de dicho equilibrio puede hacer que se deposite aún más combustible en las paredes, por lo que parte del combustible suministrado no se introducirá en los cilindros, o, por el contrario, que se evapore parte de él y se dirija hacia el cilindro. Por tanto, entre los requerimientos de mezcla deben aparecer las medidas correctoras que se deben tomar para compensar estos efectos, que son menos pronunciados conforme más cerca del cilindro se produce la mezcla.

A continuación se describen los principales efectos que tienen lugar durante distintos transitorios en el funcionamiento del motor, así como las acciones que se deben tomar.

- *Arranque en frío*: las paredes del colector y los conductos están frías y secas. El combustible líquido tiende a depositarse sobre ellas, quedando la mezcla empobrecida por la condensación de combustible sobre las paredes. Se debe *enriquecer* la mezcla para compensar el efecto.
- *Aumento del grado de carga*: la presión aguas abajo de la válvula de mariposa, p_2 , aumenta al reducirse el estrangulamiento y, con ello, disminuye la depresión en el colector. El equilibrio líquido-vapor se desplaza hacia el lado líquido debido a la mayor presión. Se debe enriquecer la mezcla para compensar el efecto.
- *Reducción del grado de carga*: la presión aguas abajo de la válvula de mariposa, p_2 , disminuye al restringirse el paso de aire y, por tanto, aumenta la depresión en el colector. El equilibrio se desplaza hacia el lado del vapor como consecuencia de la menor presión absoluta reinante. Se debe *empobrecer* para compensar el efecto.

5.3. SISTEMAS DE FORMACIÓN DE MEZCLA EN MEP

Este tipo de sistemas históricamente ha consistido en sistemas de carburador. Con ellos había tiempo suficiente para preparar la mezcla antes y transportarla hasta el cilindro. Pero una de las desventajas de estos sistemas era, como se ha visto, que el combustible en fase vapor se condensaba en las paredes frías del colector de admisión, por lo que la mezcla se distribuía

mal entre los cilindros. Este inconveniente era compartido por los sistemas de inyección monopunto, que se usaron en mucha menor medida.

El tipo de inyección empleado hoy en día en los motores convencionales, los sistemas de inyección multipunto, elimina prácticamente en su totalidad esos inconvenientes. Con ellos se inyecta el combustible justo en la pipa de admisión de cada cilindro, antes de la válvula de admisión y con esta parcialmente abierta, realizándose la mezcla paralelamente a su entrada al cilindro. A pesar del menor tiempo disponible, con estos sistemas, el tiempo también es suficiente para que la mezcla sea correctamente preparada durante la fase de admisión e, incluso, durante el inicio de la compresión. Por último, los sistemas de inyección directa, aún más recientes, eliminan completamente el problema de adhesión de combustible líquido en las paredes, ya que inyectan directamente en el cilindro. Estos sistemas son más sofisticados puesto que requieren mayores presiones de inyección y se dispone de menor tiempo de preparación de la mezcla, por ser en este caso estratificada y heterogénea, que se forma al final de la carrera de compresión.

5.3.1. Sistemas de formación de mezcla con carburador

Excepto en aplicaciones muy específicas, los sistemas de carburación no se emplean actualmente. El mayor número de carburadores se instala en motores de motocicleta y en motores muy pequeños de dos tiempos para usos distintos de la automoción. Pero históricamente han sido muy utilizados. Por estas razones y porque permiten introducir algunos conceptos que son importantes, se procede a describir algunos detalles básicos de estos sistemas.

5.3.1.1. *Objetivo de los carburadores*

La misión del carburador es satisfacer los requerimientos de mezcla que el motor demanda en función de cada condición operativa. Para ello, los carburadores están dotados de un surtidor principal de combustible y de unos sistemas auxiliares que permiten la dosificación más exacta de la mezcla en función de los requerimientos del motor. La válvula de mariposa va integrada en el propio carburador.

5.3.1.2. Modo de operación del carburador elemental

El principio de funcionamiento de un carburador es la aspiración del combustible por parte del aire gracias a la depresión que éste sufre en un tubo de Venturi. En efecto, al reducirse la sección de paso en un conducto de aire, la presión disminuye como consecuencia del incremento en la energía cinética del fluido (efecto Venturi). Esta presión diferencial respecto de un sistema en reposo a presión atmosférica es la empleada para añadir el combustible, por succión, a la corriente de aire en la sección de paso indicada (figura 5.5).

Suponiendo que el flujo es prácticamente incompresible, la depresión queda caracterizada con la siguiente ecuación (que procede de la ecuación de Bernouilli):

$$\dot{m}_a = A_a \cdot \alpha_a \cdot \varepsilon \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p_a \cdot \rho_a} \quad [5.2]$$

Donde A_a es la sección de paso en la garganta, α_a es un factor de flujo, ε es un factor debido a la compresibilidad del aire, Δp_a es el diferencial de presión entre la garganta y el ambiente y ρ_a es la densidad del aire en la garganta.

Para el gasto másico de combustible se puede escribir la siguiente ecuación:

$$\dot{m}_f = A_f \cdot \alpha_f \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p_f \cdot \rho_f} \quad [5.3]$$

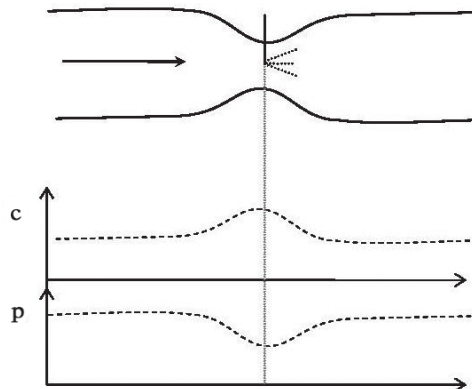


Figura 5.5. Evolución de la velocidad y la presión del aire en un tubo de Venturi.

Donde A_f es la sección de paso de la salida del combustible, α_f es el factor de flujo, Δp_f es el diferencial de presión y ρ_f es la densidad del combustible. Se observa que no aparece el factor debido a la compresibilidad dado que el combustible es un fluido incompresible (en el rango de presiones de trabajo habituales), como casi cualquier líquido.

La figura 5.5 ilustra un tubo de venturi y las velocidades (c) y presión absoluta (p) asociadas. (En el capítulo 10 se incide sobre el flujo en conductos de sección variable.)

Todos los carburadores tienen un pequeño depósito de combustible o cámara de flotador con una superficie libre, cuyo nivel se mantiene constante para mantener la altura de la columna de combustible en relación con la garganta donde se suministra (figura 5.6) y, con ello, se mantiene constante la presión del combustible en el punto de suministro. Ésta cámara actúa como un acumulador de combustible, y contiene un flotador guiado inmerso en el combustible. El flotador gobierna una válvula, cerrándola una vez se alcanza el nivel de combustible de consigna. Hay carburadores en los que el nivel de combustible no se controla con una válvula de flotador, sino por medio de la presión en el acumulador debido al peso de la altura de la columna de combustible, denominándose carburador de diafragma. Las cámaras de flotador deben estar ventiladas, bien hacia el exterior o bien hacia el conducto de admisión de aire.

Con todo lo anterior y considerando las ecuaciones 5.2 y 5.3, el gasto de combustible que es aspirado en la garganta del tubo de venturi es mayor conforme crece la diferencia de presión entre la garganta (que depende de la velocidad del aire) y la cuba de combustible (que permanece constante gracias a la válvula de flotador). Como la depresión en la garganta aumenta con el gasto de aire, el suministro de combustible aumenta igualmente, como se ilustra en la figura 5.7 y se indica la siguiente ecuación:

$$\left. \begin{array}{l} p_g = f(\dot{m}_a) \\ \dot{m}_f = f(p_g) = f(p_g(\dot{m}_a)) \end{array} \right\} \rightarrow F = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a} = \frac{\dot{m}_f(\dot{m}_a)}{\dot{m}_a} = F(\dot{m}_a) \quad [5.4]$$

Finalmente, como consecuencia de las anteriores relaciones, el carburador elemental proporciona un dosado que depende del gasto de aire que circula por el venturi, que resulta de la forma que se indica en la figura 5.7. Como se observa comparando las figuras 5.7 y 5.3, el carburador elemental

no es capaz de satisfacer el requerimiento de mezcla del motor por dos motivos: la curva de dosado no se ajusta al requerimiento de mezcla en régimen permanente y, por otro lado, no detecta los transitorios, por lo que no es capaz de enriquecer o empobrecer la mezcla según convenga.

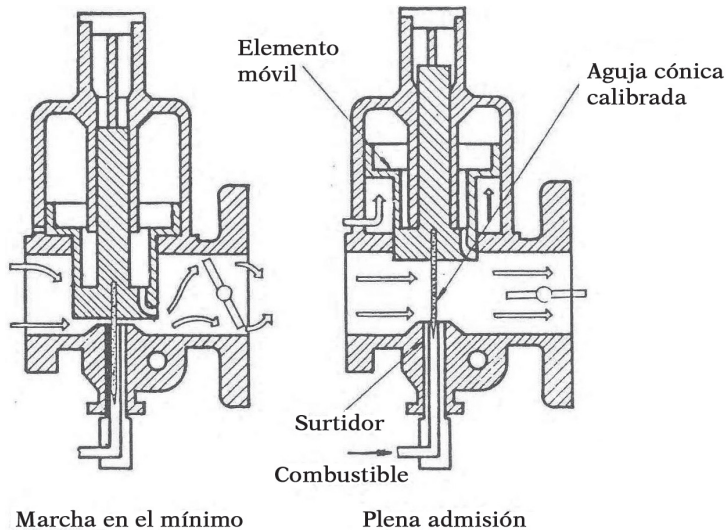
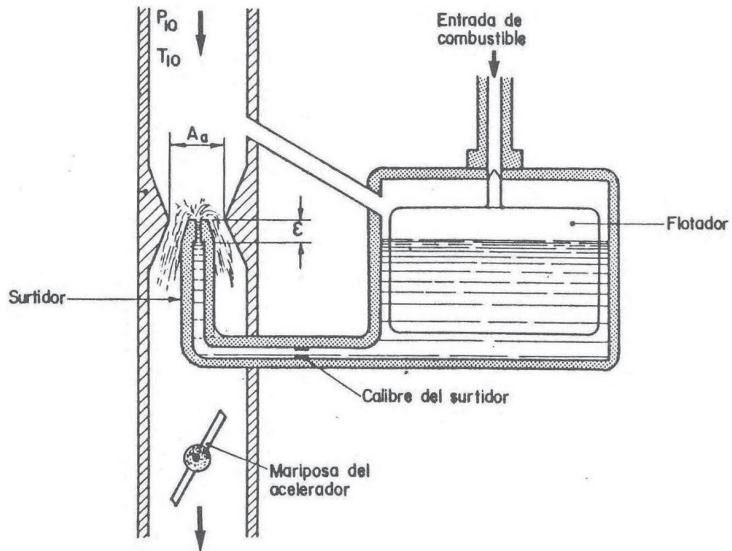


Figura 5.6. Carburadores de venturi fijo (arriba) y variable (abajo).

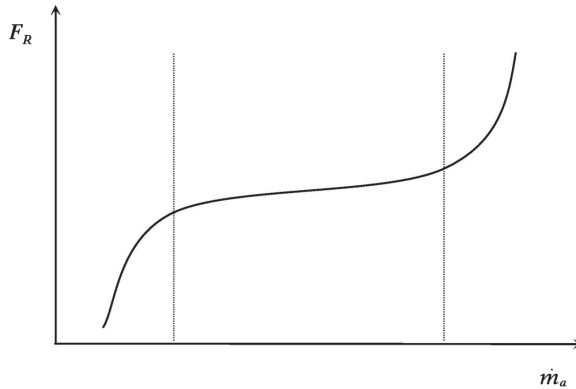


Figura 5.7. Evolución del dosado relativo en función del caudal para el surtidor principal del carburador.

Para mejorar el comportamiento del carburador elemental se introducen diversos sistemas de compensación.

El carburador elemental proporciona un dosado creciente con el gasto másico de aire, por lo que no es capaz de satisfacer el requerimiento de mezcla del motor en condiciones estacionarias. Para mejorar su comportamiento se deben introducir sistemas de compensación.

5.3.1.3. Sistemas de compensación

En este apartado se enumeran y se describen los principales sistemas de compensación que se han introducido en los distintos diseños de carburadores. Como se acaba de adelantar, el carburador elemental, basado en un surtidor principal en la garganta de un tubo de venturi, no es capaz de satisfacer los requerimientos de mezcla del motor. Con objeto de ajustar el combustible demandado por el motor (curva de requerimiento de mezcla) al suministrado por el carburador, los carburadores incorporan, adicionalmente, los siguientes sistemas:

- *Ajuste del dosado:* es un sistema que, mediante la emulsión de aire en el combustible antes de su aspiración en el venturi, reduce la cantidad de combustible introducido, empobreciendo la mezcla cuando

el gasto de aire crece. De esa forma la curva del dosado frente al gasto másico se transforma de creciente (figura 5.7) en ligeramente decreciente (ajustándose a la curva de la figura 5.3) y se ajusta al requerimiento de mezcla en régimen permanente.

- *Sistema de compensación en ralentí*: El ralentí es el régimen de giro que se mantiene en el motor cuando este trabaja sin carga, para que el motor no se pare. El sistema de compensación desvía cierto gasto de aire para soslayar la mariposa, que se encuentra totalmente cerrada, e introduce el combustible mínimo necesario para que el motor funcione.
- *Sistema de compensación de máxima*: Enriquece la mezcla ($F_R > 1$) cuando la mariposa está totalmente abierta (se requiere la máxima potencia del motor). De esa forma se obtienen las mezclas ricas que aparecen en las curvas de requerimiento de mezcla de la figura 5.3.
- *Sistema de compensación de arranque en frío*: Sistema que enriquece la mezcla cuando el motor se arranca para adaptar el dosado durante el transitorio de calentamiento (han existido sistemas desde totalmente manuales hasta completamente mecánicos).

Se debe diferenciar entre la dosificación de la mezcla en los arranques en frío y en caliente. Concretamente, la mezcla con el motor frío debe ser más rica que en caliente. Este enriquecimiento es necesario para compensar la falta de vaporización del combustible con el motor frío. Cuando el motor está parado y frío, no existe fase líquida de combustible adherida a las paredes del colector de admisión. En el momento del arranque, la parte del combustible suministrado que no se vaporiza sino que se queda en fase líquida adherida a las paredes es mayor que operando en caliente, puesto que todavía no se ha alcanzado el equilibrio, por lo que hace falta una mayor proporción de combustible para satisfacer la demanda del motor. Por otro lado, el equilibrio está más desplazado hacia la fase líquida cuando la temperatura del colector y los conductos de admisión es más fría. Por último, con el motor en frío el proceso de vaporización es más lento, lo que también causa un empobrecimiento que hay que compensar. La principal variable de referencia para el enriquecimiento adicional es la temperatura del colector de admisión.

- *Sistemas de compensación de aceleración:* Cuando se usan carburadores, la preparación de la mezcla tiene lugar en el colector de admisión. Incluso con el motor en caliente, los componentes más pesados del combustible, difíciles de evaporar, pueden quedarse en fase líquida adheridos a las paredes del colector, por lo que existe un equilibrio entre el combustible vaporizado y mezclado con el aire y el depositado en fase líquida en las paredes, que avanza hacia el cilindro pero a menor velocidad que el vaporizado. Este equilibrio ha de tenerse en cuenta para que la composición de la mezcla sea la correcta, así como lo más homogénea posible en condiciones de régimen constante y con el motor en caliente. En un proceso de aceleración, la válvula de mariposa se abre, por lo que la presión en el colector aumenta y, consecuentemente, la película de combustible líquido adherida tiende a engrosar, por lo que la mezcla se hace transitoriamente más pobre y hay que enriquecerla.

Esto se consigue con el sistema de enriquecimiento en aceleraciones, usando una bomba específica a tal efecto. Las bombas para aceleraciones son bombas de desplazamiento positivo. En la carrera de admisión de la bomba, el flujo de combustible se recoge desde la cámara de flotador y se dirige hacia el interior de la bomba. En la carrera de descarga, el combustible se dirige a un surtidor calibrado que lo conduce hacia el conducto de admisión. Se distingue entre el accionamiento mecánico con bomba de émbolo, el accionamiento mecánico con bomba de diafragma y el accionamiento neumático.

- *Sistemas de compensación de deceleración:* Se trata de sistemas mecánicos que empobrecen la mezcla para paliar el efecto contrario al anterior, en este caso la evaporación adicional en las paredes de los conductos durante los regímenes transitorios de deceleración, cuando la depresión en el colector de escape aumenta y el equilibrio se desplaza hacia el lado de vapor.

Además de los anteriores sistemas de compensación, que son los más importantes, se pueden encontrar carburadores con otros adicionales, por ejemplo, para mejorar los arranques en caliente, sistemas de compensación de altura, sistemas para evitar la escarcha (el combustible necesita calor del entorno para evaporarse, de forma que el aire le aporte el calor latente

de vaporización necesario), sistemas contra el encendido persistente (ver capítulo de combustión), y sistemas de control de sobre-velocidad para limitar el régimen de giro, la potencia y reducir el consumo de combustible. Al igual que el surtidor principal, cada uno de estos sistemas de compensación tiene una serie de elementos y circuitos que incluyen unas toberas muy precisamente calibradas.

5.3.1.4. *Tipos de carburadores*

La principal clasificación de carburadores se efectúa según el tipo de tubo de venturi empleado. Se distingue entre sistemas de venturi fijo y sistemas de venturi variable.

- *Sistemas de venturi fijo* (figura 5.6, arriba): la mayoría de carburadores son de este tipo. En el conducto de admisión hay una zona más estrecha formando un tubo de Venturi, con una garganta de área fija. En la garganta se encuentra un orificio o *surtidor principal* que suministra el combustible. Es necesario calibrar los conductos de suministro de combustible y de sección de paso de aire para que el gasto de combustible demandado y la presión diferencial establecida queden convenientemente ajustados. Como se acaba de ver, esta calibración no es la misma para cualquier condición operativa, por lo que los carburadores de Venturi fijo requieren de los sistemas adicionales estudiados para ajustar la entrega de combustible al requerimiento de mezcla.
- *Sistemas de venturi variable* (figura 5.6, abajo): en estos sistemas, el área de la garganta del conducto de aire de admisión puede regularse durante su funcionamiento, gracias a la acción de una serie de elementos móviles. Es decir, no se trata de un conducto fijo como en el caso anterior, sino en un tubo de Venturi en el que la sección mínima se puede variar por acción de los mencionados mecanismos. Esto permite controlar la dosificación de combustible en un amplio rango de flujos máxicos de aire dejando la depresión en la garganta muy constante. En estos sistemas también es necesario que el orificio de suministro del combustible sea de sección variable, por lo que se conecta una aguja cónica al elemento móvil para dosificar el combustible.

Cuando estos carburadores incorporan el sistema de dosificación de combustible en condiciones de ralentí, se denominan *carburadores de vacío constante*. En caso contrario, se denominan *carburadores de presión constante*, y requieren de una etapa previa de vacío constante.

El carburador de vacío constante se calibra de forma que el émbolo está completamente abierto para la condición de plena carga pero a mitad de régimen. Para mayores gastos de aire, el carburador de vacío opera como un carburador de Venturi fijo. En este caso se optimiza la dosificación teniendo en cuenta las oscilaciones de presión del sistema de admisión.

También pueden efectuarse otro tipo de clasificaciones, de acuerdo a diferentes características relativas al diseño. Las más habituales son el número de conductos de admisión y su posición:

- *Carburador de un solo cuerpo*: Es tipo de carburador más frecuente. Tiene un solo conducto de admisión con una válvula de mariposa. El sistema incorpora una cámara con flotador, una válvula de aguja para mantener el nivel de combustible en la cuba, y un sistema de ventilación interna hacia la admisión de la cámara de flotador.

La dosificación se realiza gracias al surtidor principal y a los sistemas de compensación.

El carburador de un solo cuerpo tiene un sistema de estrangulamiento del aire al margen de la válvula de mariposa destinado a los arranques en frío, para enriquecer la mezcla gracias al estrangulamiento del aire.

- *Carburador de cuerpos múltiples*: De entre ellos, el más extendido es el de doble cuerpo. El carburador de doble cuerpo es la combinación de dos carburadores mono-cuerpo, con sendos conductos de admisión en paralelo en una sola carcasa. Cada conducto tiene su propia válvula de mariposa y su surtidor principal, que suministra combustible a cada conducto de admisión. Las válvulas de mariposa actúan simultáneamente, y pueden compartir eje o tener dos ejes en paralelo. Lo mismo ocurre con las válvulas de estrangulamiento de aire para el arranque en frío. Cada uno de los conductos de aire tiene asignado un conjunto equivalente de sistemas de compensación. Generalmente, solo hay una cámara de flotador y una bomba para compensación en aceleraciones.

También han existido carburadores de tres cuerpos. Es una combinación de tres carburadores con tres tomas de aire paralelas, cada una con una válvula de mariposa en una única carcasa. La aplicación más común es el empleo de dos carburadores de triple cuerpo en motores de seis cilindros en boxer.

- *Carburador de dos etapas:* El carburador en dos etapas cuenta con una sección de paso de aire ancha. El aire se divide en paralelo en dos etapas. La primera da servicio cuando se demandan bajos caudales de aire, e incluye el sistema de ralentí y de cargas parciales. La segunda, habitualmente de mayor sección, opera a mayores caudales, tras abrirse una válvula de cierre que impide el paso de aire mientras no se demanda alta potencia. La segunda etapa da servicio, por tanto, cuando se demandan altas potencias. Los carburadores de dos etapas tienen dos conductos paralelos de admisión en una carcasa común, y están ambos conectados a una sola válvula de mariposa.

Como se ha dicho, operan de forma secuencial. La primera etapa tiene todos los sistemas de compensación necesarios. La bomba para aceleraciones y el sistema de arranque solamente son imprescindibles en esta primera etapa, cuya válvula de mariposa generalmente está en contacto con el acelerador. Cuando el caudal de aire es mayor que un valor de consigna, la válvula de cierre de la segunda etapa se abre para facilitar el paso de aire y dosificar la mezcla correspondiente a esta corriente.

De forma similar a los carburadores mono-cuerpo, un carburador de dos etapas puede ser combinado en forma de carburador de doble cuerpo y dos etapas. Generalmente, los carburadores de doble cuerpo y dos etapas se alimentan de una única cámara de flotador. Dichos carburadores se usaron en motores de gran cilindrada de seis y ocho cilindros.

En carburadores multietapa existen varios tipos de sistemas de actuación de la segunda etapa. Es importante que la segunda etapa esté completamente cerrada cuando debe actuar solo la primera. Se puede distinguir entre sistemas activados mecánicamente y sistemas activados neumáticamente. En los sistemas activados mecánicamente, la segunda etapa se abre solamente cuando la primera está abierta hasta la mitad gracias a la acción mecánica de un pestillo de

la válvula de mariposa, correspondientemente posicionado. Ambas válvulas, la de mariposa de la primera etapa y la de apertura de la segunda, alcanzan la apertura máxima simultáneamente. El diseño de la segunda etapa está muy ligado al de la primera. Debe disponerse un sistema de transición con el fin de asegurar un incremento suave de par cuando la segunda etapa se abre, principalmente a bajo régimen, puesto que en esa condición la depresión del colector puede ser especialmente baja. En los sistemas activados neumáticamente, la segunda etapa se acciona una con una válvula de diafragma gobernada por la depresión en el colector de admisión, que actúa sobre una biela articulada unida a la palanca de la mariposa de la segunda etapa. El diseño asegura que la segunda etapa se abra solamente cuando la primera está casi totalmente abierta, y que la segunda está cerrada cuando solo deba actuar la primera.

- *Carburadores controlados electrónicamente:* Los carburadores controlados electrónicamente fueron desarrollados para mejorar la dosificación de la mezcla en todo el rango de condiciones operativas del motor y, a su vez, reducir el consumo y satisfacer las exigencias de reducir las emisiones contaminantes. El diseño mecánico del carburador controlado electrónicamente es básicamente el mismo que el de los carburadores convencionales. Adicionalmente incorpora una serie de sensores y una unidad de control para ajustar la dosificación. Los más avanzados incluían un control en bucle cerrado del dosado, en el que se realimentaba la información a la unidad de control para ajustar más finamente la composición de la mezcla.

El carburador controlado electrónicamente es un carburador de venturi fijo con un diseño en dos etapas, estando la segunda controlada neumáticamente. La válvula de mariposa de la primera etapa se controla con un actuador electromecánico sobre la posición de la válvula, incluso en operaciones cercanas al ralentí.

El enriquecimiento es variable en todo el rango de operación del motor, y se controla mediante una válvula de estrangulamiento en la primera etapa, que actúa para restringir el flujo de aire y así enriquecer la mezcla.

En el eje de la válvula de mariposa de la primera etapa hay un potenciómetro que determina la posición exacta de la mariposa, así como

su variación en el tiempo. Las señales recogidas por los sensores son las temperaturas del refrigerante y del colector de admisión, la señal de ralentí de la válvula de mariposa y el caudal. Con estas entradas, el control electrónico consigna la posición de la válvula de mariposa de la primera etapa y de la válvula de estrangulamiento para el enriquecimiento.

5.3.2. Formación de mezcla por medio de inyección de gasolina

El progresivo endurecimiento de las normativas de emisiones contaminantes significó la desaparición de los carburadores en la mayoría de motores de encendido provocado, especialmente en automoción. La presencia de cierta fase líquida de combustible adherida a las paredes del colector de admisión hacía extremadamente difícil asegurar el control de combustible suministrado con la precisión requerida. Los catalizadores de tres vías, tecnología empleada de forma mayoritaria en los últimos años para el tratamiento de gases de escape, requiere de un dosado exactamente estequiométrico en cualquier condición operativa del motor. Para ello, no solo es necesario un control electrónico en bucle cerrado sino, además, un sistema que permita de forma precisa y económica dosificar el combustible con dicha riqueza, siendo la inyección de combustible en la pipa de admisión de cada cilindro el sistema idóneo. De esta forma, el carburador solo se mantiene en aplicaciones donde no es necesario control electrónico: motocicletas y pequeños motores de dos tiempos. Más allá de los sistemas de inyección indirecta actuales, los sistemas más modernos de formación de mezcla exigen también inyección, pero en este caso en la propia cámara de combustión, por lo que se denomina inyección directa. El objetivo de estos sistemas es trabajar con mezclas pobres a cargas parciales.

Los sistemas de inyección, que en un principio se regulaban de forma mecánica y, posteriormente, electrónicamente, fueron inicialmente más complejos y costosos que los carburadores. Sin embargo, conforme se empezó a introducir la electrónica de forma intensiva en los motores, fueron ganando aceptación por la sencillez de su control en comparación con los carburadores. Gracias a la regulación electrónica de la presión de inyección, con los sistemas de inyección es factible satisfacer los requerimientos de mezcla del motor, evitando los complejos sistemas de compensación de

los carburadores. Asimismo, se pueden mejorar las prestaciones gracias a la ya comentada inyección en la propia pipa de admisión, así como a una eficiente gestión electrónica de la demanda de potencia en el motor (cortes de inyección cuando no se demanda carga).

Con la inyección, el combustible, en lugar de aspirarse, se introduce por sobre-presión. Es decir, no existe un tubo de Venturi que genere una depresión del aire, sino que el aire mantiene su presión y es el sistema de inyección el que eleva la presión del combustible para inyectarlo en la corriente de aire. La ecuación que rige el caudal másico de suministro de combustible es la siguiente:

$$\dot{m}_f = A_{iny} \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p \cdot \rho_f} \quad [5.5]$$

Donde Δp es ahora la diferencia de presiones entre el combustible inyectado y el aire en la garganta del conducto.

Los fenómenos de atomización y vaporización del combustible son iguales que con la carburación. Como se ha remarcado, estos sistemas son mecánicamente más sencillos y se prestan bien para el control electrónico.

5.3.2.1. Sistemas de inyección en el colector de admisión

Se pueden distinguir entre sistemas de inyección continua y sistemas de inyección discontinua:

Los sistemas de inyección continua están constantemente introduciendo combustible en el colector de admisión, y la dosificación se encomienda básicamente al diferencial de presiones entre el combustible y la corriente de aire (Δp). Es suficiente con un solo inyector para todos los cilindros, lo que se denomina inyección monopunto. Estos sistemas están actualmente en desuso puesto que no solucionaban el problema de adhesión de combustible a las paredes del colector.

Los sistemas de inyección discontinua mantienen constante el diferencial de presión entre combustible y aire, por lo que la variable a controlar es el tiempo de inyección, alargando o acortando dicho tiempo para introducir más o menos combustible. En este caso, es recomendable un inyector por

cada cilindro, denominada *inyección multipunto*. Los pulsos de inyección están sincronizados con la velocidad del motor. Los inyectores se sitúan en la pipa de admisión, junto a la válvula, y el suministro se efectúa durante la propia carrera de admisión o inicia ligeramente antes, por lo que se evita la formación de una película de combustible adherida al colector. Las presiones de inyección se sitúan en torno a 3,5 bar.

El esquema básico de los sistemas de inyección en el colector de admisión se muestra en la figura 5.8.

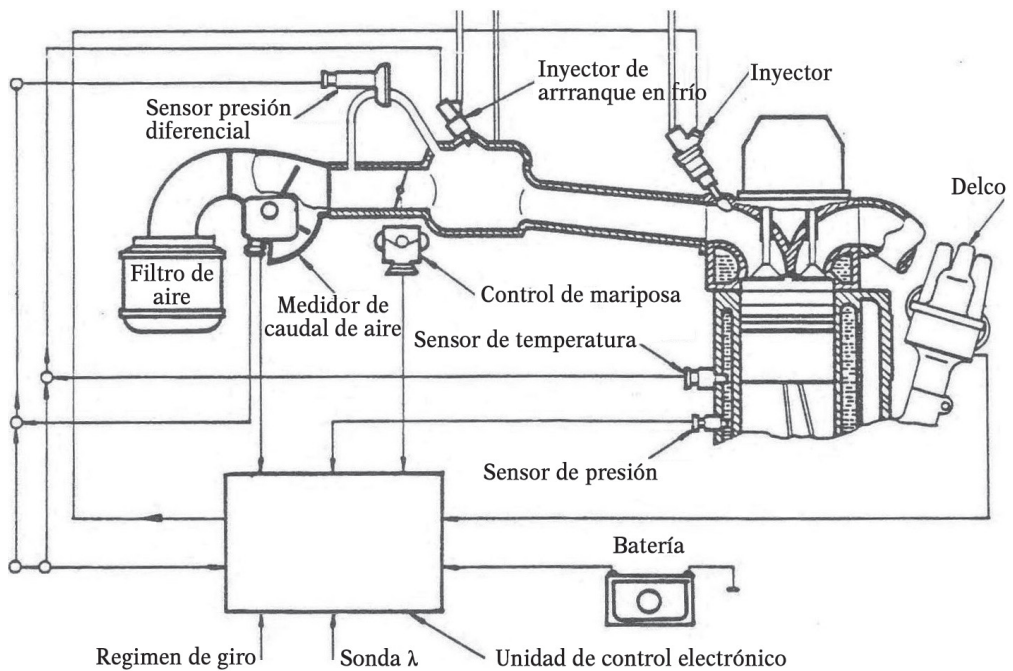


Figura 5.8. Esquema básico del sistema de inyección indirecta en el conducto de admisión.

En el diseño de los sistemas de combustible se debe prestar especial cuidado en asegurar que el combustible no se caliente en exceso dentro los tubos. Si el combustible se calienta con el motor recién apagado, se pueden formar burbujas de vapor en los conductos que pueden conducir a problemas en un próximo arranque en caliente.

Por este motivo, se distingue entre dos sistemas básicos de combustible:

- *Sistemas con retorno*: la regulación de la presión y de la dosificación se realiza en una posición muy cercana al inyector, junto al motor y no en el depósito de combustible. El combustible sobrante (no suministrado a los cilindros) se devuelve al depósito. Como ventajas de este sistema, se tiene una buena dinámica del control de presión y un buen comportamiento de arranque en caliente. La principal desventaja es que el combustible del tanque se calienta debido al retorno de combustible proveniente del sistema de inyección. Esto aumenta la evaporación de combustible en el tanque y la carga en el *canister* (filtro de carbono activo para evitar la salida de vapores durante los repostajes).
- *Sistemas sin retorno*: caracterizados por la integración de la bomba de combustible y la válvula de presión en el propio tanque o en una posición cercana a él. La ventaja de este diseño es que el combustible excedente no ha sido previamente enviado hacia el motor. Este sistema, además de evitar el calentamiento del tanque de combustible, es más económico. Sin embargo, el control de la presión del combustible en el inyector es más sofisticado, puesto que entran en juego las fluctuaciones de presión en los conductos, ahora de mucha mayor longitud. Por ese motivo, se requieren un control más preciso, con mayor rapidez de realimentación, y sistemas de amortiguación de presión.

El control electrónico, esquematizado en la figura 5.8, captura las distintas variables operativas del motor entre las que destacan:

- la temperatura y la presión ambientales;
- la depresión en el colector de admisión;
- la posición y variación de la válvula de mariposa;
- el régimen de giro;
- la presencia de oxígeno en el gas de escape mediante un sensor denominado *sonda lambda*, que da una señal todo o nada en función de si hay oxígeno o no.

Gracias al control electrónico y a la sonda lambda (λ), se puede asegurar que el dosado suministrado sea exactamente el estequiométrico. Ésta es la principal razón por la que la inyección multipunto discontinua con control

electrónico se ha convertido en las últimas décadas en el sistema más empleado en automoción. En dicho campo (especialmente en turismos), la totalidad de los motores MEP requerían funcionar con dosado estequiométrico, por imposición del catalizador de tres vías (obligatorio para reducir emisiones contaminantes). El inconveniente de quemar mezclas estequiométricas es un mayor consumo (el mínimo consumo se produce con mezclas pobres) y una ligera reducción de la potencia (la máxima potencia se obtiene con dosados ricos). La mezcla solo se enriquece en estados especiales como los arranques fríos, calentamiento y demanda plena de forma carga puntual.

5.3.2.2. *Sistemas de inyección directa*

Con estos sistemas, el combustible se inyecta directamente en la cámara de combustión, lo que permite hacer mezclas estratificadas localmente ricas —para asegurar la propagación del frente de llama en las inmediaciones de la bujía— pero globalmente pobres para trabajar a cargas parciales con mezclas pobres y sin estrangular la admisión. Como la inyección debe efectuarse hacia al final de la carrera de compresión, la presión de suministro es superior a la de los sistemas de inyección indirecta.

En estos motores la regulación de la carga se efectúa dosificando mayor o menor cantidad de combustible de forma estratificada alrededor de la bujía, sin actuar sobre la cantidad de aire introducido (la mariposa está totalmente abierta). Al evitar el cierre de la válvula de mariposa a cargas parciales, el trabajo requerido por el lazo de bombeo se reduce, mejorando el consumo y, por tanto, el rendimiento del motor. Por otro lado, al trabajar con mezclas globalmente pobres, el coeficiente adiabático del gas (γ) es mayor, por lo que el rendimiento termodinámico del ciclo también mejora. Además, la estratificación hace que la llama no llegue a las paredes del cilindro, por lo que las temperaturas del gas en las proximidades de la pared son menores y, consecuentemente, las pérdidas de calor se ven reducidas, lo que incide, de nuevo, en la mejora del rendimiento termodinámico.

El sistema suele ser de raíl común, con una línea de alta presión que alimenta a los distintos inyectores, uno por cilindro. La bomba de alta presión se alimenta desde el sistema de baja presión, que tiene una presión de entre 1 y 4 bar. En la bomba de alta presión, accionada mecánicamente, la presión se eleva hasta 50-200 bar. La alta presión se regula con una válvula

de control accionada electrónicamente. En la línea de alta presión existe un sistema de retorno que devuelve el combustible no usado a la admisión del sistema de alta. Asimismo existe una válvula de sobrepresión que limita la presión máxima del combustible.

El inyector se localiza en la culata del motor. Su tecnología es más sofisticada y precisa que la de los inyectores convencionales de baja presión, puesto que las presiones de trabajo son mayores (y, por tanto, los esfuerzos), el tiempo de suministro menor (se restringe a la última etapa de la fase de compresión) y, sobre todo, porque la estratificación de la mezcla depende de la calidad del espray de combustible que se introduce (atomización, forma, ángulo, velocidad).

La operación con mezcla estratificada no puede efectuarse en todo el rango de funcionamiento del motor. Por el contrario, solo es posible dentro de un rango de operación a media y baja carga. Fuera de este rango, el motor opera con mezcla homogénea estequiométrica (o rica a plena carga), al igual que en los sistemas de inyección indirecta.

En estos rangos de operación convencional (sin carga estratificada), sí es necesaria la regulación con la válvula de mariposa, pero en una posición casi completamente abierta (altas cargas). La inyección en estos casos se efectúa en el propio cilindro pero en la carrera admisión. Asimismo, en este modo de funcionamiento, la inyección directa en el propio cilindro hace que el calor latente de vaporización se tome del aire ya introducido en el motor. Esto mejora el rendimiento volumétrico del motor frente a los sistemas convencionales —el aire dentro del cilindro, frío, es de mayor densidad— y reduce la tendencia al picado a plena carga —puesto que la temperatura al final de la compresión es menor, ya que con los sistemas de carburador y de inyección en el colector, el enfriamiento del aire tiene lugar en el colector, por lo que su efecto queda paliado por la transmisión de calor del conducto al aire—. Esto hace factible aumentar la relación de compresión del motor aproximadamente en una unidad (por ejemplo, de 10:1 a 11:1), por lo que la reducción del consumo específico es mayor.

Por tanto, con los sistemas de inyección directa se implementan mejoras muy notables por el tipo de combustión empleado en el modo de trabajo con combustión con mezcla estratificada, pero también se introducen mejoras en el modo de funcionamiento convencional.

Dependiendo de la ubicación del inyector, de la bujía y del movimiento del aire en el cilindro, se distingue entre sistemas de inyección directa con combustión gobernada por la pared, gobernada por el aire o gobernada por el chorro de combustible (figura 5.9).

- *Inyección directa con combustión dirigida por la pared* (figura 5.9a): el inyector se sitúa en un lateral y dirige al combustible en forma de spray hacia la cabeza del pistón. La forma específica del pistón junto con el flujo de aire, hacen que el spray se localice en las proximidades de la bujía.
- *Inyección directa con combustión gobernada por el aire* (figura 5.9b): el inyector también se sitúa en un lateral, y el combustible se inyecta en dirección opuesta al movimiento del aire, que está formando un remolino bien definido en el centro de la cámara de combustión. Para conseguir un movimiento específico del flujo de aire en la cámara de combustión, con la turbulencia adecuada en las cercanías de la bujía, se debe prestar especial cuidado en el diseño del conducto de admisión y de la cámara de combustión.

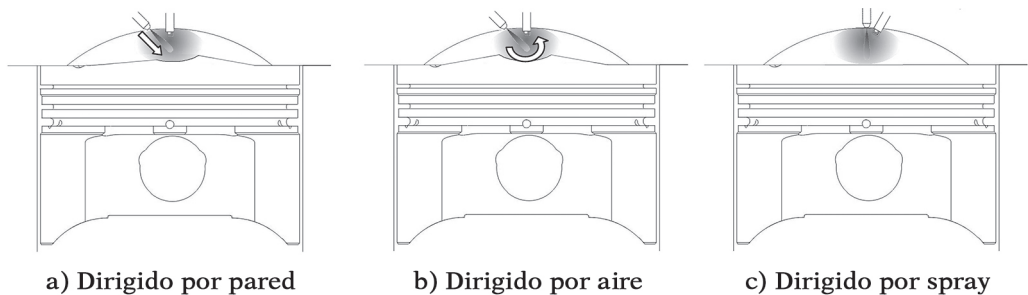


Figura 5.9. Sistemas de inyección directa en MEP.

- *Inyección directa con combustión gobernada por el spray* (figura 5.9c): este tipo de inyección tiene el mayor potencial para conseguir operación con mezclas pobres y, consecuentemente, para reducir el consumo de combustible. El inyector se sitúa en el centro de la cámara de combustión, y la bujía está en una posición cercana, en un lateral, con cierto ángulo de inclinación. Con este sistema se evita que el combustible esté en contacto con las paredes del pistón y de la cámara de combustión. La preparación de la mezcla y su loca-

lización se encomiendan exclusivamente al inyector, por lo que su diseño es muy sofisticado y preciso.

La mezcla pobre global durante la combustión genera un problema en el postratamiento de los gases de escape. Los catalizadores convencionales de tres vías reducen las emisiones de NO_x , pero no pueden ser empleados con mezclas pobres por el exceso de oxígeno en los gases de escape. A pesar de la baja formación de NO_x en estos motores (gracias a la recirculación de gases de escape, EGR), las emisiones deben tratarse para lograr llegar al umbral requerido por normativa. Para cumplir con ellas y como se ha estudiado, es necesario el uso de catalizadores reducción, que tienen baja estabilidad térmica, y sistemas de captura de NO_x . Estos sistemas capturan las emisiones de NO_x formadas durante la operación con mezcla pobre, y las transforman posteriormente en N_2 y CO_2 cuando se opera con mezclas prácticamente estequiométricas o ricas. Se requiere de un complejo sistema de control de funcionamiento del motor para dicho proceso que, como se ha estudiado, desvirtúa en cierta medida la ganancia de rendimiento y de ahorro de combustible, puesto que cada cierto tiempo es necesario enriquecer la mezcla.

Los sistemas de captura de NO_x tienden a envenenarse en presencia de azufre, por lo que se requieren combustibles de bajo contenido en este compuesto.

5.3.2.3. *Modos de funcionamiento de los sistemas de inyección directa*

En contraste con los motores convencionales con inyección en el colector de admisión, que trabajan casi en todas las condiciones operativas con mezcla estequiométrica y mezcla homogénea, los MEP con inyección directa operan empleando diferentes estrategias de combustión y de inyección.

Con este tipo de motores lo deseable sería trabajar en modo de mezcla pobre estratificada en cualquier condición operativa. Sin embargo, los problemas derivados de la preparación de la mezcla ante la variabilidad del régimen de giro, de las turbulencias y, sobre todo, debido a la normativa reguladora de emisiones de escape, es necesario que el motor trabaje en otros modos de operación.

Por todo ello, los motores de encendido provocado con inyección directa requieren que la válvula de mariposa esté controlada electrónicamente para poder gestionar los diversos modos de operación, con carga estratificada y mariposa abierta (bajas cargas), y con mezcla homogénea y carga regulada por la mariposa (casi totalmente abierta, por trabajar con altas cargas). Para regular el dosado de la mezcla en el modo de mezclas pobres se requiere que el sensor lambda sea lineal, para medir la concentración exacta de oxígeno y no solo su presencia (como en el caso de la inyección en el colector de admisión, en el que solo es preciso detectar si hay o no presencia de oxígeno para corregir el suministro de combustible y mantener el dosado estequiométrico en media).

Los diferentes modos de operación sobre el rango de trabajo del motor, mostrados en la figura 5.10, son los siguientes:

- *Carga estratificada con EGR*: a cargas y velocidades medias o bajas, el motor opera con carga estratificada con alta recirculación del gas de escape. Como se ha mencionado, el objetivo de la carga estratificada es suministrar la cantidad de combustible demandada (en función del grado de carga) en una mezcla estratificada de aire y combustible en las proximidades de la bujía, de forma que se obtenga localmente una mezcla inflamable, próxima a la estequiométrica y, a su vez, una mezcla globalmente pobre dado que el resto de la cámara contiene aire y no mezcla, ya que ésta se localiza en la región más próxima a la bujía. Por todo ello, como se introdujo anteriormente, se logra reducir el consumo de combustible y aumentar el rendimiento. Esta localización de la mezcla también permite mayores tasas de recirculación de gases de escape para el control de formación de NO_x .

Se recuerda que la estratificación de la mezcla alrededor de la bujía se logra por la inyección en la fase final de la carrera de compresión, manteniéndose completamente abierta la válvula de mariposa con objeto de que se introduzca la máxima cantidad de aire al cilindro, mejorando el rendimiento volumétrico y el trabajo de bombeo.

- *Mezcla homogénea pobre con EGR y regulación con mariposa*: Se da en dos zonas de trabajo. Por un lado, a bajas cargas y alto regímenes de giro es difícil conseguir una buena preparación de la mezcla con carga estratificada, debido al poco tiempo disponible para la prepa-

ración de la mezcla. En esas condiciones se trabaja, por tanto, con mezclas homogéneas y recirculación de gases de escape.

Por otro lado, las emisiones de NO_x y la posible de formación de hollín por las altas temperaturas impiden el uso de carga estratificada a altos grados de carga (altas temperaturas) y bajos regímenes de giro. En esa región de trabajo, la operación con carga pobre homogénea y EGR es suficientemente eficiente (es la zona de mayor rendimiento en MEP convencionales), por lo que apenas introduce efectos negativos en el consumo de combustible en comparación con la carga estratificada con EGR. Por el contrario, las emisiones contaminantes son menores y no existe riesgo de producción de partículas de hollín.

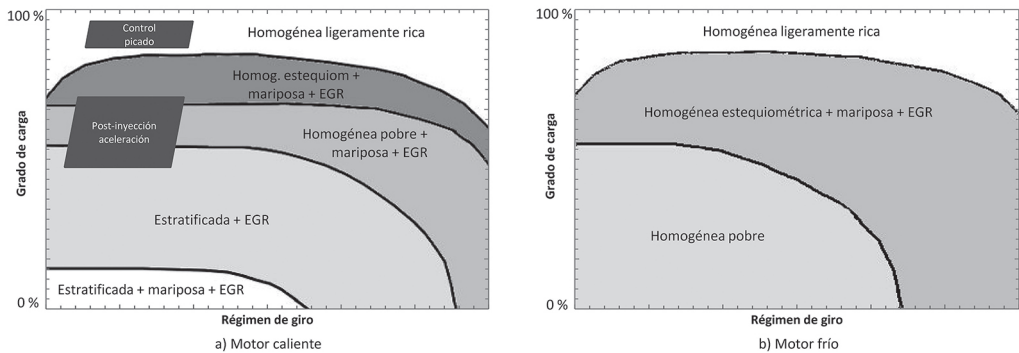


Figura 5.10. Estrategias de operación en MEP con inyección directa.

- *Mezcla homogénea estequiométrica con EGR y regulación con mariposa:* la carga homogénea con mezclas pobres está limitada por la temperatura de escape. Con temperaturas superiores a 500°C , que se superan a cierto grado de carga, las trampas de NO_x no son capaces de trabajar, por lo que el motor debe dejar de funcionar con mezclas pobres y trampas de NO_x para pasar a operar con mezcla estequiométrica y catalizador de tres vías, manteniendo el EGR.
- *Mezcla homogénea estequiométrica sin EGR y regulación con mariposa:* finalmente, la recirculación de los gases de escape no es posible cuando se opera a plena carga. En esta condición el motor se controla de la misma forma que los motores con inyección en el colector de admisión, con una mezcla para máximas prestaciones.

- *Mezcla homogénea rica*: además de los distintos modos de operación comentados, que tienen lugar en función de la demanda de potencia por parte del usuario, también se existen cambios de operación para el postratamiento de gases, transitorios de aceleraciones y control de picado, que requieren de mayor riqueza. Estos periodos estacionarios se inician a demanda del sistema de gestión del motor, y consisten en el enriquecimiento temporal de la mezcla, incluso con dobles inyecciones, bien para regenerar el sistema de captura de NO_x durante la operación pobre, lo que supone un aumento del consumo de combustible (en torno al 3%), bien para tener mayor potencia en aceleraciones, o bien para reducir la tendencia al picado al usar mezclas ricas.
- *Ralentí y motor frío*: el rango de operación en el cual el motor puede operar sin regular con la válvula de mariposa lo determina la temperatura de escape. Para que el catalizador trabaje adecuadamente, la temperatura no debe descender de 250°C . Estas condiciones no son alcanzables con el motor al ralentí. Por ese motivo, en ralentí se ha de trabajar actuando sobre la mariposa en una posición casi cerrada y con mezcla algo más rica. Asimismo, en los arranques en frío y durante el calentamiento el motor trabaja con mezcla homogénea ligeramente pobre para activar el catalizador.

5.3.2.4. Inyección directa de aire y combustible

Además de los sistemas de inyección directa de líquido a alta presión, existen sistemas que inyectan aire comprimido además de combustible a presión. Estos sistemas, menos frecuentes, permiten una combustión estable con una estratificación de la mezcla con gran calidad, lo que permite altas tasas de recirculación de gas de escape. La principal característica de estos sistemas es la disposición de un inyector de combustible junto con una válvula de inyección de aire, ambos controlados electromagnéticamente, que inyectan combustible finamente atomizado en la cámara de combustión.

El sistema de inyección se divide en dos subsistemas: la línea de aire comprimido y la línea de combustible. El aire es suministrado por un compresor accionado con un engranaje o una correa. La presión del combustible se regula marcando un diferencial de presión constante respecto la

presión del aire comprimido (aproximadamente 0,7 a 1,5 bar). Por su parte, el inyector de combustible es convencional, similar a los de los sistemas de inyección en colectores de admisión.

5.4. SISTEMAS DE FORMACIÓN DE MEZCLA EN MEC

En el caso de los MEC no es posible hablar de una mezcla de aire y combustible del mismo modo que en los MEP, puesto que el cilindro solamente contiene aire (y gases de recirculación) pero no combustible hasta instantes antes a la combustión. Por ese motivo, el proceso de combustión y las prestaciones del motor en los MEC van ligados al spray de la inyección más que a la preparación de una mezcla que reúna ciertas características en composición.

Es evidente que para que exista una combustión debe mezclarse combustible en estado gaseoso con aire. Como se ha estudiado en el tema de combustión, en los MEC es una cierta fracción de combustible la que se mezcla inicialmente con el aire, ya comprimido, dando lugar una mezcla inflamable que se autoenciende una vez transcurrido el tiempo de retraso. Es precisamente durante el tiempo de retraso cuando tiene lugar la preparación física y química de la mezcla inflamable alrededor de las gotas de combustible muy atomizadas. La intensidad de esa autoinflamación y los contaminantes derivados dependen del tamaño de esas primeras gotas y de su distribución en la cámara durante dicho tiempo de retraso. Por tanto, las dos primeras fases de la combustión están íntimamente relacionadas con la inyección y con la micromezcla y macromezcla generadas. Posteriormente, se continúa inyectando combustible, quemándose las gotas por difusión conforme se vaporizan. De esa manera, la tercera fase de la combustión vuelve a estar íntimamente ligada con la ley de inyección y con el spray introducido en la cámara.

Una vez comprendido correctamente el proceso y conocida la diferencia conceptual entre los procesos de combustión en MEP y MEC, se podría definir el requerimiento de mezcla en un MEC como la preparación de la micromezcla y macromezcla (ver capítulo de combustión MEC) durante el tiempo de retraso (es el único instante en el que existe una mezcla), que queda completamente a expensas del spray de la inyección y de la turbulencia del aire.

Pero el sistema de formación de mezcla debe ir más allá que el propio requerimiento para las dos primeras fases. Específicamente, los sistemas de inyección deben preparar adecuadamente la combustión durante las dos primeras fases y, además, gobernar la tercera, tanto en relación con la cantidad de combustible introducido —para controlar con precisión el grado de carga del motor y su estabilidad ciclo a ciclo— como con la calidad del chorro y su pulverización, que determinará las especies contaminantes generadas en general, y el hollín o partículas sin quemar en particular. Los objetivos de la formación de la mezcla y de la inyección son lograr que la autoignición sea lo más rápida posible, así como quemar adecuadamente la mayor parte posible del combustible suministrado. Si esos dos requisitos son satisfechos, la contaminación generada en la combustión, especialmente la formación de partículas de hollín, será muy baja, evitándose simultáneamente grandes picos de presión y los ruidos y cargas térmicas y mecánicas asociados.

Los sistemas de formación de mezcla en MEC deben generar adecuadamente la micromezcla y macromezcla durante el tiempo de retraso y gobernar la tercera fase de la combustión, a través de la ley de inyección.

Los motores diesel operan con sistemas de formación de mezcla internos. La mezcla de aire y combustible en la cámara de combustión es muy heterogénea, tanto espacial como temporalmente. La riqueza local de la mezcla en la cámara de combustión va desde cero (zonas de aire puro) hasta infinito (las gotas). El dosado relativo global se sitúa desde aproximadamente $1/6$ (muy pobre) hasta $1/1,1$ (ligeramente pobre) en prácticamente todos los motores diesel.

El tiempo de inyección es muy breve en comparación con el disponible para los MEP con inyectores en el colector de admisión (en torno a 10 veces menor). El tiempo desde el inicio de la inyección hasta la ignición de la primera gota preparada (vaporizada formando una mezcla de aire-combustible) es aún más breve que el tiempo de inyección.

El tiempo de retraso al encendido depende fuertemente de las condiciones de temperatura y de presión que reinan en la cámara de combustión así como de la atomización del combustible. En motores con cámara dividida

(o pre-cámara), la correcta formación de la mezcla se encomienda no solo al inyector sino también a la forma de la cámara, en la que se busca un efecto de pared caliente, y a las turbulencias que se generan en ella durante la compresión y la primera etapa de la combustión (favorecidas por el estrechamiento que comunica el cilindro con la pre-cámara). En los sistemas de inyección directa, sin cámara dividida y muy comúnmente utilizados hoy en día, la mezcla se encomienda esencialmente al inyector y al spray que genera. En motores con amplios rangos de velocidad de operación, la turbulencia en el cilindro puede tener también un papel esencial. Las turbulencias favorecen la mezcla, por lo que una alta intensidad de turbulencia no exige presiones de inyección tan elevadas. En los antiguos motores de inyección directa, con una tecnología de inyección menos avanzada y con menos dominio de la turbulencia, los pistones (fabricados en fundición) estaban labrados para favorecer el efecto de pared caliente.

Mientras que para motores de cámara dividida la presión de inyección se ha mantenido constante en torno a 300-400 bar aproximadamente, para motores de inyección directa, la presión de inyección ha crecido drásticamente, debido al desarrollo de motores diesel ultrarrápidos para turismos con inyección directa, superando los 2000 bar.

Cuando se inyecta el combustible líquido en la cámara de combustión es importante que el combustible se atomice en gotas muy finas, para disponer de una gran superficie de evaporación y encontrar fácilmente el aire de la cámara de combustión, con lo que se evita la formación de partículas por falta de oxígeno. Esto se consigue ajustando la presión de inyección y la geometría de las toberas del inyector, de forma que se logre un equilibrio entre el diámetro de las gotas (micromezcla), la longitud del chorro, la penetración de la gota y el movimiento del aire (todos ellos relacionados con la macromezcla). Es deseable evitar que las gotas de combustible se depositen sobre las paredes de la cámara de combustión, puesto que si éstas no se queman son finalmente emitidas como hidrocarburos no quemados.

Además de los clásicos sistemas de formación de mezcla en motores diesel, hay otros tipos especiales de sistemas, como los correspondientes a los motores duales de gas y gasóleo, y los motores de combustión diesel con mezcla homogénea, cuyo estudio en profundidad escapa del alcance de la asignatura.

5.4.1. Descripción general de los sistemas de inyección

5.4.1.1. Tareas

El sistema de inyección es el principal responsable de realizar con la suficiente calidad las tareas que se describen a continuación, que se resumen en permitir una adecuada dosificación, bajas emisiones de partículas en el escape, bajo consumo, rápida respuesta y funcionamiento suave con poco ruido.

Dosificación: el grado de carga en los motores diesel depende exclusivamente de la dosificación del gasto másico del combustible. Por tanto, éste debe ser tan preciso como sea posible para obtener las mejores respuestas y prestaciones. La tolerancia de la cantidad de combustible inyectada ciclo a ciclo debe ser lo más pequeña posible en todo el rango de funcionamiento del motor, a fin de asegurar una progresividad y suavidad en el funcionamiento del motor y una regularidad de combustión cilindro a cilindro y ciclo a ciclo.

Limitación del ruido: a altos grados de carga, cuando el dosado se aproxima a la proporción estequiométrica, existe riesgo de excesivo ruido, por lo que la ley de inyección debe ser estudiada para evitar la autoinflamación de gran cantidad de combustible durante la segunda fase de la combustión.

Emisiones de partículas: igualmente, a altas cargas es cuando existe mayor riesgo de emisión de partículas. La dosificación a plena carga, cuando las prestaciones del motor han de maximizarse, debe efectuarse respetando cierto margen de seguridad desde el punto de vista de la emisión de partículas.

Ley de inyección: la inyección debe adaptarse a las condiciones operativas del motor. Como se estudió en el capítulo de combustión, se puede variar tanto la velocidad de inyección, que se controla mediante la presión de inyección, como el tiempo de inyección. Por lo general, una alta velocidad de inyección al principio de la inyección revierte en una gran cantidad de mezcla preparada durante el tiempo de retraso, por lo que la segunda fase de la combustión puede ser brusca, con temperaturas locales altas que dan pie a la formación de NO_x y a excesivo ruido. Frecuentemente es imposible satisfacer todos los requisitos con una sola inyección, por lo que la ley de inyección puede contemplar la posibilidad de realizar múltiples inyecciones

en un solo ciclo, de forma que se adecue el combustible suministrado en cada fase de la combustión (ver capítulo de combustión). Una pre-inyección breve reduce sustancialmente el tiempo de retraso al encendido de la siguiente inyección principal y puede, por tanto, suavizar las características y el ruido de la combustión. Asimismo, una inyección secundaria, a alta presión y, por tanto, con un espray bien preparado, es capaz de oxidar las partículas generadas durante la pre-inyección y de incrementar la temperatura de escape cuando así lo requiere el sistema de postratamiento de gases contaminantes (por ejemplo, para regenerar el filtro de partículas). Las leyes de inyección con inyecciones múltiples requieren aún mayor precisión y menores tolerancias en relación con el combustible suministrado.

Adaptación flexible a las condiciones ambientales y de operación: además de las citadas tareas, un sistema de inyección debe reaccionar de forma flexible a los procesos dinámicos (aceleraciones, arranques en frío o en caliente, transitorios térmicos, ralentí, etc.), así como a las condiciones ambientales, por lo que se hace necesario el control electrónico del sistema de inyección. Los sistemas basados en regulación mecánica solamente perduran en motores no sujetos a normativas anticontaminantes estrictas (aplicaciones distintas de la automoción).

5.4.1.2. Componentes

En un sistema de inyección, todos los sistemas involucrados: mecánicos, hidráulicos, eléctricos y electrónicos, deben trabajar de forma conjunta. El sistema de inyección se puede dividir en cuatro subsistemas.

Sistema de baja presión: el sistema de baja presión se encarga de suministrar el combustible desde el tanque hacia el sistema de inyección de alta presión. A semejanza de los sistemas de inyección de los MEP, el sistema de bombeo de combustible puede ubicarse bien en el tanque o bien como una bomba integrada en la bomba de alta presión. La presión manométrica de trabajo puede variar entre 1 y 15 bar, dependiendo del sistema de inyección y del régimen de giro. Cuando se dimensionan los equipos ha de tenerse en cuenta la misión auxiliar de refrigerar que tiene el combustible.

Sistema de alta presión: el sistema de alta presión consiste esencialmente en la bomba de alta presión. Las bombas suelen ser de émbolo, lineales o radiales, debido a las altas presiones demandadas. Solamente estos tipos de

bombas son capaces de generar presiones mayores de 1000 bar de forma estable y de satisfacer los requisitos de dosificación necesarios.

Las bombas de émbolo impulsan el combustible, prácticamente incompresible, hacia los inyectores. Esta acción provoca el aumento de la presión y, en los sistemas convencionales, el levantamiento de la aguja del inyector; momento en el que empieza la inyección (tal y como se esquematiza en la figura 5.11).

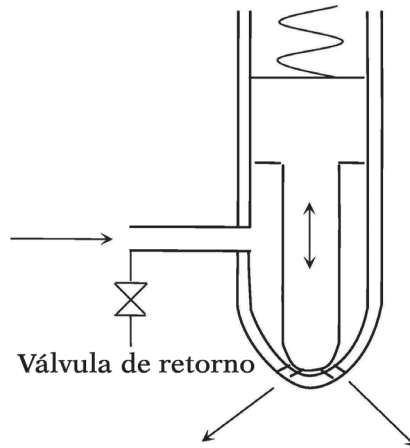


Figura 5.11. Esquema del sistema de levantamiento de la aguja en un inyector básico.

El esfuerzo del pistón de la bomba sobre el combustible hace que la presión en el inyector aumente o se mantenga durante el suministro de éste a la cámara de combustión, mientras no se abra la válvula de retorno de combustible. En el momento de apertura de ésta, el combustible pierde presión al evacuarse por dicha válvula, la aguja desciende y el inyector se cierra. En motores modernos, tanto el levantamiento como el descenso de la aguja están regulados electrónicamente por la acción sobre la válvula de descarga (normalmente de solenoide o un actuador piezoeléctrico), tal y como se estudiará. En estos motores, la bomba de alta presión sirve exclusivamente para generar una presión muy elevada y para hacer circular el combustible, pero la dosificación y la presión final de inyección se controla actuando electrónicamente y no por la acción mecánica sobre la válvula de retorno.

El suministro de combustible debe estar completamente sincronizado con la posición del cigüeñal. En los sistemas mecánicos esto se consigue haciendo que el eje de la bomba gire de manera solidaria al cigüeñal. En los sistemas electrónicos esta sincronización se encomienda al control de tiempos de la centralita de cálculo.

Inyector: las principales misiones del inyector son controlar el tiempo de inyección, la dosificación precisa y la correcta preparación del chorro para la formación de la mezcla y la combustión. Para ello es indispensable un sistema de control.

Regulación y control: los tres sistemas anteriormente citados están coordinados por un sistema de regulación y control. Mientras que en los sistemas tradicionales el control es puramente mecánico, hidráulico y, en ciertos casos, neumático, los sistemas de inyección modernos incluyen unidades de cálculo, sensores y actuadores que permiten un control electrónico más preciso y ligero.

Los actuadores eléctricos son habitualmente solo de control; las grandes fuerzas necesarias para el desplazamiento de los componentes se suelen generar en cualquier caso vía hidráulica o neumática. El control electrónico y el sistema de regulación se incorporan dentro del sistema de gestión del motor y del vehículo, por lo que la gestión tiene en cuenta un elevado número de variables.

5.4.1.3. Clasificación

Los sistemas de inyección diesel se suelen clasificar en función del sistema de alta presión. Se puede efectuar una primera clasificación general, que divide los sistemas en dos grandes grupos, en función de si la alta presión se genera de forma síncrona con el tiempo de inyección o de forma asíncrona. La principal característica de los sistemas de inyección con generación de presión síncrona es que la generación de la alta presión tiene lugar de forma independiente para cada cilindro, en el momento adecuado y simultáneamente a la inyección (es decir, la presión se genera de forma sincronizada a la secuencia de inyección del motor). Por el contrario, los sistemas asíncronos generan presión de forma más o menos constante e independientemente del ciclo del motor, existiendo un segundo sistema que

se encarga de gestionar el momento de suministro de combustible a cada inyector. Los principales sistemas son los siguientes:

- Sistemas síncronos:
 - sistemas de bomba individual;
 - sistemas con bombas de inyección en línea;
 - sistemas con bombas de inyección con distribuidor;
 - sistemas con inyector-bomba;
- Sistemas asíncronos:
 - sistema de raíl común.

5.4.2. Sistemas de inyección

5.4.2.1. *Sistemas con bomba individual*

Es uno de los sistemas de inyección diesel más antiguos. Este sistema se caracteriza por que el émbolo de cada bomba, una por cilindro, se acciona mediante levas talladas en un árbol sincronizado con el cigüeñal. Estos sistemas se montaban en motores con el árbol levas situado en la parte inferior. Se han usado en pequeños motores, en motores para maquinaria de construcción, motores estacionarios, y en motores de locomotoras y barcos. Alcanzaban altas presiones (hasta 2000 bar) y eran muy robustos, aunque no lo suficientemente precisos para las prestaciones demandadas en la actualidad.

Se puede considerar que, de alguna forma, los sistemas inyector-bomba, que se estudian más adelante, son la evolución de estos antiguos sistemas, si bien el inyector-bomba se monta en la culata, se controla electrónicamente y el levantamiento de aguja se produce con una válvula de solenoide.

5.4.2.2. *Bombas de inyección en línea*

Es un sistema parecido al anterior pero se configura con una sola bomba con múltiples cilindros, accionada también mediante levas, con el

mismo número de émbolos que cilindros del motor. Cada émbolo trabaja para un inyector y está sincronizado con el tiempo del cilindro correspondiente. El eje de la bomba está, por tanto, sincronizado con el cigüeñal. El rango de presiones de las bombas de inyección en línea se extiende desde aproximadamente 550 bar hasta 1350 bar.

Al ser un diseño más compacto y con menos componentes, permite mayores velocidades de funcionamiento que los sistemas de bombas individuales. No obstante son también sistemas que han quedado obsoletos por no satisfacer las características demandadas actualmente.

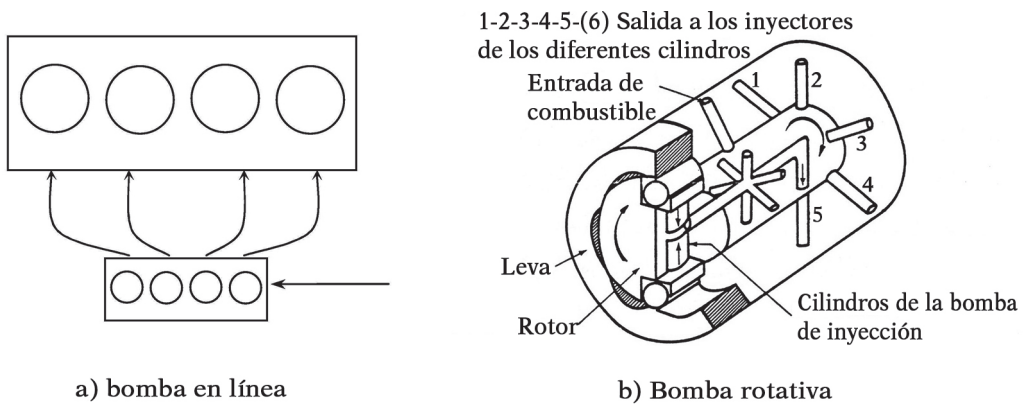


Figura 5.12. Esquema de los sistemas con bomba en línea y rotativas con distribuidor.

Estos sistemas se han empleado en muchos tipos de motores, incluyendo la automoción (turismos y vehículos pesados). Sin embargo, debido a la demanda de bajas emisiones contaminantes y bajo consumo, así como la necesidad de mayores presiones de inyección, precisión de suministro y complejas leyes de inyección, los sistemas de inyección de bomba en línea han sido o están siendo reemplazados por sistemas de inyección regulados con válvulas de solenoide.

5.4.2.3. *Bomba de inyección rotativa con distribuidor*

Además de las bombas de inyección en línea, las bombas de inyección con distribuidor son el segundo diseño más empleado de bomba compacta.

Consiste en una bomba de alimentación de baja presión, la propia bomba de alta presión, una unidad de sincronización y un control de velocidad y de dosificación. La bomba de alta presión puede estar diseñada como una bomba de pistones bien axiales o bien radiales.

En contraste con las bombas en línea, esta bomba se distingue porque el número de émbolos no tiene que coincidir con el número de cilindros. Esto es posible porque la frecuencia de los émbolos se corresponde con la frecuencia de encendido del motor y no con la frecuencia de cada cilindro, para lo que es necesario sincronizar la velocidad de la bomba con la desmultiplicación oportuna. Por otro lado, el distribuidor es el encargado de dirigir el combustible al cilindro correspondiente.

Estas bombas se han montado en antiguos motores diesel rápidos de vehículos de pasajeros y comerciales ligeros, aunque también se han usado en motores industriales medios. La presión de inyección puede alcanzar valores de 1200-1300 bar.

Al estar el sistema de generación de presión desacoplado de la distribución del combustible, resulta posible controlar la inyección mediante válvulas de solenoide. Por ese motivo, estos sistemas de inyección permitieron el empleo de leyes de inyección más sofisticadas que las empleadas con sistemas mecánicos, incluyendo generalmente una preinyección antes de la inyección principal.

Asimismo, estos sistemas se caracterizan por no llevar lubricante (a diferencia que de las bombas unitarias y las bombas en línea, que emplean el mismo lubricante del motor). Por ese motivo, el combustible debe satisfacer ciertas propiedades tribológicas para tener la viscosidad adecuada.

5.4.2.4. *Sistemas inyector-bomba*

En los sistemas inyector-bomba o bomba-inyector, el elemento generador de presión y el inyector están ensamblados en la misma pieza. El émbolo de la bomba lo acciona el árbol de levas, situado en cabeza, por acción directa de la leva correspondiente. Debido a la ausencia de conductos de alta presión (inyector y bomba están unidos), el volumen de combustible a presurizar es pequeño. Esta característica permite que estos sistemas alcancen las mayores presiones de inyección (entre 2000 y 2500 bar).

Estos sistemas se emplean actualmente en algunos motores diesel de automoción. Al ser un sistema de inyección directa es necesario que el árbol de levas se sitúe en cabeza. Esto, unido a que el propio inyector-bomba ha de situarse asimismo en la cabeza del cilindro, complica el diseño de la culata del motor y obliga a realizar diseños específicos a tal efecto (no es posible la readaptación de diseños existentes).

Como se ha comentado anteriormente, en el pasado fueron empleados sistemas muy parecidos conceptualmente. La principal diferencia respecto de ellos es el control electrónico de la presión de inyección con válvulas de solenoide. Esta válvula tiene no solo la misión de gobernar la ley de inyección sino también la de conmutar el circuito hidráulico de carga de combustible previa a la inyección con el circuito de inyección.

Antes de la inyección, la bomba de baja presión envía combustible al inyector, que se ubica en dos cámaras (figura 5.13): una inferior alrededor de la aguja y otra superior tras el asiento del muelle del levantamiento de la aguja. La válvula está dispuesta de forma que el combustible que viene de la bomba llena ambas cámaras con combustible a poca presión. La pequeña presión no es capaz de vencer la fuerza ejercida por el muelle para el levantamiento de la aguja.

Cuando la leva presiona el émbolo de la cámara superior, la válvula se dispone de forma que se impide la entrada de combustible y se comunica la cámara superior con el retorno a baja presión, por lo que el volumen de combustible desplazado por el émbolo retorna al sistema de baja sin ser inyectado. En el momento que se desea que comience la inyección, la leva sigue desplazando el émbolo de la cámara superior pero la válvula se dispone de forma que las dos cámaras continúan conectadas entre sí pero no con el retorno. La leva accionada por el árbol correspondiente ejerce una presión muy alta sobre la cámara superior, que se transmite a la de debajo por un pequeño conducto abierto por la válvula. Cuando, por el desplazamiento del émbolo, la presión en la cámara inferior supera a la ejercida por el muelle, la aguja se levanta.

Para finalizar la inyección, cuando la presión es la deseada, actúa de nuevo la válvula de solenoide, que de nuevo comunica la cámara superior con el retorno, disminuyendo la presión del sistema y restituyendo la aguja a su posición de reposo por la caída repentina de presión.

El control electrónico sobre la válvula de solenoide permite el uso de leyes de inyección muy flexibles. El diseño del inyector es complejo debido a la integración de dichas válvulas en la misma pieza así como de los conductos de retorno y las pequeñas cámaras de combustible. La labor de lubricación la desempeña el propio combustible.

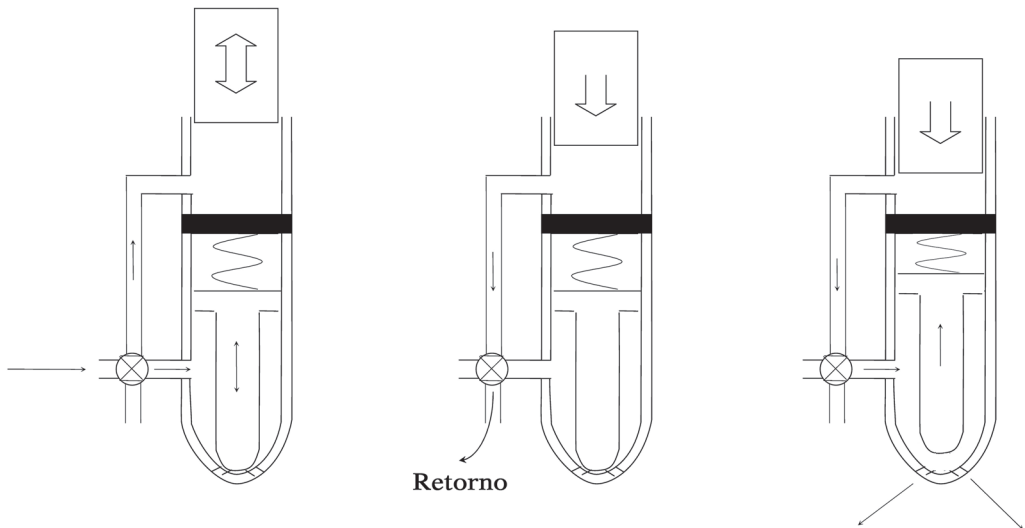


Figura 5.13. Esquema de un inyector-bomba.

5.4.2.5. *Sistemas de raíl común*

El raíl común (figura 5.14) hace las veces de un pequeño depósito o cámara con combustible a muy alta presión, que es suministrado por la bomba de alta presión, totalmente des-sincronizada del motor. De dicho raíl salen las correspondientes líneas que conducen el combustible a cada inyector. El raíl común se diseña (diámetro y longitud) de forma que las fluctuaciones de presión durante la inyección quedan adecuadamente amortiguadas y buscando, también, un breve tiempo de llenado.

La bomba de alta presión proporciona la presión adecuada a las condiciones operativas del motor. Además, se dispone de varias válvulas reguladoras de presión para ajustarla de manera más precisa en la cercanía de cada inyector.

Los inyectores tienen un sistema de dos cámaras con cierta similitud a los explicados para el inyector-bomba. El sistema se llena con combustible procedente de la línea de alta presión, estando ambas cámaras a la misma presión y la aguja ocultando las toberas de inyección. En el momento de la inyección, se envía una señal eléctrica bien a una válvula de solenoide o bien a un piezoeléctrico que, con su actuación, descarga la cámara superior enviando combustible al retorno. Por diferencia de presiones entre ambas cámaras, la aguja se levanta cuando dicha presión diferencial supera la tarada por el muelle. Cuando se elimina la señal eléctrica, el sistema vuelve a su posición de reposo y las cámaras se llenan nuevamente.

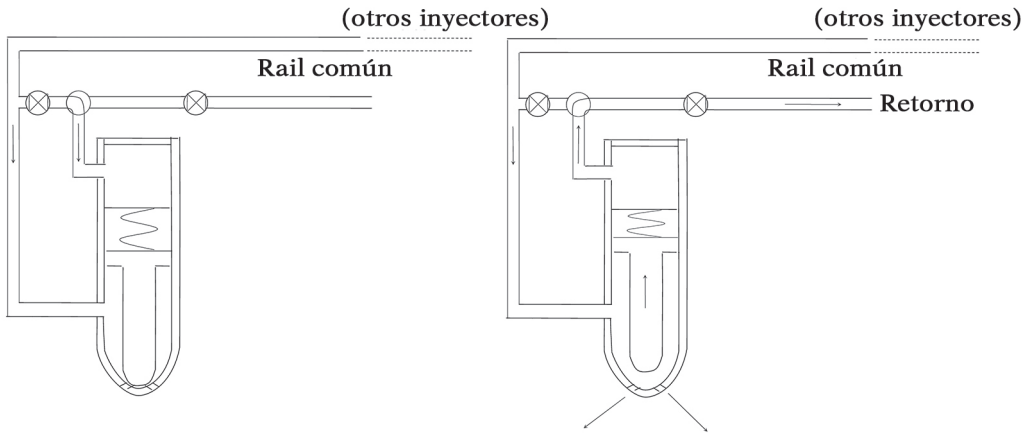


Figura 5.14. Esquema de los inyectores en un sistema de rail común.

Los sistemas de rail común permiten una selección totalmente libre de la presión de inyección, dentro de unos límites. Esta característica le otorga al diseñador mayor libertad a la hora de definir la ley de inyección en comparación con los sistemas controlados por levas. En efecto, con estos sistemas se puede seleccionar no solo la presión de inyección sino también su variación según una función dada (por ejemplo una rampa creciente) o hacer pre-inyecciones o post-inyecciones gracias al empleo de válvulas de solenoide y de los reguladores de presión. Asimismo, es un sistema que requiere menos exigencias físicas, por lo que su implantación es menos costosa, siendo viable la adaptación de antiguos motores para que incorporen este sistema sin tener que rediseñar por completo la culata.

El sistema asegura una máxima igualdad de presión de suministro en cada uno de los cilindros, lo que favorece para el control de formación de emisiones contaminantes y suavidad de respuesta. Por estos motivos, hoy en día es el sistema más habitual en los motores diesel de automoción.

El diseño debe prestar especial cuidado a las soldaduras entre las líneas de inyección y el raíl común, puesto que el combustible sufre en el interior fuertes oscilaciones de presión, que se transmiten a las paredes de los conductos. La existencia de una línea de presión con una cantidad de combustible alta en comparación con la que se puede encontrar en un inyector-bomba, hace que puedan existir ondas de presión no deseables. Por ese motivo, las presiones máximas se sitúan en torno a 1500-2000 bar, algo inferiores a las alcanzadas por los sistemas de los inyector-bomba.

La misión de lubricación la desempeña, de nuevo, el propio combustible.

5.4.3. Inyectores y toberas

Como se acaba de estudiar, los sistemas de inyección actuales están basados en inyectores con electro-válvulas, bien electromagnéticas —de solenoide— o bien piezoeléctricas —tecnología más reciente con menor consumo eléctrico y relativamente poco voltaje—. Como en los sistemas clásicos, el levantamiento de la aguja es hidráulico, al vencer el combustible en la punta del inyector la fuerza ejercida sobre el lado opuesto de la aguja. Esta fuerza, en los sistemas convencionales la ejercía un muelle antagonista (figura 5.11). En los sistemas actuales (en especial los de raíl común), además de poder incluir un muelle, existe una pequeña cámara de alta presión que compensa la presión ejercida en la zona de la punta de la aguja mientras no se abra la electroválvula (figura 5.13), de accionamiento extraordinariamente rápido y preciso. De esa forma, las altas fuerzas ejercidas son básicamente hidráulicas, con lo que el sistema no depende en exclusiva de la calibración de un muelle, y muy controlables, por lo que se tiene gran precisión en la ley de inyección.

Los inyectores de nueva generación son capaces de proporcionar una respuesta extremadamente rápida y de soportar las vibraciones y temperaturas propias de un motor de automoción.

Por otro lado, el combustible entregado por la bomba se inyecta a muy alta presión en la cámara de combustión a través de las toberas u orificios del inyector. Las principales tareas de la tobera son caracterizar la curva de descarga (de forma análoga a la presentada en la ecuación 5.3 para inyección MEP, si bien a presiones tan elevadas los efectos de compresibilidad de un líquido pueden empezar a presentarse), así como atomizar y distribuir el combustible en la cámara de combustión. El diseño de las toberas debe considerar, por tanto, los siguientes aspectos:

- tipo de combustión (inyección directa o indirecta);
- geometría de la cámara de combustión;
- número de chorros, así como su forma y dirección;
- tiempo de inyección;
- tasa o velocidad de inyección.

Por razones de rigidez, el diseño del cono o vértice donde se aloja la aguja debe ser cuidadosamente estudiado. Asimismo es importante el volumen residual que queda entre la punta de la aguja y el vértice del cono, dado que este volumen no se inyecta teóricamente pero puede finalmente evaporarse e introducirse en el cilindro dando lugar a emisiones de hidrocarburos no quemados (como se adelantó en el apartado 2.6.1). Todos estos efectos están siendo convenientemente estudiados para mejorar las prestaciones de los inyectores, y tienen especial incidencia cuando se trata de sistemas de inyección con diversas pre-inyecciones o post-inyecciones.

El número de orificios depende del tipo de combustión y del movimiento del aire dentro de la cámara de combustión. En general, cuanto más intensa es la turbulencia, se requiere un menor número de orificios. El número suele variar entre 5 y 12.

5.4.4. *Adecuación de la inyección a la operación del motor*

La adaptación de la inyección al punto de funcionamiento del motor estaba encomendada históricamente a sistemas de regulación mecánicos. Las variables fundamentales las constituían el grado de carga y el régimen de giro. Asimismo, también existían ciertos elementos de control para regular el

ralentí, los arranques en frío y el régimen de giro máximo. Los sistemas más sofisticados incluían sistemas de medida de presión del colector de admisión, temperatura y presión ambiental en el arranque y temperatura de combustible. Los principales ajustes se describen brevemente a continuación:

- *Control del grado de carga:* (equivalente a control del dosado): como se ha mencionado a lo largo del texto, se regula mediante la apertura de la válvula de descarga (la apertura puede ser mecánica, por diferencia de presiones o electromagnética).
- *Régimen de giro:* no es directamente controlable por la inyección pero, para poder trabajar a altos regímenes, es necesaria una alta presión de inyección para mejorar la micromezcla.
- *Control de ralentí:* son sistemas mecánicos que evitan la irregularidad de la marcha al ralentí (la inyección y dosificación pueden ser poco precisos a grados de carga muy bajos). Estos sistemas aumentan el dosado ante caídas de régimen de giro y viceversa.
- *Sistemas de corte de la inyección:* con ellos se limita el régimen de giro del motor, de forma que se impide la inyección cuando el motor excede del régimen máximo impuesto por razones de resistencia mecánica.
- *Reguladores de velocidad:* son sistemas parecidos a los de control de ralentí. Su objetivo es mantener constante el régimen de giro del motor. Solo se introduce en motores estacionarios que deben funcionar a velocidad constante.

Gracias a la llegada de la electrónica, el número de variables se complementó con temperatura y presión ambiental en cualquier condición operativa, la proporción de recirculación de gas de escape, sistemas de estabilización, señales de los sistemas de tratamiento de gases de escape y estilo o demanda de tipo de conducción en el caso de vehículos de pasajero (posición del acelerador, variación de la posición, entre otros). Todas esas variables son proporcionadas por los respectivos sensores y enviadas a la central de cálculo del motor. Ésta, a su vez, contiene los mapas de inyección con las características que deben enviar a los distintos actuadores, en especial las electroválvulas, a fin de ejecutar la ley de inyección óptima en cada caso, definiendo las preinyecciones, existencia o no de post-inyecciones, la rampa de presión de inyección, el tiempo de inyección, etc.

CAPÍTULO 6

CURVAS CARACTERÍSTICAS

Objetivos fundamentales del capítulo

- Conocer qué se conoce por curvas características y su utilidad.
- Diferenciar entre las curvas características a plena carga, las curvas de mínimo consumo y los mapas de prestaciones a carga parcial.
- Conocer los conceptos de máxima potencia, máximo par, mínimo consumo y saber qué se conoce por polo económico del motor.
- Conocer las curvas características y los mapas más apropiados para el diseño o la selección del motor en función de la aplicación en la que se instala.
- Estudiar los parámetros que permiten comparar tecnológicamente los motores con independencia de su tamaño.
- Diferenciar entre mapas de prestaciones y mapas de actuaciones.

6.1. INTRODUCCIÓN

Las curvas características de un MCI son la representación, generalmente en forma de diagramas, de las prestaciones en régimen estacionario del motor en función de las posibles condiciones operativas.

Se entiende por prestaciones a aquellos parámetros que proporcionan información básica y útil sobre el motor, como son la potencia, el par, el consumo o el rendimiento. En función de la aplicación, pueden interesar otras variables adicionales como, por ejemplo, la temperatura de escape (en una aplicación de cogeneración) o emisiones de ciertos contaminantes (por ejemplo, NO_x en motores estacionarios).

Por otro lado, las variables que determinan las condiciones operativas en régimen estacionario son, generalmente, el régimen de giro y el grado de carga del motor. A estas dos condiciones operativas se les pueden sumar las de presión y temperatura atmosférica y, en ocasiones, la riqueza de la mezcla, el avance del encendido u otras específicas en función de la aplicación.

En aplicaciones como la automoción o la generación de energía eléctrica, las correcciones que se han de aplicar en función de la variación de las condiciones ambientales pueden ser significativas a nivel cuantitativo, pero no lo son a nivel cualitativo, por lo que se suelen dar las curvas características en unas condiciones estándar y, en caso necesario, las correcciones para corregir la lectura cuando las condiciones ambientales son otras.

Efectivamente, esta información (influencia de las condiciones ambientales) no es especialmente relevante si las curvas se emplean para comparar distintos motores o familias de motores. Sin embargo, en otras aplicaciones, como la aviación, la descripción del comportamiento del motor en función de las condiciones ambientales es esencial, puesto que tanto la presión como la temperatura de admisión varían muy apreciablemente en función de la altura de vuelo. Por tanto, la altura de vuelo se suele sumar al régimen de giro y al grado de carga a la hora de representar las curvas características.

En aplicaciones de generación de energía eléctrica, por el contrario, el régimen de giro se puede eliminar, puesto que los motores trabajan a régimen constante, por imposición de la frecuencia de la red eléctrica a la que suministran la potencia generada. Por último, en motores de motoci-

cleta, en ocasiones, la riqueza y el avance del encendido son parámetros independientes y seleccionables, por lo que es de interés la evolución de las prestaciones en función de la variación de estos.

En definitiva, las curvas características son la descripción del comportamiento del motor, y son de utilidad para las siguientes cuestiones:

- como ya se ha adelantado, para comparar motores de una misma familia o para comparar distintas familias de motores;
- para efectuar el dimensionado o la selección de un motor en función de la aplicación;
- para conocer las prestaciones en los puntos de mayor exigencia de potencia, par o mínimo consumo.

6.2. REPRESENTACIÓN E INTERPRETACIÓN

Como se ha mencionado, las curvas características proporcionan en forma gráfica la potencia, el par y el consumo o el rendimiento del motor —pueden incluirse otros parámetros en función de la aplicación—, todas ellas en función de las condiciones operativas del motor: régimen de giro y grado de carga —a los que, asimismo, se pueden sumar otros en función de la aplicación o eliminar el régimen de giro en aplicaciones de generación de electricidad—. Aunque, efectivamente, son esos dos parámetros libres los que determinan el punto de funcionamiento del motor (por ejemplo en automoción), en el capítulo se presentan primero, por simplicidad, las curvas correspondientes al funcionamiento solamente a plena carga. Esas curvas presentan, por tanto, los puntos de funcionamiento del motor que proporcionan la máxima potencia y el máximo par para cada régimen de giro. Una vez comprendida la representación, se introducirá la curva de consumo mínimo y, finalmente, las curvas características con los puntos de funcionamiento a carga parcial.

6.2.1. Curvas de potencia y par a plena carga

La figura 6.1 muestra, de forma genérica, las curvas características de máxima potencia y máximo par en función del régimen de giro del motor.

Como se observa, la curva de potencia tiene pendiente positiva respecto del régimen de giro. Este comportamiento se puede explicar con ayuda de la ecuación 6.1:

$$N_e = W_i \cdot \eta_m \cdot n \cdot i = pme \cdot V_T \cdot n \cdot i \quad [6.1]$$

Si bien el trabajo indicado no es constante, puesto que depende de las condiciones operativas del motor y de numerosos reglajes (relacionados con la distribución, el encendido, la inyección y la refrigeración, entre otros), su valor viene dado por el ciclo termodinámico a través del diagrama del indicador, y es mucho más constante que el régimen de giro, que puede variar desde un valor casi nulo hasta frecuencias de giro muy elevadas. Por ejemplo, en un motor de automoción el máximo régimen de giro puede multiplicar por más de 5 el régimen de ralentí, que es la condición correspondiente a carga nula y velocidad mínima. Por el contrario, el trabajo indicado máximo (o la presión media indicada máxima) para cada régimen de giro no varía de orden de magnitud en todo el rango de funcionamiento del motor.

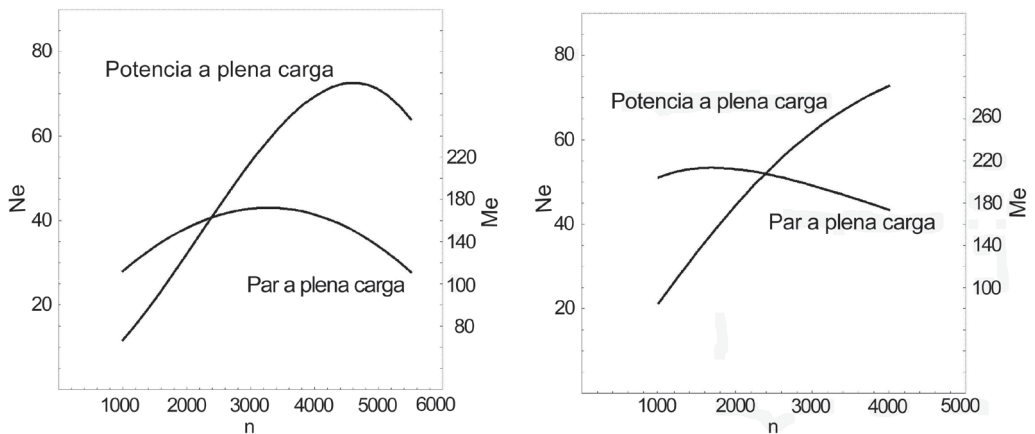


Figura 6.1. Curvas características a plena carga de los MEP y los MEC sin sobrealimentar.

A elevados regímenes de giro la tendencia cambia y la curva de potencia alcanza un máximo a un determinado régimen de giro. Dicha condición de funcionamiento es la de máxima potencia del motor, en términos absolutos, y el régimen al que tiene lugar se denomina régimen de máxima potencia.

La existencia del máximo se puede justificar, de nuevo, con la ayuda de la ecuación 6.1. A elevados regímenes de giro, el trabajo indicado y, con él, el par empiezan a disminuir. Este comportamiento se debe, entre otras cosas, a que los reglajes del motor empiezan a estar desajustados puesto que no es posible su optimización exacta para cualquier condición de funcionamiento. Más adelante, al estudiar la forma de la curva de par máximo, se incide en ello. Por otro lado, a elevados regímenes de giro las pérdidas mecánicas (que están englobadas en el rendimiento mecánico) son cada vez mayores: la potencia de pérdidas mecánicas por fricción y accionamiento de auxiliares depende del cubo del régimen de giro y el trabajo de bombeo es asimismo cada vez mayor. Ambos efectos, pérdidas de trabajo por desajustes de reglajes y aumento de pérdidas mecánicas, hacen que las pérdidas empiecen a dominar frente al régimen de giro, por lo que se produce un máximo de trabajo.

Por último, la curva de potencia termina en el régimen de giro de corte de inyección o de encendido, a partir del que, por criterio de diseño, se fuerza a que no tenga lugar el proceso de combustión, a fin de evitar regímenes de giro excesivamente elevados.

En algunos tipos de motores, especialmente los MEC lentos de dos tiempos, la curva de potencia no presenta un máximo (de pendiente horizontal), sino que la máxima potencia se obtiene al máximo régimen. Esto es debido a que el corte de la inyección tiene lugar a un régimen de giro menor que aquel en el que se obtendría el máximo en la curva de potencia.

La figura 6.1 también representa la evolución de la curva de par máximo frente al régimen de giro del motor. Como es sabido, la relación entre potencia y par viene dada por la siguiente ecuación:

$$N_e = \omega \cdot M_e = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot M_e \quad [6.2]$$

La expresión anterior se puede expresar, de forma análoga a la ecuación 6.1, en función del trabajo indicado o la presión media indicada o efectiva:

$$M_e = \frac{W_i \cdot \eta_m \cdot i}{2 \cdot \pi} = \frac{pme \cdot V_T \cdot i}{2 \cdot \pi} \quad [6.3]$$

Se observa que el valor del par está íntimamente relacionado con la presión media efectiva del motor. El valor máximo que la pme toma para

cada régimen de giro es bastante constante y, por tanto, la curva de par máximo también lo es. No obstante, existe un régimen de giro para el que el par es máximo de forma absoluta. Este régimen se denomina régimen de par máximo y se presenta a frecuencias de giro menores que la de máxima potencia.

La forma de la curva se puede explicar recordando el capítulo de renovación de la carga. A este respecto cabe recordar la influencia del llenado del motor, destacando el efecto del rendimiento volumétrico en motores de cuatro tiempos (y, análogamente, los coeficientes de admisión y rendimiento de carga en motores de dos tiempos).

De forma resumida, partiendo del máximo par hacia regímenes decrecientes, los reglajes de encendido, distribución, etc. están cada vez menos ajustados. De la misma forma, partiendo del punto de par máximo en dirección a regímenes crecientes, llega un momento en el que los reglajes vuelven a estar desajustados y, adicionalmente, las pérdidas mecánicas por fricción y bombeo hacen que la curva de par decrezca cada vez de forma más pronunciada. Comparando las expresiones 6.1 y 6.3 se observa que en la expresión la potencia aparece multiplicando el régimen de giro, mientras que en la de par no. Por ese motivo, a pesar de que a partir del régimen de par máximo éste empiece a disminuir, la potencia continua creciendo hasta que las pérdidas mecánicas empiezan a dominar.

Es importante recordar que las curvas de máximo par y máxima potencia representan el conjunto de puntos en los que el motor funciona a plena carga en cada régimen de giro. Es decir, los puntos de operación del motor por encima de dichas curvas no son posibles. Sin embargo sí es posible (y, de hecho, es lo habitual) que el motor funcione por debajo de ellas, proporcionando un par o una potencia menor que la máxima para el régimen de giro de trabajo.

Asimismo, conviene destacar algunos aspectos en relación con las curvas de potencia máxima y par máximo.

Por un lado, se debe recordar que la curva de potencia proporciona una magnitud, la potencia, que *prácticamente se conserva desde que se genera en el motor hasta que se consume en el punto de demanda*, y es comparable para cualquier tipo de motor, con independencia del régimen de giro de trabajo.

Efectivamente, solamente hay pequeñas pérdidas de potencia en los engranajes o sistemas mecánicos (excepto en el caso de embragues y frenos, en los que la fricción es muy elevada y se disipa mucha potencia). La conservación de la potencia en el tren de transmisión desde su generación en el motor hasta el punto de demanda hace que esta curva sea especialmente relevante a la hora de seleccionar el motor, puesto que éste debe satisfacer la potencia deseada para la aplicación.

El par, por el contrario, es una magnitud que se puede *multiplicar o desmultiplicar* en el tren de transmisión, por lo que *ha de observarse teniendo en cuenta la velocidad de giro* a la que va asociada. La magnitud observada, por tanto, no es tan significativa en su valor cuantitativo como la potencia, pues el valor del par en el punto de demanda puede ser mayor o menor que el par motor (además, con fuertes variaciones). Sin embargo, aunque cuantitativamente no proporcione información tan valiosa como la potencia, la forma de la curva de par es de gran interés cualitativo.

En efecto, al no estar asociada al régimen de giro, la curva de par da información muy clara de cuál es la zona donde el motor proporciona buenas prestaciones o, al contrario, los regímenes en los que las pérdidas dominan o los reglajes no son los idóneos. Por la misma razón, la curva de par permite definir el concepto de «elasticidad», que indica la tendencia del motor a dar una buena respuesta ante variaciones de demanda ajenas al propio control del motor (o del conductor u operador).

Se dice que un motor es elástico cuando tiene una buena respuesta, lo que permite controlar el motor fácil o cómodamente ante variaciones de demanda hasta su nuevo estado de equilibrio. En el caso contrario se dice que el motor es *poco elástico o exigido*. Un motor es elástico si la pendiente de la curva de par es plana o ligeramente negativa (sin llegar a caídas de par excesivas) y lo es más cuanto más prolongada es dicha zona, que tiene lugar entre el régimen de máximo par y el de máxima potencia. Al contrario, el motor es menos elástico o exigido cuando el régimen de giro de par máximo está cerca del de máxima potencia; es decir, el máximo par se encuentra cerca de la zona de dominio de pérdidas, por lo que existe poco margen de maniobra en el motor.

El concepto se puede comprender con ayuda de la figura 6.2. En ella se observa que la curva de demanda de par de la aplicación particular (línea de puntos en la figura), asociada a las fuerzas resistentes que se pretenden

vencer —como pueden ser la resistencia aerodinámica o una fuerza electromagnética de un generador eléctrico— es, por lo general, creciente con el régimen de giro. El punto estacionario de trabajo es aquel en el que la curva de par motor iguala a la de par resistente¹, es decir, el punto de corte entre la curva de par motor y par resistente.

Si, por cualquier perturbación, el motor se decelera, el par demandado es menor que el par motor y se tiende a restablecer el punto de trabajo estacionario, pues el motor se acelera al ofrecer más par que el demandado. Este ajuste será tanto más cómodo o rápido cuanto mayor sea la diferencia entre las pendientes de demanda de par y par motor. Y viceversa, si el motor se acelera, el punto de trabajo se re-establecerá tanto más rápida y fácilmente cuanto mayor sea la diferencia de pendientes.

En los motores de automoción actuales se tiende a que la curva de potencia sea muy plana tanto a bajo régimen como a alto régimen de giro, lo que se logra por medio de la optimización de los reglajes en función del régimen de giro, como la distribución variable, y de la incorporación de distintos sistemas de sobrealimentación que intervienen a distintos regímenes de giro. Gracias a ello se consigue prolongar la zona de funcionamiento elástico del motor.

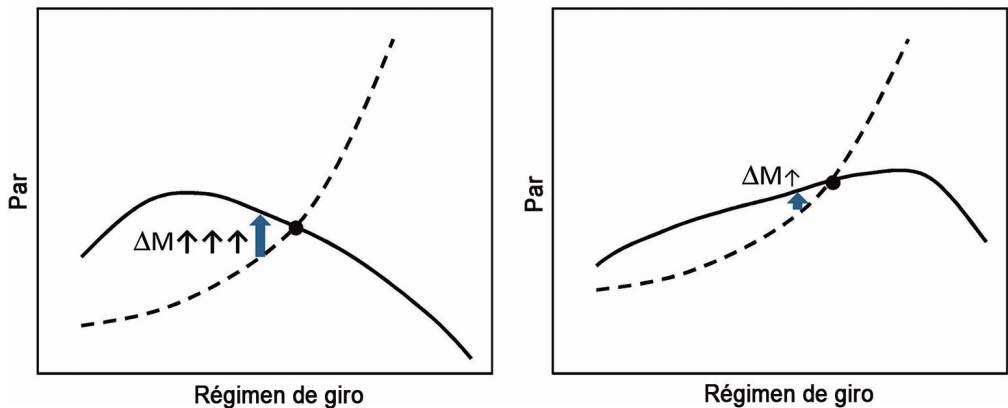


Figura 6.2. Motor elástico (izquierda) y exigido (derecha).

¹ Lo habitual es que el punto de equilibrio se obtenga en una curva de carga parcial, no de plena carga como en el ejemplo expuesto para la explicación.

6.2.2. Curvas de mínimo consumo

En muchas ocasiones se presenta, junto con las curvas de potencia y par máximo, las curvas de consumo específico mínimo. La forma habitual de esta curva se presenta en la figura 6.3, junto con las curvas de máxima potencia y par. Los puntos de la gráfica de mínimo consumo indican el consumo mínimo (o el máximo rendimiento según la ecuación 6.4) que el motor puede alcanzar en cada régimen de giro.

$$\dot{g}_e = \frac{\dot{m}_f}{N_e} = \frac{1}{\eta_e \cdot H_c} \quad [6.4]$$

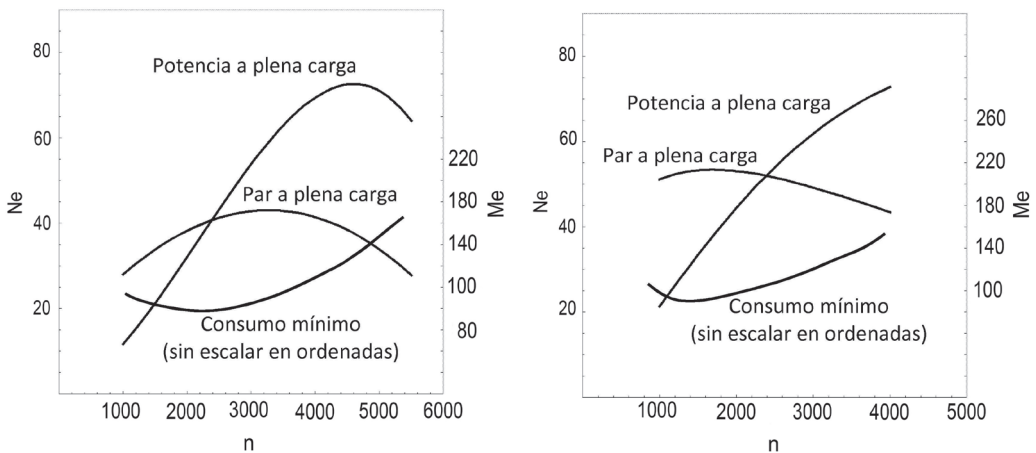


Figura 6.3. Curvas de máxima potencia, máximo par y mínimo consumo de MEP (izquierda) y los MEC (derecha) sin sobrealimentar.

Es muy importante destacar que los puntos de operación con consumo mínimo no tienen lugar a plena carga. Como se verá más adelante, tienen lugar a un grado de carga ligeramente inferior al máximo. Por tanto, si bien los puntos de la curva de par máximo y potencia máxima a un régimen dado son equivalentes (son el mismo punto de operación, a la misma carga e igual régimen de giro), los de la curva de consumo mínimo no lo son. Es decir, si se trabaja sobre la curva de consumo mínimo, la potencia y el par no serán los correspondientes a los de las curvas anteriores sino menores. Y viceversa, si se trabaja sobre la curva de plena carga el consumo no es el marcado por la curva mínimo consumo sino mayor.

En la figura 6.3 se observa que el régimen de giro de mínimo consumo se encuentra relativamente cerca del de máximo par, a una velocidad ligeramente menor, pero el punto de operación tiene lugar a un grado de carga menor. Como se ha explicado anteriormente, el punto de par máximo se encuentra en las proximidades de la zona donde los reglajes del motor (encendido, distribución, etc.) están optimizados. Por tanto, es de esperar que, en esa misma zona, el rendimiento termodinámico del motor sea también elevado. Por lo mismo, el rendimiento o el consumo empeoran por falta de optimización de reglajes a bajo régimen y por desajuste de reglajes y elevadas pérdidas mecánicas a alto régimen. El punto de mínimo consumo absoluto (o máximo rendimiento) se denomina *polo económico* del motor.

6.2.3. Curvas de funcionamiento a carga parcial

Como se ha mencionado, las curvas mostradas anteriormente proporcionan información acerca de las prestaciones del motor pero en las condiciones más exigentes para cada régimen de giro: potencia y par máximo o consumo mínimo. No obstante, el motor puede funcionar, en cada régimen de giro, en muchas otras condiciones. Es decir, la condición de máximo par y potencia o la condición de mínimo consumo son dos ejemplos de punto de funcionamiento del motor, pero la región de trabajo es cualquier punto que quede por debajo de la curva de par máximo o de potencia máxima.

Para mostrar las prestaciones del motor en cualquier punto de operativo (cualquier régimen y cualquier carga), se recurre a mapas en lugar de a curvas.

Como también se ha estudiado, la gráfica de potencia presenta información muy valiosa cuantitativamente, pero cualitativamente es menos útil puesto que la forma de la curva está muy influenciada por el régimen de giro, que tiende a hacerla creciente con el régimen. La curva de par, por el contrario, proporciona una magnitud menos útil pero tiene una forma desligada del régimen de giro. Por tanto, en ella se aprecian mejor las zonas de buen comportamiento y mal comportamiento del motor.

Por esa razón, las curvas características a carga parcial y los mapas del motor (cualquier magnitud que se quiera proporcionar) se suelen representar empleando la curva de par, dibujando las correspondientes *iso-curvas* o curvas de nivel en la zona de funcionamiento del motor. Cualquier punto

que se encuentre por debajo o justo sobre la curva de par máximo es un posible punto de funcionamiento del motor. El ejemplo más ilustrativo se representa en la figura 6.4, donde se muestra el mapa de consumo específico del motor y las líneas de iso-potencia.

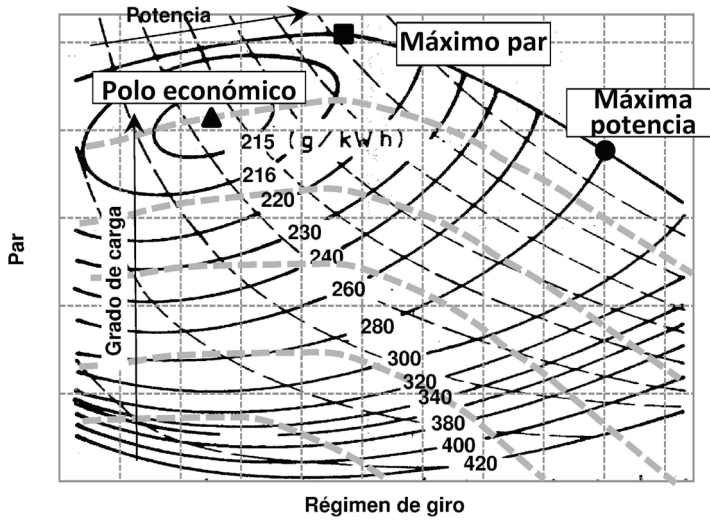


Figura 6.4. Mapa de iso-consumo líneas de iso-potencia.

El par se lee sobre el eje de ordenadas y el régimen de giro sobre el de abscisas. El grado de carga se puede definir como el cociente entre la pme en la condición dada y la pme máxima para ese régimen de giro, por lo que es mayor en tanto el punto de funcionamiento se encuentra más cerca de la curva de par a plena carga según la vertical de régimen constante. Las curvas de iso-potencia (rayado fino) tienen forma de hipérbola, según se deduce de la ecuación 6.2. Por último, las curvas de iso-consumo son decrecientes hacia el polo económico, que tiene lugar, como se indicó, a un régimen de giro cercano al de par máximo y un grado de carga ligeramente inferior a plena carga (curvas de nivel, línea continua). Las curvas de iso-consumo son equivalentes (aunque inversas) a las de iso-rendimiento, según la ecuación 6.4.

En MEP, el ciclo termodinámico que experimenta el fluido es razonablemente semejante a cualquier carga en un régimen de giro determinado (aunque no es exactamente igual). Esto es así, sobre todo, debido a que el

calor aportado por unidad de masa permanece prácticamente constante, pues el dosado suele ser constante o muy constante con independencia del grado de carga. Pero el lazo de bombeo es significativamente mayor a baja carga, puesto que la depresión en la admisión provocada por el estrangulamiento de la válvula de mariposa hace que el trabajo de aspiración sea mayor. Por tanto, las pérdidas mecánicas, a régimen constante, disminuyen conforme el grado de carga aumenta, lo que da lugar a que el rendimiento máximo o consumo mínimo ocurra en puntos cercanos a plena carga. El rendimiento máximo no tiene lugar a plena carga puesto que el dosado de máxima potencia (necesario para lograr las cargas más altas a un régimen dado) es más rico que el de mínimo consumo.

En motores de inyección directa y mezcla estratificada el polo económico se sitúa a menor carga que en los motores MEP convencionales, por trabajar con mezclas pobres y menores trabajos de bombeo. Ambos aspectos, efectivamente, favorecen el incremento de rendimiento a baja carga: el coeficiente adiabático γ de los gases quemados es mayor conforme la mezcla es más pobre, lo que hace aumentar el rendimiento teórico del ciclo; y la pérdida mecánica de los MEP de carga estratificada a baja carga se reduce, por evitarse en gran medida el lazo de bombeo.

En MEC, la potencia calorífica aportada por unidad de gasto de aire es creciente con el grado de carga. Las condiciones más exigentes se dan en altas cargas, en las que el motor trabaja con mayores temperaturas y presiones máximas, que favorecen el aumento del rendimiento del motor. Sin embargo, a cargas muy altas, el tiempo de inyección es muy prolongado y, por lo tanto, se alarga la tercera fase de la combustión. En dicha fase, el aumento de presión y temperatura no es tan fuerte, pues la combustión es más lenta y simultánea a la expansión en un recorrido significativo de la carrera de expansión. Por tanto, esa energía térmica es aprovechada de forma menos eficiente y el rendimiento deja de crecer tras pasar por un máximo para empezar disminuir. A este efecto se suma el hecho de que el gas es más rico en CO_2 y vapor de agua, con un coeficiente adiabático γ menor que el del aire puro, lo que hace asimismo que el rendimiento empeore.

Se observa asimismo que el régimen de giro del polo económico es, aunque cercano, menor que el de par máximo. Esta situación ocurre de forma general, puesto que las pérdidas mecánicas son muy influyentes y muy crecientes con el régimen de giro. En los motores modernos este

comportamiento es aún más marcado, ya que gracias al control electrónico del encendido y de la inyección, a los sistemas de distribución variable, los sistemas de sobrealimentación variable y los numerosos sensores y actuadores el motor está razonablemente bien reglado en gran parte del rango de funcionamiento del motor. Por tanto, el efecto de las pérdidas mecánicas es el que domina frente al desajuste por reglaje no optimizado, quedando favorecidas las condiciones de trabajo a bajo régimen.

En la figura 6.4 se han representado los puntos de mínimo consumo absoluto del motor (marcado con un triángulo), de máxima potencia del motor (círculo) y de par máximo del motor (cuadrado). Se observa que cada uno de ellos se obtiene a un régimen distinto.

Sin embargo, si se observa un régimen dado (cualquier línea vertical) se puede comprobar que:

- la condición de máxima potencia a cada régimen coincide con la de máximo par;
- la condición de máxima potencia en términos absolutos tiene lugar a mayor régimen de giro que el par máximo en términos absolutos;
- la condición de mínimo consumo para cada régimen de giro tiene lugar en un punto de funcionamiento distinto del de plena carga, por lo que la potencia de mínimo consumo a un régimen dado es menor que la de máximo par, y viceversa, en máxima potencia o máximo par no se trabaja con el consumo mínimo.

Por último, en la figura 6.5 se muestra cualitativamente la forma de los mapas de iso-consumo en MEP y MEC. La forma de las curvas puede variar a bajo régimen en función de si existe o no distribución variable. En los MEP, partiendo del polo económico, si se evoluciona hacia regímenes crecientes, el rendimiento disminuye (o el consumo específico aumenta) principalmente por el aumento de las pérdidas mecánicas por fricción, que crecen con el cuadrado de la velocidad (el par o la pme, la potencia crece al cubo). Hacia regímenes menores la pérdida de rendimiento está causada por el desajuste de los reglajes (por ejemplo, el sistema de distribución). En MEP convencionales, partiendo del polo económico, si se evoluciona hacia altas cargas y régimen constante el consumo aumenta porque la pérdida de rendimiento ocasionada por la mayor riqueza de la mezcla empieza a dominar (a plena carga la mezcla es ligeramente rica), y las pérdidas térmi-

cas son, también, mayores. Hacia cargas bajas el consumo aumenta debido a que las pérdidas mecánicas se hacen dominantes: el lazo de bombeo es mayor y el trabajo útil es al mismo tiempo menor. En MEP de inyección directa funcionando con carga estratificada, como se ha mencionado, el polo se encuentra a menores cargas por las razones comentadas: menor riqueza de la mezcla a baja carga y drástica disminución de las pérdidas por bombeo comparativamente con los convencionales. Hacia cargas mayores el rendimiento baja por la mayor riqueza y hacia cargas menores por el aumento proporcional de las pérdidas mecánicas (al ser el trabajo útil cada vez menor), pero no por las pérdidas de bombeo.



Figura 6.5. Formas de los mapas de iso-consumo en MEP (izquierda) y MEC (derecha).

En MEC, partiendo desde el polo económico, el rendimiento se reduce, como en MEP, hacia regímenes de giro crecientes por las mayores pérdidas por fricción, y hacia regímenes decrecientes por los desajustes de los reglajes. Hacia cargas mayores a régimen constante el rendimiento se ve mermado por la composición de los gases de escape, más ricos en CO_2 y H_2O por la mayor riqueza, y por el alargamiento de la tercera fase de la combustión. Hacia cargas menores el rendimiento se ve mermado por el descenso de presión y temperatura y, a muy baja carga, por la mayor importancia relativa de las pérdidas mecánicas. Comparando la situación del polo económico de los MEP y los MEC, se observa que en estos últimos éste está más centrado, pero esto es debido a que el rango de operación en

MEC es más estrecho, quedando el motor mejor reglado en todo su rango de empleo al haber menos variación del régimen de giro.

El polo económico se sitúa, tanto en MEP como en MEC, a bajo régimen (a alto régimen dominan las pérdidas mecánicas) y alta carga (por las mejores condiciones termodinámicas y las relativamente pequeñas pérdidas mecánicas, sobre todo en MEP convencionales). El polo de los MEP de carga estratificada no se encuentra a tan alta carga comparado con los convencionales.

Partiendo del polo económico, hacia regímenes mayores dominan las pérdidas mecánicas; y hacia regímenes menores dominan los desajustes por reglajes, tanto en MEP como en MEC.

Partiendo del polo económico, hacia cargas mayores domina el efecto de rendimiento por la γ de los gases y las pérdidas térmicas; y hacia cargas menores dominan las pérdidas mecánicas (sobre todo en MEP convencionales) y las peores condiciones termodinámicas (MEC y MEP de carga estratificada).

6.3. MAPAS ADIMENSIONALES Y NORMALIZADOS

6.3.1. Parámetros independientes del tamaño

Las gráficas anteriores sirven para elegir o evaluar motores específicos para aplicaciones específicas, en las que se conocen características concretas en relación con la demanda de potencia, régimen de giro o rango de funcionamiento, etc. Sin embargo, las curvas así presentadas no son adecuadas para una comparación de motores dentro de una gama o familia o para comparar motores de distintas familias.

En efecto, si se pretenden comparar motores de diferente tamaño o cilindrada es evidente que los motores mayores presentarán mayores valores de potencia y par, por lo que el nivel tecnológico queda, en cierta medida, oculto. Para evitar el problema se tienden a usar valores que resulten independientes del tamaño del motor y que sean comparables con independencia de la cilindrada.

La forma más habitual para desligar los resultados de un determinado problema o aplicación del tamaño es recurrir al análisis dimensional. Mediante dicho análisis, el problema físico convencional se transforma en uno análogo pero formulado de modo adimensional, con datos, variables y resultados expresados con magnitudes sin dimensiones físicas.

Mediante este tipo de análisis se presenta la ventaja de que la resolución de forma adimensional de un solo problema físico permite conocer los resultados de cualquier otro problema dimensional semejante al caso resuelto.

En este caso concreto, dos motores cualesquiera distintos pero semejantes entre sí presentarían distintas prestaciones dimensionales pero las mismas en forma adimensional. Los motores semejantes (en el sentido de análisis dimensional) son, por definición, motores con el mismo nivel tecnológico.

Lo que se pretende, por tanto, es encontrar los *parámetros adimensionales representativos de las prestaciones del motor*. Una vez identificados, se pueden representar las curvas características adimensionales que describen el comportamiento del motor en función de estos parámetros. Como último paso, se pueden comparar entre sí los valores que toman en diferentes motores esos parámetros adimensionales. Si los resultados adimensionales de motores difieren, se trata de motores que no son semejantes y, por tanto, son de distinto nivel tecnológico. En cualquier caso, la comparación así efectuada es independiente del tamaño.

Es importante resaltar que no es objeto de la asignatura ni estudiar el análisis dimensional ni la teoría de semejanza en motores alternativos. Sin embargo, es conveniente exponer, de forma simplificada, el desarrollo conceptual en el que se basa el análisis.

El desarrollo sigue la siguiente estructura:

- En primer lugar, se formula el problema en las formas dimensional y adimensional.
- Posteriormente, se identifican los parámetros que definen las prestaciones del motor de forma adimensional, y que permiten la comparación tecnológica entre distintos motores.
- Por último, se identifican y se definen unas magnitudes dimensionales, más intuitivas que los parámetros adimensionales, que se pueden

emplear para comparar los motores y su nivel tecnológico con independencia del tamaño.

Asimismo se matiza bajo qué hipótesis se puede efectuar dichas comparaciones.

Estas *magnitudes dimensionales que permiten establecer las comparaciones con independencia del tamaño del motor son las que se han de conocer*, si bien la lectura del desarrollo permite explicar por qué son esas y no otras las representativas.

Como conjunto de máquinas térmicas (o de máquinas de fluido en general), el comportamiento los motores de combustión interna alternativos está sujeto a las ecuaciones de Navier-Stokes, que se corresponden con los principios de conservación de masa, cantidad de movimiento y energía del fluido de trabajo, y se presentan en forma diferencial en la ecuación siguiente:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \cdot \bar{u}) = 0 \\ \frac{d\bar{u}}{dt} = -\frac{1}{\rho} \nabla p + \frac{1}{\rho \rho} (\nabla \tau) + \bar{g} \\ \rho \cdot \frac{de}{dt} = k \cdot \Delta T + \frac{\partial k}{\partial T} \cdot |\nabla T|^2 - \bar{u} \cdot p - p \cdot \bar{u} + \Phi_{disipación} \end{array} \right. \quad [6.5]$$

Las ecuaciones anteriores describen el comportamiento de la máquina y se pueden resolver una vez conocido el dominio de trabajo (geometría de la máquina), ciertas condiciones de contorno y el tipo de fluido que evoluciona en su interior.

El sistema de ecuaciones, aunque simple en la formulación adoptada, contiene implícitamente numerosas derivadas parciales y parámetros (conductividades, viscosidades, ecuaciones de estado, entre otras), por lo que su integración suele ser compleja. En la práctica, la resolución de problemas de motores alternativos puede afrontarse de forma simplificada evitando el sistema anterior, calculando magnitudes básicas. Pero si se desea conocer el estado del fluido en cada instante y región del motor, la resolución del sistema anterior es inevitable.

La geometría de la máquina se supone conocida. Las condiciones de contorno de un motor trabajando en condiciones estacionarias son, como se ha estudiado, la temperatura y presión ambiental, el régimen de giro, los reglajes (en los que se incluye en este desarrollo el grado de carga) y el fluido de trabajo (aire y combustible). Suponiendo que se trata de un gas ideal, el fluido queda caracterizado por el valor de la constante R y el del calor específico a presión constante c_p .

Por tanto, el problema dimensional queda definido con los siguientes datos:

- m magnitudes dimensionales o cotas, d_i , que definen la geometría o dominio de integración.
- Las condiciones ambientales de presión, p_0 , y temperatura, T_0 .
- El régimen de giro, n , y ciertos reglajes entre los que se incluye el grado de carga.
- El tipo de fluido, supuesto gas ideal y caracterizado por su constante, R , y el calor específico, c_p .
- Las ecuaciones de Navier-Stokes y los parámetros que aparecen en ellas (conductividad térmica, viscosidad, emisividad).

Conocidos esos datos, se pueden obtener tantos resultados como se deseen, por ejemplo la potencia, el par, el consumo, el rendimiento, temperaturas, presiones, etc., o la evolución de ellas frente al régimen de giro y el grado de carga.

El análisis dimensional consiste en adimensionalizar las ecuaciones del sistema 6.5, la geometría del problema y las condiciones de contorno, de modo que el problema quede independiente de cualquier magnitud física (incluido el tamaño del motor) y sea un problema genérico. Para ello se han de seleccionar cuatro variables dimensionalmente independientes y dividir cada ecuación y condición de contorno por una combinación de las variables dimensionalmente independientes adecuada en cada caso.

En este caso conviene tomar como variables dimensionalmente independientes las siguientes variables:

- presión ambiental (p_0), con dimensiones de masa por inversa de longitud y por inversa de tiempo al cuadrado [$M L^{-1} T^{-2}$];

- temperatura ambiental (T_0), con dimensiones de temperatura [θ];
- una longitud cualquiera, característica de la máquina (d_0), con dimensión de longitud [L];
- y una magnitud representativa del fluido, por ejemplo la constante del gas (R), con dimensiones [$L^2 T^{-2} \theta^{-1}$].

La geometría de la máquina está determinada por las m cotas y, por tanto, estas se adimensionalizan con la longitud característica d_0 , resultando un recinto teórico idéntico pero sin dimensiones. Como una de las cotas es la longitud característica seleccionada, d_0 , dicha variable toma el valor unitario, mientras que el resto es la relación de la cota d_i/d_0 . Por tanto se requieren $m-1$ variables en lugar de m , puesto que una de ellas es la unidad.

Los reglajes suelen ser magnitudes relacionadas con conceptos geométricos, con dimensiones de longitud concretas (por ejemplo, alzados de válvula) o de tipo angular (avances o retrasos, etc.), por lo que se establece el mismo tratamiento que con las cotas. Los dimensionales se tratan como cualquier otra cota, por lo que se dividen por d_0 , y los angulares, ya adimensionales, se mantienen inalterados.

Las condiciones de contorno quedan de la siguiente forma:

- La presión ambiental se divide por la variable independiente seleccionada de presión, que es ella misma, por lo que la condición de contorno p_0 se transforma en la unidad, y es la misma para cualquier problema: $p_0/p_0 = 1$
- Lo mismo ocurre con la temperatura ambiental; la condición T_0 se transforma en la unidad, y es común para cualquier problema: $T_0/T_1 = 1$
- El régimen de giro tiene dimensiones de frecuencia, o la inversa del tiempo. La magnitud tiempo se obtiene dividiendo una longitud por una velocidad, que tiene dimensiones de la raíz cuadrada de la energía por unidad de masa. El régimen de giro adimensional es, por tanto:

$$\tilde{n} = n \cdot \frac{d_0}{\sqrt{R \cdot T_0}}$$

En este caso no se ha buscado una velocidad característica concreta para adimensionalizar (como podría ser la velocidad media del

pistón) para evitar que esa magnitud o el régimen de giro sea la unidad o una constante después de adimensionalizar. En efecto, el régimen de giro es una variable que se pretende variar para estudiar su influencia sobre las prestaciones del motor y, si se deja constante, ese estudio no es posible.

- El fluido, gas ideal, queda caracterizado con R y c_p , ambas con las mismas dimensiones. El parámetro adimensional correspondiente a R es, de nuevo, la unidad, mientras que el correspondiente al calor específico es c_p/R : $R/R = 1$; $c_p/R = \gamma/(\gamma-1)$

Por lo que el fluido queda caracterizado por el valor de γ .

Por último, las ecuaciones de Navier-Stokes (tal y como están escritas en la ecuación 6.5) tienen unidades de masa por unidad de volumen y tiempo, fuerza por unidad de masa y energía por unidad de volumen y tiempo, por lo que se pueden escribir de la siguiente forma:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial \tilde{\rho}}{\partial \tilde{t}} + \tilde{\nabla}(\tilde{\rho} \cdot \tilde{u}) = 0 \\ \frac{d\tilde{u}}{d\tilde{t}} = -\frac{1}{\tilde{\rho}} \tilde{\nabla} \tilde{p} + \frac{1}{\tilde{\rho}} (\nabla \tilde{\tau}) + \tilde{g} \\ \tilde{\rho} \cdot \frac{d\tilde{e}}{d\tilde{t}} = \tilde{k} \cdot \tilde{\Delta} \tilde{T} + \frac{\partial \tilde{k}}{\partial \tilde{T}} \cdot |\tilde{\nabla} \tilde{T}|^2 - \tilde{u} \cdot \tilde{\nabla} \tilde{p} - \tilde{p} \cdot \tilde{\nabla} \tilde{u} + \tilde{\Phi} \end{array} \right. \begin{array}{l} \left[\times \frac{p_0}{d_0 \cdot \sqrt{R \cdot T_0}} \right] \\ \left[\times \frac{R \cdot T_0}{d_0} \right] \\ \left[\times \frac{p_0 \cdot d_0}{\sqrt{R \cdot T_0}} \right] \end{array} \quad [6.6]$$

El problema adimensional queda formulado, por tanto, de la siguiente forma:

- $m-1$ magnitudes adimensionales, \tilde{d}_i , que definen la geometría o dominio de integración;
- Las condiciones ambientales de presión y temperatura desaparecen, al tomar siempre el valor unitario.
- El régimen de giro adimensional, \tilde{n} , y ciertos reglajes adimensionales (entre los que se incluye el grado de carga).
- El tipo de fluido, supuesto gas ideal y caracterizado simplemente por su γ .

- Las ecuaciones de Navier-Stokes y los parámetros o *números adimensionales* que aparecen en ellas (viscosidad, conductividad y emisividad, dimensionales, quedan sustituidas números adimensionales).

La resolución de este problema adimensional es completamente análoga a la del problema real, pero los resultados son universales e iguales para máquinas semejantes bajo las mismas condiciones de contorno adimensionales y con los mismos números adimensionales. Por tanto, si se conoce las prestaciones del motor en cualquier condición operativa, estas son iguales para cualquier otro semejante siempre que se evalúen de forma adimensional.

Los resultados así obtenidos son también adimensionales. Las prestaciones estudiadas hasta el momento son la potencia, el par y el consumo específico o el rendimiento efectivo. La potencia adimensional $\tilde{N}e$ que se obtiene como resultado se relaciona con la potencia real mediante la siguiente expresión:

$$Ne = \tilde{N}e \cdot (d_0^2 \cdot p_0 \cdot \sqrt{R \cdot T_0}) \quad [6.7]$$

Mientras que el par adimensional se relaciona con el par real con la siguiente expresión:

$$Me = \tilde{M}e \cdot (d_0^3 \cdot p_0) \quad [6.8]$$

El rendimiento queda inalterado, pues es una magnitud adimensional y no queda transformada.

Con todo ello y supuesto conocidas las curvas características de un motor concreto, se pueden representar utilizando los parámetros adimensionales. El régimen de giro, n , es sustituido por el régimen de giro adimensional, \tilde{n} , el par por el par adimensional, $\tilde{M}e$, y la potencia por la potencia adimensional, $\tilde{N}e$.

Si se comparan motores bajo las mismas condiciones atmosféricas y trabajando con los mismos fluidos, los resultados adimensionales se pueden reescribir para que tengan una interpretación más intuitiva. En concreto, el régimen de giro resulta proporcional a la velocidad media lineal del pistón, c_s :

$$\tilde{n} = n \cdot \frac{d_0}{\sqrt{R \cdot T_0}} = \frac{d_0}{2 \cdot s} \cdot \frac{c_m}{\sqrt{R \cdot T_0}} \propto c_m \quad [6.9]$$

El par adimensional es proporcional a la presión media efectiva:

$$\tilde{M}e = \frac{M_e}{d_0^3 \cdot p_0} = \frac{p_{me} \cdot V_T \cdot n \cdot i}{2 \cdot \pi \cdot n \cdot d_0^3 \cdot p_0} = \frac{i}{2 \cdot \pi} \cdot \frac{V_T}{d_0^3} \cdot \frac{p_{me}}{p_0} \propto p_{me} \quad [6.10]$$

Y la potencia adimensional es proporcional al producto de la presión media efectiva por la velocidad media del pistón y también a la potencia efectiva dividida por el área de los pistones, que se denomina *carga térmica*:

$$\tilde{N}e = \frac{N_e}{d_0^2 \cdot p_0 \cdot \sqrt{R \cdot T_0}} = \frac{p_{me} \cdot (A_p \cdot s) \cdot n \cdot i}{d_0^2 \cdot p_0 \cdot \sqrt{R \cdot T_0}} = \frac{i}{2} \cdot \frac{A_p}{d_0^2} \cdot \frac{c_m}{\sqrt{R \cdot T_0}} \cdot \frac{p_{me}}{p_0} \propto p_{me} \cdot c_m \quad [6.11]$$

$$p_{me} \cdot c_m = \frac{N_e}{(A_p \cdot s) \cdot n \cdot i} \cdot 2 \cdot s \cdot n \propto \frac{N_e}{A_p} \quad [6.12]$$

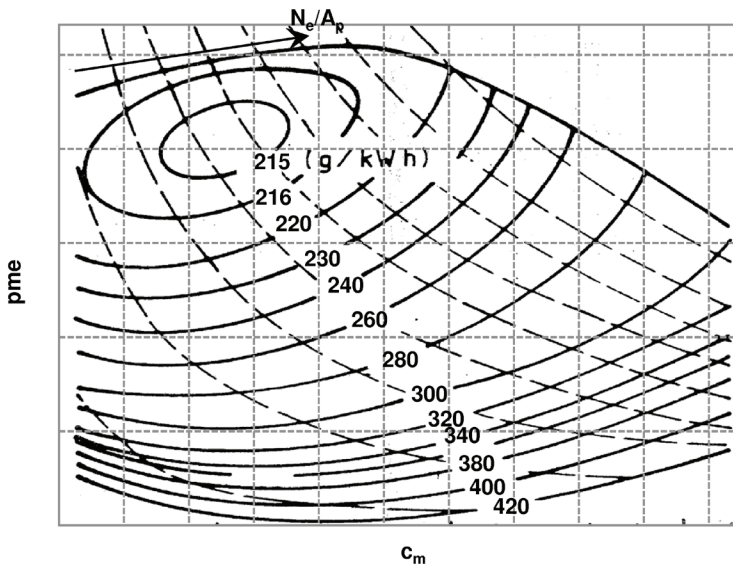


Figura 6.6. Curvas características adimensionales con parámetros independientes del tamaño del motor.

Se puede decir por tanto, que las curvas características representadas como la pme, la carga térmica (N_c/A_p) y el rendimiento en función de la velocidad media del pistón, ilustradas en la figura 6.6, son independientes del tamaño del motor siempre y cuando se mantengan las condiciones atmosféricas, los reglajes y los parámetros adimensionales (lo que no es siempre absolutamente cierto pero sí asumible con poco error). Por tanto, se pueden emplear para comparar el nivel tecnológico de distintos motores.

6.4. CORRECCIONES

Como se ha mencionado, el comportamiento del motor depende del valor de las variables operativas (grado de carga, régimen de giro y alguna otra en función de la aplicación) y de las condiciones atmosféricas, si bien estas vienen impuestas por el entorno. La variación de las prestaciones en función de las condiciones atmosféricas es significativa sea cual sea la aplicación, aunque su efecto no modifica cualitativamente el comportamiento del motor. Sin embargo, las condiciones atmosféricas son especialmente críticas en aplicaciones aeronáuticas debido a la gran variación de presión y temperatura que se experimenta en función de la altura de vuelo.

En concreto, en una ubicación concreta a una cota determinada el rango de variación de presión atmosférica suele variar en un orden de magnitud de milibares, mientras que la temperatura puede variar dos o tres decenas de grados Celsius, que sí pueden ser significativos. La humedad relativa también influye aunque en pequeña medida. Por el contrario, como se verá más adelante, las condiciones ambientales en aplicaciones de aviación varían enormemente tanto en presión como en temperatura en función de la cota de vuelo o de si se trata de una maniobra de despegue.

Por tanto, en la mayoría de aplicaciones (automoción, motores estacionarios o navales y generación o cogeneración), la información básica se encuentra en las curvas características estudiadas, siendo solamente necesarias ciertas modificaciones o correcciones en función de las condiciones atmosféricas específicas (presión, temperatura y humedad) para calcular con precisión el comportamiento del motor dado un entorno concreto. En motores de aviación, por el contrario, las curvas características en la forma estudiada son menos útiles y se usan en su lugar otras que tienen en cuenta parámetros específicos acerca del estado de la aeronave, entre los que se encuentran la presión real de admisión, la temperatura exterior y la altura de vuelo.

A continuación se describen muy someramente ambas cuestiones: los factores de corrección en aplicaciones generales y las curvas características usuales en aviación.

6.4.1. Motores de automoción y estacionarios

Como se ha mencionado, las condiciones ambientales afectan a las prestaciones del motor a través de la variación de la temperatura, la presión y la humedad. La temperatura es el parámetro que tiene mayor influencia, puesto que las variaciones son mayores en términos relativos. La presión afecta menos en motores estacionarios que en motores de automoción, ya que en estos últimos la variación sí puede ser significativa en función de la altitud. La humedad puede variar en gran medida incluso en una ubicación concreta pero su influencia es pequeña.

Las magnitudes que se ven afectadas en mayor medida por la variación de la densidad de la masa fresca son el par y la potencia, como se recuerda en la ecuación 6.12 (a través de la pme) para un motor de cuatro tiempos de aspiración natural. En efecto, se sabe que el valor de ambas depende de la cantidad de la energía aportada por el combustible, que es proporcional al gasto másico de combustible suministrado. A su vez, este gasto másico es, para una riqueza dada, proporcional al gasto másico de aire. Finalmente, como se trata de motores volumétricos, el gasto de aire está muy relacionado con la densidad del aire exterior, especialmente si el motor no está sobrealimentado, pero también si lo está, puesto que cuanto mayor sea la densidad de entrada al compresor mayor será la de salida.

$$pme = F \cdot H_c \cdot \rho_{ex} \cdot \eta_v \cdot \eta_e \quad [6.13]$$

Asimismo, también se recuerda en la ecuación 6.13 la influencia de la presión y la temperatura en la densidad del aire.

$$\rho_{ex} = \rho_{ref} \cdot \frac{p_{ex}}{p_{ref}} \cdot \frac{T_{ref}}{T_{ex}} \quad [6.14]$$

El rendimiento o el consumo específico quedan también afectados por las condiciones atmosféricas, aunque en menor medida.

Para tener en cuenta los efectos, se han desarrollado diversas normas (DIN, SAE, ISO) para corregir el valor suministrado en las curvas características. Los valores aportados en dichas curvas se suelen dar para unas condiciones de referencia conocidas y establecidos en las normas. Para corregirlos, se usan ciertas expresiones que, como se puede intuir a la vista de la ecuación 6.14, dependen de las relaciones entre las temperaturas y presiones reales y las estándar definidas en la norma (las ecuaciones concretas de las normas no son objeto de estudio). Las normas también contemplan los márgenes de variación de condiciones en los que son aplicables.

Los valores susceptibles de ser corregidos son el par efectivo, la potencia indicada y la potencia efectiva a través de la corrección del rendimiento mecánico. Asimismo, en ocasiones se dan expresiones para corregir el consumo específico.

Por último, el efecto que tiene la humedad relativa del aire sobre la potencia efectiva, el par efectivo o la pme se suele corregir con la siguiente ecuación, que relaciona la presión absoluta con la presión parcial del vapor de agua:

$$pme_{hum} = pme_{seco} \cdot \frac{p_{amb} - p_{vap}}{p_{amb}} \quad [6.15]$$

6.4.2. Motores de aviación

La variación de la presión y la temperatura atmosférica que experimentan los motores de aviación es mucho más acusada. Las condiciones atmosféricas dependen fuertemente de la altitud. En una atmósfera razonablemente estable, conforme la altitud aumenta, tanto la presión como la temperatura disminuyen (de hecho la relación entre temperatura y presión siguen aproximadamente una evolución politrópica).

En la figura 6.7 se presentan aproximadamente los rangos de variación de presión y temperatura con la altitud. Dada la gran variación de las condiciones, se define el concepto de atmósfera estándar internacional (en la troposfera; hasta una altitud geopotencial² de 11000 m sobre el nivel del mar) para la que se establece una relación entre las tres variables, que también

² Altura considerando la aceleración de la gravedad constante. La real sería mayor puesto que la aceleración decrece con la altitud.

se ha representado en la figura a modo ilustrativo. Como se observa, en la atmósfera estándar la temperatura desciende en $6,5^{\circ}\text{C}$ por cada 1000 m de altitud, y la presión es la resultante del equilibrio mecánico en la atmósfera (es decir, la variación de presión entre dos puntos se corresponde con el peso de la columna de aire entre ellos).

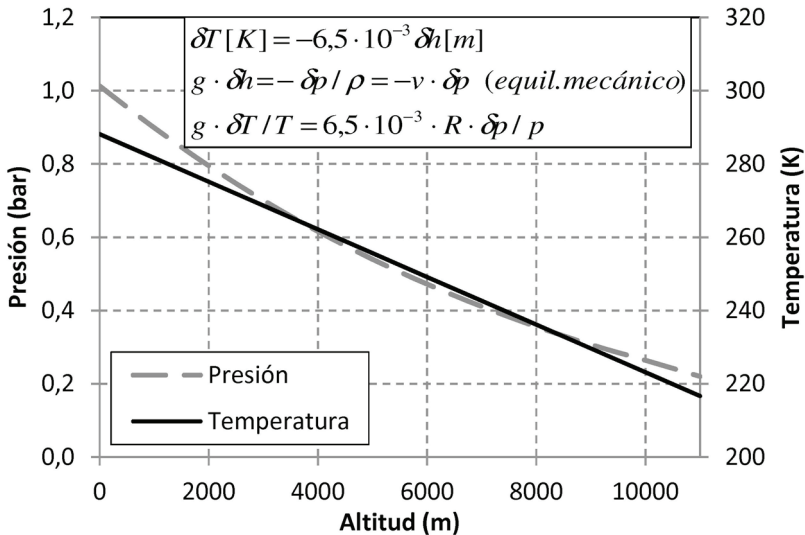


Figura 6.7. Temperatura y presión ambiental con la altitud en la atmósfera estándar.

Por tanto, para motores de aviación, no solo son relevantes el régimen de giro, el grado de carga y la riqueza (ya se ha mencionado que en estos motores la riqueza es otro grado de libertad seleccionable en este caso por el piloto) sino también las condiciones ambientales en la correspondiente altura de vuelo.

Bajo estas premisas, las curvas características hasta ahora estudiadas no son las más apropiadas para el conocimiento de las prestaciones en este tipo de aplicaciones. Por ello, en lugar emplear las curvas estudiadas (de par, potencia y consumo en función del grado de carga y del régimen de giro) se emplean otras adaptadas a las variables típicas que se conocen de la aeronave, entre las que destacan la presión de admisión del motor, la temperatura externa y la altitud, además del régimen de giro.

La figura 6.8 muestra un ejemplo de curvas características de aviación. Se observa que, para cada parámetro (en el caso de la figura, la potencia),

se proporcionan un par de curvas: una denominada *curva de calibrado al nivel del mar* y otra denominada *curva de calibrado en altura*. Ambas curvas se representan a plena carga (solicitud máxima del motor), para una riqueza fija y suponiendo la evolución de presión y temperatura atmosférica siguiendo la atmósfera estándar internacional.

La curva de calibrado a nivel de mar proporciona información sobre las prestaciones (en este caso potencia) que el motor puede alcanzar, a plena carga y atmósfera estándar a altura cero, en función de la presión de admisión (medida a través de un sensor en el colector) y el régimen de giro. La presión de admisión se puede variar a través de la posición de la mariposa (los motores de aviación son MEP), aunque considerando que se trabaja a plena carga este es un valor fijo, y solo puede variar a través de la actuación sobre la sobrealimentación.

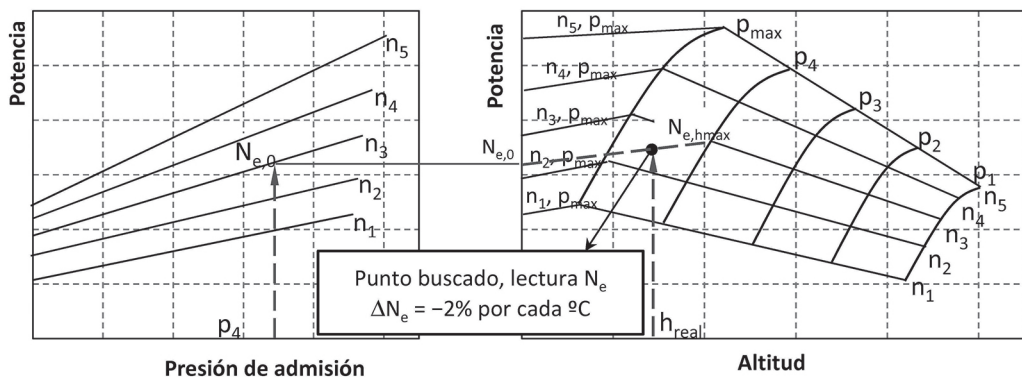


Figura 6.8. Curvas de calibrado a nivel de mar (izda.) y en altura (dcha.) a temperatura de atmósfera estándar.

La curva de calibrado en altura, por su parte, proporciona información sobre la potencia del motor y la presión máxima de admisión alcanzable (máxima apertura de mariposa junto con máxima actuación del compresor o presión límite por resistencia mecánica) a un régimen dado y una altura de vuelo dada en atmósfera estándar. La altura leída en la gráfica también se puede entender como la altura máxima a la cual puede transitar la aeronave para esa presión en el colector y ese régimen de giro (a altitudes mayores la presión de entrada es menor y el compresor de la sobrealimentación no permite llegar a dicho valor). Con la potencia el razonamiento es

el mismo; proporciona la potencia máxima alcanzable con esas variables de operación.

Si, como dato de funcionamiento, se conocen el régimen de giro, la altura de vuelo, la presión de admisión y la temperatura ambiente —distinta de la correspondiente a la atmósfera estándar internacional—, con las curvas se pueden calcular:

- la potencia que, para ese régimen y presión de admisión se tiene en tierra a temperatura estándar, Ne_0 ;
- la potencia y la altura máxima que se podría obtener para ese régimen y esa presión a la temperatura estándar de esa altura, Ne_{hmax} ;

Como se conoce la altura real de vuelo, h , se puede interpolar entre ambos valores (Ne_0 y Ne_{hmax}) para conocer la potencia en la altura real, h , a la temperatura estándar en esa altura conocida. Finalmente, esa potencia se corrige considerando un descenso de potencia del 0,2% por cada grado Celsius de más de la temperatura real mayor respecto a la estándar.

6.5. OTROS MAPAS

Las curvas características hasta ahora estudiadas se pueden entender como mapas de prestaciones del motor frente a las condiciones operativas. Sin embargo, los parámetros representados no son los únicos representativos del motor, aunque sí los más relevantes.

Existen otras variables que son de utilidad bien en aplicaciones específicas o bien en el proceso de diseño de los motores. Entre los primeros se pueden encontrar variables como la temperatura de escape o caudal másico de escape (útiles en aplicaciones de generación) así como las emisiones de especies contaminantes, especialmente los NO_x en aplicaciones estacionarias. Entre los segundos se encuentran variables operativas o ciertos reglajes, como el dosado, el avance del encendido o de la inyección, la ley de inyección, el porcentaje de gases residuales para el EGR, entre otros. Como se ha visto, en algunas aplicaciones, algunos de estos parámetros son independientes pero, por lo general, el motor está configurado para trabajar de una manera predeterminada (o varias), por lo que la información que se suele dar son mapas que indican cómo está programada la centralita electrónica que gobierna el motor.

Se pueden distinguir, por tanto, dos tipos de mapas. Por un lado, se pueden encontrar *mapas de prestaciones* que, por lo general, se corresponden con las curvas características y, en particular para algunas aplicaciones, pueden extenderse a otras variables. Dan información sobre resultados de salida del motor. Por otro lado, se pueden encontrar los mapas que indican los valores de entrada que toman algunas variables o reglajes del motor, que se pueden denominar *mapas de actuación*, y dan información sobre los reglajes de entrada al motor.

6.5.1. Mapas de prestaciones del motor (diferentes de las curvas características)

En la figura 6.9 se muestran dos mapas que proporcionan información, a modo de ejemplo, acerca de la temperatura de escape y de las emisiones de NO_x en función del punto de funcionamiento del motor. Los más importantes, como se ha mencionado en epígrafes anteriores, son la temperatura de los gases de escape y el gasto másico de escape para aplicaciones de cogeneración, así como los mapas de emisiones contaminantes, en particular, las emisiones de NO_x , para aplicaciones estacionarias. El gasto másico de un motor estacionario, no representado, tiende a crecer con la potencia, aun cuando el régimen de giro es constante en dichas aplicaciones.

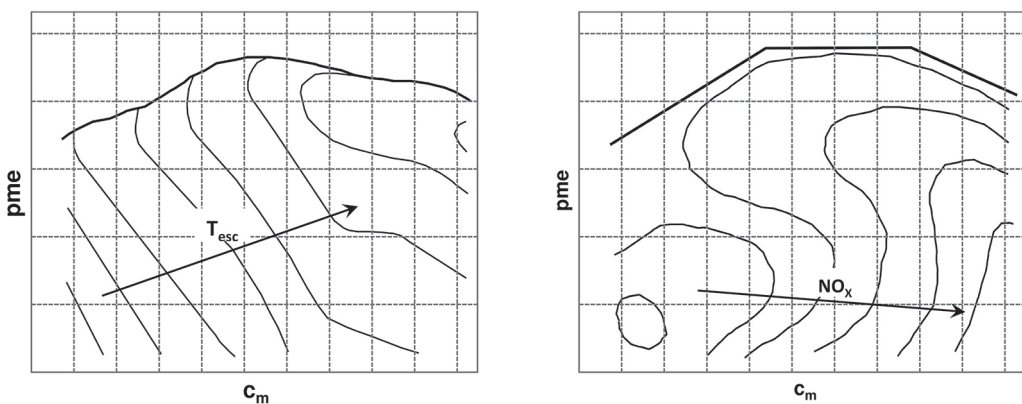


Figura 6.9. Mapa de temperatura de escape (izda.) y de emisiones de NO_x (drcha.) en un MEP.

6.5.2. Mapas de actuaciones del motor

Muestran información sobre el valor de ciertos reglajes del motor en función del punto de operación. La elaboración de dichos mapas es el resultado del estudio de la influencia de los reglajes sobre las prestaciones del motor; es decir, es el conjunto de valores óptimos para cada punto de funcionamiento del motor, de modo que optimice alguna característica del motor: el rendimiento, la potencia, las emisiones contaminantes, la exigencia de refrigeración, etc.

La figura 6.10 muestra otros dos ejemplos, en concreto, para el avance del encendido de un MEP y el EGR de un MEC, pero podrían existir otros como la riqueza de la mezcla (se han estudiado en el capítulo de formación de mezcla), el sistema de distribución (si este es variable) o incluso la relación de compresión si el motor permite su variación (hay algunos motores que lo permiten).

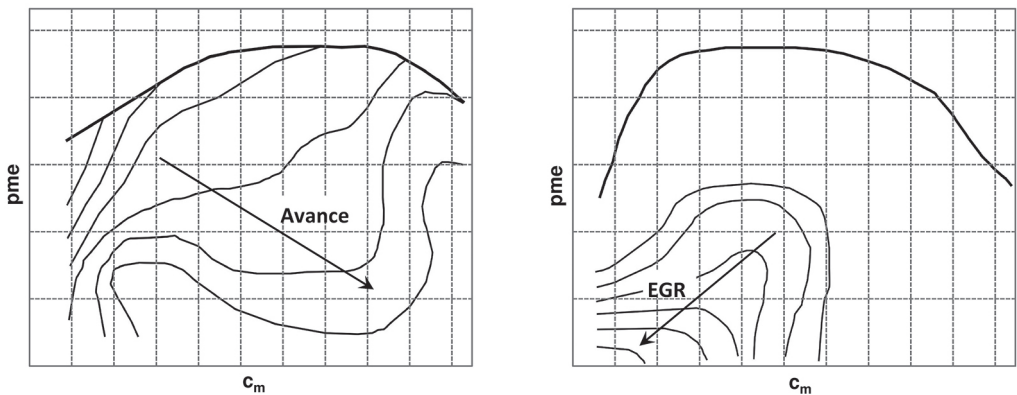


Figura 6.10. Mapa de avance del encendido en un MEP (izda.) y de EGR en un MEC (drcha.).

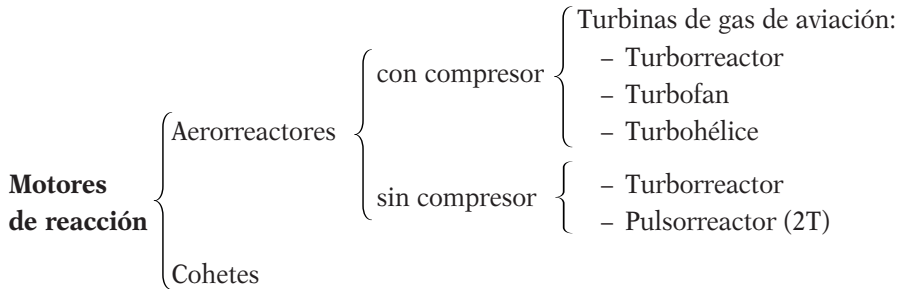
Estos mapas no deben confundirse con los mapas que se emplean para el estudio de estos parámetros sobre las prestaciones. Efectivamente, existen mapas sobre los que se muestra cómo afectan ciertos reglajes sobre las prestaciones que se quieren optimizar. Sin embargo, los mapas de actuaciones del motor indican el valor óptimo del reglaje particular que se ha escogido tras el estudio de su influencia.

CAPÍTULO 7
MOTORES DE REACCIÓN I
GENERALIDADES DE MOTORES DE REACCIÓN.
EL TURBORREACTOR

Objetivos fundamentales del capítulo

- Saber clasificar los distintos tipos de motores de reacción. Entender la diferencia básica entre motores cohete y aerorreactores.
- Entender el sentido físico del empuje y por qué se genera en los motores de reacción, distinguiendo el caso de motores cohete del de aerorreactores.
- Saber representar en un diagrama h-s la evolución que experimenta el fluido en un turborreactor. Saber identificar las diferencias básicas con el funcionamiento de las turbinas de gas industriales.
- Entender cómo se pueden llegar a calcular las propiedades termodinámicas a la entrada y salida de los distintos equipos en el supuesto de que el fluido (aire o gases de la combustión) se comporte como gas perfecto.
- Entender en qué condiciones se produce el bloqueo de la tobera propulsiva convergente y la repercusión que esta circunstancia tiene sobre el funcionamiento del motor y más concretamente sobre el empuje generado.
- Conocer los tres diferentes rendimientos que se definen en este tipo de motores para evaluar su funcionamiento. Entender el sentido físico de cada uno de ellos, apoyándose en el balance energético en el motor.
- Saber cómo se define habitualmente el consumo específico en estos motores.
- Conocer qué influencia tienen la temperatura de diseño de entrada a la turbina y la relación de compresión sobre el consumo específico de estos motores y sobre el empuje específico.

7.1. CLASIFICACIÓN DE LOS MOTORES DE REACCIÓN



Esquema 7.1. Clasificación de los motores de reacción.

Los motores de reacción se distinguen de otros motores en que la energía mecánica que se genera a partir de la energía del combustible aparece finalmente como un incremento de la energía cinética de una masa de gases, como se justificará a lo largo del capítulo, y no en forma de un par efectivo en el eje, como en el resto de los motores térmicos estudiados.

Los motores de reacción son motores de combustión interna en los que la potencia mecánica se produce de forma continua a partir de la energía química asociada a un combustible fósil y liberada en una reacción química, en general en un proceso de combustión. Por tratarse de un motor de combustión interna, dicho proceso tiene lugar en el seno del propio fluido motor. Posteriormente los gases generados evolucionan por el interior del motor y debido a su diseño interno, que analizaremos en este capítulo, su elevada energía térmica se transforma en energía mecánica.

Los motores de reacción se utilizan para la propulsión aérea debido a que su principio de funcionamiento conlleva la aparición de una fuerza, a la que se denomina empuje, que provoca el desplazamiento del motor y, por tanto, del avión o nave en el que está integrado. Esto permite alcanzar y mantener una velocidad suficiente que conlleva la generación de la fuerza de sustentación en las alas.

En el esquema 7.1 se muestra una clasificación de los motores de reacción que se dividen en motores cohete y aerorreactores. Los primeros no requieren extraer el comburente del entorno circundante, sino que el propulsante (que incluye comburente y combustible) está almacenado anejo al

motor, por lo que son idóneos como propulsores en el espacio, fuera de la atmósfera terrestre.

Por el contrario, los denominados aerorretores sí admiten aire del exterior como fuente de oxígeno indispensable para realizar el proceso de combustión que tiene lugar de forma continua, como se ha mencionado anteriormente. Son, por tanto, motores de combustión interna de tipo rotativo.

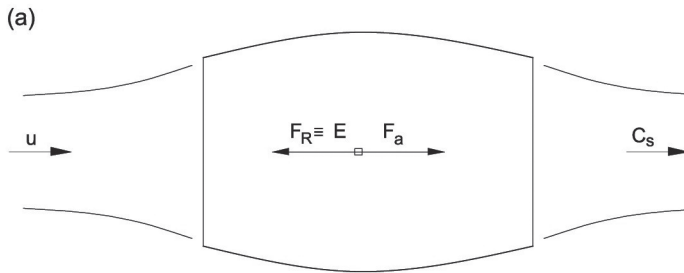
Dentro de los aerorretores hay que distinguir entre los aerorretores con compresor y sin compresor. Los aerorretores con compresor también reciben el nombre de *turbinas de gas de aviación*, dada la gran semejanza entre el ciclo de trabajo de estos motores y el correspondiente a las turbinas de gas industriales y, como se analizará posteriormente, incluyen un *generador de gas*, que es el núcleo principal del motor, constituido por un compresor, una cámara de combustión y una turbina, así como un difusor en la admisión y una tobera propulsiva como elemento adicional en el escape. Es precisamente a este tipo de motores a los que se va a dedicar fundamentalmente el presente capítulo, dado que son los que se utilizan como motores de aviación, mientras que los aerorretores sin compresor (estatorreactor y pulsorreactor) prácticamente están en desuso. No obstante, en el epígrafe 7.3.1 se hará también una breve referencia al principio de funcionamiento de estos últimos.

7.2. GENERACIÓN DEL EMPUJE EN LOS MOTORES DE REACCIÓN

7.2.1. Aerorretores

El origen del empuje generado se explica basándose en el teorema de variación de la cantidad de movimiento de una corriente y en el principio físico de *acción y reacción*. Se considera inicialmente el motor como una «caja negra» tal como se presenta en la figura 7.1-a, en el caso de un aerorretractor, sin entrar todavía a describir su diseño interno. Se observa que se introduce en el motor una corriente de aire procedente del exterior con una velocidad u relativa al motor, así como el combustible, que al estar almacenado junto al propio motor, tendrá velocidad relativa nula respecto a éste; por otra parte, se expulsa una corriente de gases producto de la combustión a una velocidad relativa al motor muy elevada c_s , tal como se justificará en el epígrafe 7.3.1.4. En estos motores, al igual que las turbinas de gas industriales, se emplean dosados de mezcla en la cámara de combus-

ción muy bajos, por lo que es habitual despreciar el gasto de combustible frente al gasto másico de aire. Se comprueba, por tanto, que el gasto másico que atraviesa el motor, que es básicamente aire, incrementa de forma importante su energía cinética a su paso por el motor, de lo cuál se deduce que existe una fuerza que se ejerce sobre el fluido que le provoca esa gran aceleración (ecuación de conservación de la cantidad de movimiento).



F_a = Resultante de las fuerzas que ejercen las paredes internas del motor sobre el fluido.

F_R = Resultante de las fuerzas que ejerce el fluido sobre las paredes internas del motor.

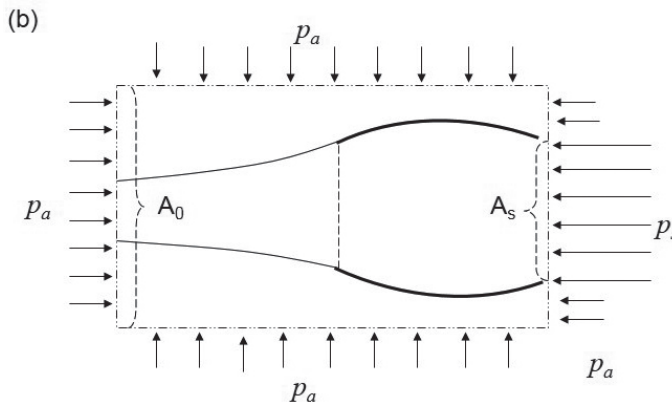


Figura 7.1. Fundamento del empuje en un aerorreactor.

Por el principio de acción y reacción dicha fuerza será igual y de sentido contrario a la que el fluido ejerce sobre las paredes interiores del motor, cuya resultante es a lo que se denomina *empuje*, que provoca finalmente el

desplazamiento del avión, siendo su sentido, lógicamente coincidente con el del movimiento (reacción). La aceleración del fluido se produce en sentido contrario al desplazamiento (acción).

De cara a la determinación de la expresión del empuje de los aerorreactores, se supondrá, como se ha mencionado anteriormente, que el motor está en reposo y que el aire se mueve con velocidad u respecto de éste. Se aplica el teorema de la cantidad de movimiento, en la dirección del desplazamiento, al volumen de control reflejado en la figura 7.1-b, analizando todas las fuerzas que se ejercen sobre la masa fluida contenida en dicho volumen en un determinado instante.

$$\sum \vec{F} = \frac{\Delta(m \cdot \vec{c})}{\Delta t} = \dot{m} \cdot \Delta \vec{c} \quad [7.1]$$

Hay que tener en cuenta en primer lugar que la sección de entrada del volumen de control se considera situada a una distancia suficientemente alejada de la sección de entrada al motor, de forma que se puede considerar que las líneas de corriente no se ven afectadas por la presencia del motor. La sección de salida, sin embargo, se considera situada justo a la salida del motor. El volumen de control definido es simétrico respecto al eje x , de forma que las fuerzas debidas a la presión circundante en las caras laterales se compensan. Sin embargo, aunque las áreas de las secciones de entrada y de salida de dicho volumen de control son idénticas, en la sección de salida hay una zona que corresponde al área de salida de gases (A_s), que podrá ser menor. La presión en esa zona de la sección de salida no tiene por qué coincidir con la de entrada o ambiente, como se demostrará más adelante. Por tanto, siempre se compensan las presiones de entrada y salida en una superficie equivalente a la resta de las secciones de entrada y salida ($A_0 - A_s$) por tener sentidos opuestos, pero se tiene que tener en cuenta el posible esfuerzo resultante sobre el fluido $A_s p_s - A_s p_a$ debido a una presión en la sección de salida de los gases que puede ser superior a la ambiente, que como se explicará posteriormente es bastante habitual¹. Dicho esfuerzo adicional sobre el fluido, se opondrá al incremento de cantidad de movimiento de éste.

Teniendo en cuenta lo anterior, aplicando el principio de conservación de la cantidad de movimiento, se tendrá:

¹ Tobera bloqueada. Ver epígrafe 7.4.

$$F_a - (p_s - p_a) \cdot A_s = (\dot{m}_a + \dot{m}_f) \cdot c_s - \dot{m}_a \cdot u \quad [7.2]$$

Se ha denominado F_a a la componente de la fuerza sobre el fluido en la dirección del movimiento, perpendicular a la sección de entrada, será por tanto la resultante de la fuerza ejercida por las paredes internas del motor, que conduce a un incremento de la velocidad de la masa fluida (acción). Dicha fuerza será igual y de sentido contrario a la generada por reacción, que coincide con el empuje ($F_R=E$).

A pesar de que según el criterio de signos utilizado, positivo en el sentido de la velocidad de salida de los gases, el empuje resultaría negativo, se considera la igualdad de los módulos de ambas fuerzas ($|F_R|=|E|$) y se obtiene el empuje a partir de la siguiente expresión, con signo positivo por conveniencia:

$$E = (\dot{m}_a + \dot{m}_f) \cdot c_s - \dot{m}_a \cdot u + A_s \cdot (p_s - p_a) \quad [7.3]$$

Al empuje calculado mediante la expresión 7.3 se le denomina empuje intrínseco del motor. El empuje real o neto es el que se transmite a la aeronave y se obtiene restando al anterior la resultante de las fuerzas exteriores que ejerce el aire sobre el motor, una vez situado en góndola bajo el ala del avión, debido a la resistencia por rozamiento de la corriente exterior, resistencia por procesos de mezcla del chorro de gases y el flujo exterior, etc. Este último efecto es especialmente relevante a velocidades de vuelo supersónicas.

En el caso de que se desprecie el gasto de combustible frente al de aire, se obtendría la siguiente expresión del empuje:

$$E = \dot{m}_a (c_s - u) + A_s \cdot (p_s - p_a) \quad [7.4]$$

En los motores de reacción no se obtiene un par motor neto en el eje. La fuerza resultante que aparece sobre el conjunto del motor (empuje) es proporcional a la variación de cantidad de movimiento que experimenta el fluido (básicamente aire) a su paso por el motor. En el caso de que la presión en la sección de salida sea superior a la presión exterior aparece un término adicional en la expresión de empuje.

7.2.2. Motor cohete

En el caso de un motor cohete, compuesto por una cámara de combustión que no admite aire del entorno y una tobera propulsiva, realizando un razonamiento similar al anterior y despreciando la cantidad de movimiento de oxidante y del reductor respecto al motor, se obtendrá la siguiente expresión para el empuje intrínseco:

$$E = \dot{m} \cdot c_s + A_s \cdot (p_s - p_a) \quad [7.5]$$

7.3. TURBORREACTOR

7.3.1. Ciclo de trabajo de los turborreactores

Existen diversas configuraciones de turbinas de gas de aviación, siendo las más importantes debido a su desarrollo e implantación las siguientes: turborreactor, turbofán y turbohélice. Las tres configuraciones incluyen un generador de gas, que es el núcleo principal del motor, constituido por un compresor, una cámara de combustión y una turbina, siendo su funcionamiento análogo al de las turbinas de gas industriales. En este capítulo se va a referir la explicación a los denominados turborreactores y en el capítulo 8 se analizarán las particularidades de los otros dos tipos de motores de aviación mencionados.

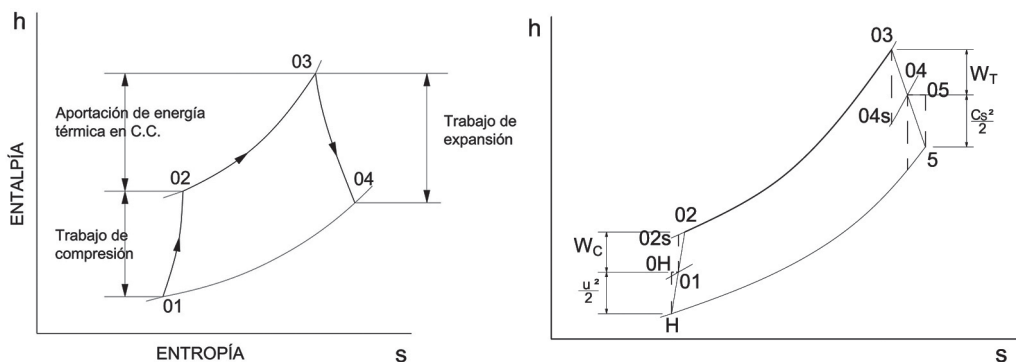


Figura 7.2. Comparación de los diagramas h-s, ciclos de trabajo una turbina de gas industrial (a) y de un turborreactor (b).

Al comparar el ciclo de trabajo de los turborreactores con las turbinas de gas industriales, es importante destacar las siguientes diferencias que se ponen claramente de manifiesto al comparar los diagramas h-s de ambos tipos de motores térmicos (figura 7.2):

- Debido que estos motores se emplean para la propulsión aérea, una vez instalados en un avión, la mayor parte del tiempo trabajarán recibiendo el aire de admisión a una velocidad u relativa al motor, que es precisamente la velocidad de vuelo de la aeronave respecto de un observador fijo en tierra². Sin embargo, el aire de admisión debe disminuir su velocidad hasta un valor adecuado para penetrar en el primer escalonamiento del compresor³ y dicha deceleración provoca una compresión del aire de admisión a la que se denomina compresión dinámica que es en su mayor parte previa a la entrada al motor, como se explicará en más detalle en el capítulo 10.

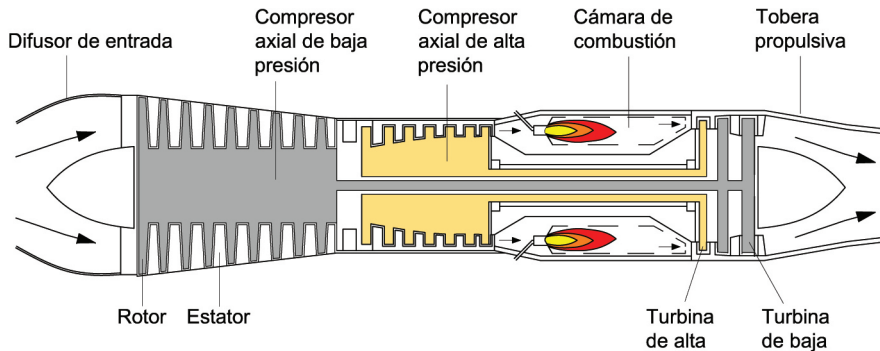


Figura 7.3. Esquema mecánico de un turborreactor.

- En este tipo de motores no existe potencia neta en el eje, de forma que toda la potencia que se produce en la turbina se consume internamente en el motor. Como consecuencia de lo anterior, los gases de

² Se considera ausencia de viento. Si el avión se halla en una masa fluida con una velocidad relativa el suelo, la velocidad u no coincide con la del avión respecto al suelo, sino que habrá que tener en cuenta la componente del viento, es decir, de la masa de aire respecto al suelo, que podrá ser a favor o en contra. Esto no tiene ninguna repercusión sobre el análisis que se está efectuando, ya que siempre se consideran las velocidades del aire y de los gases de escape relativas al motor.

³ La velocidad de vuelo puede ser aproximadamente de 250 m/s frente a una velocidad axial de entrada al compresor adecuada, más en el entorno de los 130 m/s, para evitar flujo supersónico.

la combustión no se expanden en la turbina hasta la presión atmosférica, como en el caso de las turbinas de gas, sino que la relación de expansión de la turbina se ajusta a la necesaria para cubrir, en cada caso, las necesidades de potencia del motor (compresor, fan, hélice y auxiliares), que como se verá depende de la configuración elegida.

- Para aprovechar la energía térmica de los gases a la salida de la turbina se coloca una tobera propulsiva que, por tratarse de un conducto fijo, produce la expansión del fluido sin que exista intercambio de trabajo con el exterior, transformando la energía térmica de los gases de escape en energía cinética, lo que conduce a la propulsión por chorro a la que se ha hecho referencia en el epígrafe anterior.

Los aerorreactores sin compresor (estatorreactor y pulsorreactor) sólo comprimen el fluido en la toma dinámica y no incluyen ni un compresor ni una turbina en su esquema mecánico. Debido a ello no es posible que inicien su funcionamiento de manera autónoma, siendo necesario su lanzamiento, mediante sistemas externos, para comunicarles una velocidad mínima inicial que mediante la compresión dinámica garantice un salto en la tobera propulsiva suficiente para producir el empuje.

En la figura 7.3 se ha representado el esquema mecánico de un turborreactor, donde toda la potencia de la turbina se emplea en mover el compresor y algún equipo auxiliar. En el caso concreto de la configuración mostrada en la figura, el montaje es en doble eje, de forma que un escalonamiento de turbina axial de alta presión mueve el compresor de alta y dos escalonamientos de turbina de baja presión accionan el compresor de baja. El compresor es de tipo axial y se observa que tiene mayor número de escalonamientos que la turbina, también axial (15 frente a 3).

A la hora de representar la evolución que experimenta el fluido en el motor en un diagrama h - s (figura 7.2) es muy importante en este tipo de instalación distinguir entre entalpías de parada⁴ y estáticas. En el compresor y en la turbina existe variación de la entalpía de parada porque se produce un intercambio de trabajo con el exterior a través del eje de la

⁴ Se recuerda que se denomina entalpía de parada a la suma de la entalpía, que representa la energía térmica de la corriente de fluido, y la energía cinética. Teóricamente, si se frenara el fluido hasta velocidad nula por vía isentrópica ($q = 0$, $w = 0$, $c_2 = 0$), el fluido se comprimiría y aumentaría su energía térmica, a expensas de su energía cinética, hasta un valor de la entalpía que se corresponde con el valor de la entalpía de parada (h_{02}), de ahí su denominación.

máquina; sin embargo, en la toma dinámica⁵ y en la tobera, la entalpía de parada se mantendrá constante. Como consecuencia de ello, la energía térmica se convierte en energía cinética en la tobera, mientras que en la toma dinámica la energía cinética se convierte en energía térmica, de forma que el aire incrementa su nivel de presión (proceso de difusión).

A continuación se detallan los procesos termodinámicos experimentados en los distintos elementos del motor, repasando conceptos de Termodinámica y Máquinas Térmicas.

7.3.1.1. Revisión de conceptos de expansión y compresión en conductos. Toberas y difusores

Es importante recordar cómo debe ser la forma del conducto en toberas y difusores dependiendo del valor del número de Mach de la corriente de entrada. Se partirá inicialmente de un análisis en el que se desprecia la fricción, considerándose el flujo isentrópico.

Las ecuaciones que rigen el comportamiento de los fluidos compresibles, bajo la hipótesis de comportamiento como gases ideales, se presentan a continuación:

Principio conservación de la masa. Ecuación de la continuidad:

$$\dot{m} = \frac{A \cdot c}{v} = A \cdot \rho \cdot c = cte \quad [7.6]$$

Principio conservación de la energía. Primer principio de la termodinámica:

$$\left(h_2 + \frac{1}{2} \cdot c_2^2 \right) - \left(h_1 + \frac{1}{2} \cdot c_1^2 \right) = h_{02} - h_{01} = q - w \quad [7.7]$$

Ecuación de Gibbs:

$$dh = T \cdot ds + v \cdot dp \quad [7.8]$$

⁵ Cuando se habla de toma dinámica, se refiere a la compresión dinámica más la que tiene lugar en el difusor de entrada (más aclaraciones en el capítulo 10).

Ecuación de estado de los gases ideales⁶:

$$p \cdot v = R \cdot T \quad [7.9]$$

Ecuación calórica en el caso de gas ideal:

$$dh = c_p \cdot dT \quad [7.10]$$

En el caso de que el fluido se considere gas perfecto (calores específicos constantes):

$$h - h_0 = c_p \cdot (T - T_0) \quad [7.11]$$

Relaciones entre variables termodinámicas en procesos isentrópicos en el caso de un gas perfecto:

$$p \cdot v^\gamma = cte; \quad T \cdot p^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = cte \quad [7.12]$$

Se está analizando el caso de la evolución de un fluido compresible en un conducto fijo en el que no existe, por tanto, intercambio de trabajo con el exterior, considerando además el proceso isentrópico (adiabático y sin fricción). Combinando las ecuaciones anteriores particularizadas para esas hipótesis se obtiene una expresión que permite analizar el efecto del cambio de área sobre la presión del fluido (demostración en anexo I):

$$\frac{dA}{A} = \frac{1}{\gamma} \cdot \frac{dp}{p} \cdot \left[\frac{\gamma \cdot R \cdot T}{c^2} - 1 \right] \quad [7.13]$$

Teniendo en cuenta la expresión de la velocidad del sonido a la temperatura T (denominador de la ecuación 7.14) y la definición de número de Mach de la corriente [7.14], sustituyendo en [7.13] resulta finalmente:

$$M = \frac{c}{\sqrt{\gamma \cdot R \cdot T}} \quad [7.14]$$

$$\frac{dA}{A} = \frac{1}{\gamma} \cdot \frac{dp}{p} \cdot \left[\frac{1 - M^2}{M^2} \right] \quad [7.15]$$

⁶ Para gases ideales, la energía interna y la entalpía sólo dependen de la temperatura, al igual que sus calores específicos. Para gases reales u otros fluidos o sustancias esto no se cumple y la dependencia es, por lo general, de la temperatura y de la presión. Los gases se consideran perfectos cuando los calores específicos se mantienen constantes al variar la temperatura.

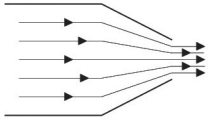
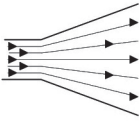
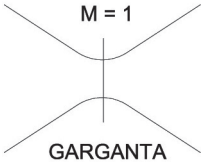
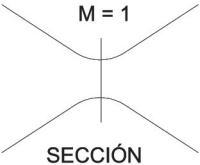
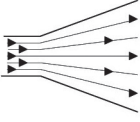
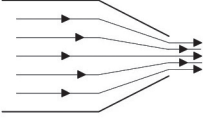
FLUJO	EXPANSIÓN $dp < 0$	COMPRESIÓN $dp > 0$
<p>SUBSÓNICO $M < 1$</p> <p>CONDUCTO VELOCIDAD</p>	 <p>CONVERGENTE C - AUMENTA</p>	 <p>DIVERGENTE C - DISMINUYE</p>
<p>SÓNICO $M = 1$</p>	 <p>GARGANTA</p>	 <p>SECCIÓN ÁREA MÍNIMA</p>
<p>SUPERSONICO $M > 1$</p> <p>CONDUCTO VELOCIDAD</p>	 <p>DIVERGENTE C - AUMENTA</p>	 <p>CONVERGENTE C - DISMINUYE</p>

Figura 7.4. Forma del conducto para procesos de expansión o compresión dependiendo del número de Mach de la corriente.

En la figura 7.4 se indica la forma requerida del conducto, deducida de la ecuación diferencial anterior, para producir procesos de expansión o compresión en los casos de regímenes subsónico, sónico y supersónico.

Como se puede comprobar en el cuadro, la forma requerida del conducto cambia totalmente dependiendo de si el flujo es subsónico o supersónico. Por ejemplo, si nos referimos a una expansión supersónica ($dp < 0$, $M > 1$) se comprueba que $dA > 0$ y por tanto se requiere un conducto divergente. Se puede razonar de forma intuitiva teniendo en cuenta que en el caso de una expansión en régimen supersónico, la disminución de la densidad es tan fuerte que, para que se cumpla la ecuación de la continuidad ($\dot{m} = A \cdot c \cdot \rho$), no basta con que aumente la velocidad, como en el caso subsónico, sino que tienen que crecer simultáneamente c y A .

A continuación se resumen las conclusiones más importantes que pueden desprenderse del análisis de la ecuación [7.15] particularizada para toberas y para difusores:

Una tobera es un conducto en el que el fluido se acelera y expande.

- La tobera será un conducto convergente si el régimen es subsónico (lo habitual en turbomáquinas⁷).
- La tobera será un conducto divergente si el régimen es supersónico.

Un difusor es un conducto en el que el fluido se decelera y comprime (por ejemplo, la toma dinámica, como se analizará en detalle en el capítulo 10).

- El difusor será un conducto divergente si el régimen es subsónico (lo habitual en turbomáquinas).
- El difusor será un conducto convergente si el régimen es supersónico.

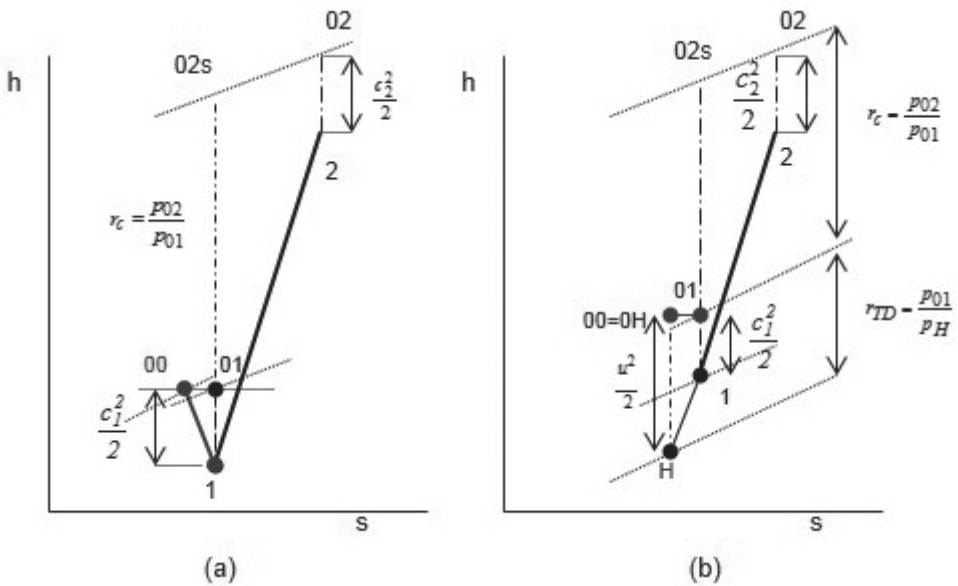


Figura 7.5. Comparación entre la admisión al compresor en una turbina de gas (a) y proceso de compresión: toma dinámica + compresor) de un turbo reactor (b).

⁷ Los conductos interálabes en las turbomáquinas presentan importantes analogías con las toberas (en el caso de turbinas) y con los difusores (en el caso de los compresores).

Asimismo se puede demostrar que:

- La variación de presión que experimenta un flujo compresible al atravesar un conducto depende de la variación de sección de dicho conducto y del número de Mach, teniendo en cuenta la ecuación [7.16] que se ha deducido a partir de la [7.15] para el caso isentrópico.

$$\frac{dp}{p} = \gamma \cdot \frac{dA}{A} \cdot \left[\frac{1}{\frac{1}{M^2} - 1} \right] \quad [7.16]$$

- Si el proceso no es reversible y existen pérdidas por fricción habrá términos adicionales en la ecuación anterior y la variación de presión también se deberá, en cierta medida, a la existencia de estas pérdidas.

7.3.1.2. Toma dinámica

Conviene recordar que en el caso de las turbinas de gas industriales, las condiciones de entrada al compresor venían determinadas por la presión y la temperatura de parada p_{01} y T_{01} (figura 7.5-a). Aunque en general no se especifica, se está teniendo en cuenta que en la admisión, el compresor aspira aire de su entorno, que está inicialmente en reposo (condiciones p_{00} , T_{00} , $c_0=0m/s$, $h_0=h_{00}$), de forma que se le comunica una cierta energía cinética (c_1). Por tanto, en la admisión al compresor está teniendo lugar un proceso de expansión en el que el fluido se acelera a expensas de su energía térmica, que pasa a ser $h_1 < h_0$, manteniéndose la entalpía de parada, ya que en dicho proceso no hay intercambio de trabajo ni calor con el exterior ($h_{00} = h_{01}$). Es habitual considerar que la evolución 00-01 está integrada en el proceso del compresor y tomar como punto de inicio de la compresión el 00, aunque en realidad p_{00} tiene un valor distinto de p_{01} debido a que el proceso de aspiración no será nunca realmente isentrópico, aunque se desprecia este efecto en las turbinas de gas industriales.

En el caso de los turborreactores, el planteamiento es ligeramente diferente, ya que el aire circundante no está en reposo en relación con el motor. Aunque en realidad se mueve el motor con la velocidad de vuelo «u», se

va a analizar la situación considerando un sistema de referencia unido al motor, de forma que el volumen de control al que se ha hecho referencia en el epígrafe 7.2 está en reposo y el aire llega a la sección de entrada de dicho volumen de control con la velocidad de vuelo en condiciones de diseño. Por tanto, la velocidad del aire de admisión relativa al motor es muy elevada y el aire se decelera antes de entrar al compresor en lugar de ganar velocidad desde una situación de reposo, como en el caso anterior.

Con el planteamiento anteriormente descrito, hay que tener en cuenta que las condiciones de presión y temperatura ambiente que se suelen proporcionar como datos de entrada para analizar el ciclo de operación de estos motores, serán los valores estáticos (T_H y p_H)⁸. Con el dato de la velocidad de vuelo o bien el Mach de vuelo, queda determinada la entalpía de parada a cierta distancia del motor, en donde las líneas de corriente se hallan todavía imperturbadas por la presencia del motor y no se ha iniciado la deceleración de la corriente. Aplicando la ecuación del primer Principio de la termodinámica (ecuación [7.7]) entre el punto 0≡H, alejado del motor y correspondiente a la sección de entrada del volumen de control definido en el epígrafe 7.2, y el punto 1, situado en la sección de entrada al compresor (se considera que el proceso es adiabático y no hay intercambio de trabajo), se tendrá:

$$h_{00} = h_{01} \rightarrow h_0 + \frac{c_0^2}{2} = h_1 + \frac{c_1^2}{2} \quad [7.17]$$

Se suele emplear el subíndice H para referirse a las condiciones de la atmósfera y c_0 coincide con la velocidad del motor respecto de la masa fluida (velocidad a la que anteriormente se ha denominado u). Con esta notación resulta:

$$h_{0H} = h_{01} \rightarrow h_H + \frac{u^2}{2} = h_1 + \frac{c_1^2}{2} \quad [7.18]$$

Como se ha comentado anteriormente, el aire de admisión debe disminuir su velocidad hasta un valor adecuado para penetrar en el primer escalonamiento del compresor. Dicha deceleración implica una compresión del aire de admisión, que pasa de p_H a p_1 , a la que se denomina *compresión dinámica* que tiene lugar es en su mayor parte antes de la entrada física al

⁸ Se suelen tomar datos de la atmósfera estándar a diferentes altitudes (anexo II).

motor. La compresión dinámica no se produce, por tanto, en un conducto de paredes físicas, sino que es consecuencia de la forma que adoptan las líneas de corriente debido a la presencia del motor (tubo de corriente divergente). No obstante, en la parte frontal del motor existe un conducto al que se denomina *difusor de entrada*, donde tiene lugar parte de la compresión inicial, a cuyo diseño y función se hará referencia en el capítulo 10.

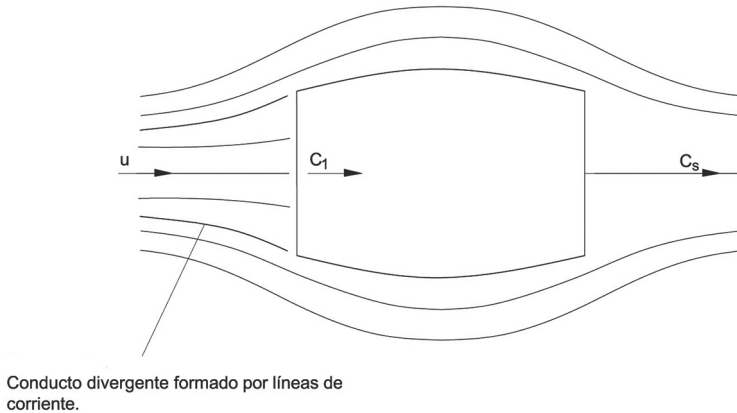


Figura 7.6. Compresión dinámica (izquierda).

Conviene, por tanto, recordar las siguientes ideas:

- En la turbina de gas el fluido está en reposo respecto del motor ($c_0=0$) y al ser aspirado para entrar en el compresor se acelera y experimenta en consecuencia una ligera expansión, de forma que $c_1 > c_0$ y $h_1 < h_0$.
- En las turbinas de gas de aviación cuando funcionan en crucero, el fluido circundante tiene una velocidad relativa al motor importante ($c_0=u$) y en el proceso de admisión experimenta una deceleración y en consecuencia se comprime de forma apreciable antes de entrar en el compresor, de manera que $c_1 < c_0 (=u)$ y $h_1 > h_0$.

Cuando la turbina de gas de aviación está trabajando estáticamente en tierra (velocidad de vuelo nula) la compresión dinámica es lógicamente cero, de forma que la admisión tiene lugar de forma análoga a las turbinas de gas.

Para caracterizar el proceso de compresión dinámica, es habitual definir un *rendimiento isentrópico* η_D con una formulación similar al caso de un

conducto difusor, que recordamos que establece la relación entre la energía mecánica necesaria para comprimir por vía isentrópica, dividida por la necesaria en el caso del proceso real.

$$\eta_D = \frac{h_{01s} - h_H}{h_{01} - h_H} = \frac{u_s^2/2}{u^2/2} \quad [7.19]$$

Al definir el rendimiento isentrópico de esa forma, se supone implícitamente que la relación de compresión de la toma dinámica y la velocidad de entrada al compresor son las mismas en el caso real y en el caso ideal de evolución isentrópica, de forma que a medida que el proceso se aproxima más al caso isentrópico (menor fricción) se requeriría una energía cinética inicial menor (velocidad de vuelo menor) para conseguir idéntica relación de compresión dinámica (figura 7.5-b).

Hay que destacar que en el caso de la compresión dinámica, lo habitual es definir la relación de compresión a través de la relación p_{01}/p_H en lugar de p_1/p_H . De esta forma no es necesario conocer o estimar la velocidad c_1 de entrada al compresor. En el resto del ciclo se trabaja con valores de parada para definir los rendimientos y también es habitual definir las relaciones de compresión y de expansión del compresor y de la turbina entre presiones de parada.

Conocidas las condiciones ambientales y la velocidad del aire respecto del motor, a partir de la estimación del rendimiento isentrópico anterior se puede obtener la relación de compresión dinámica, como se comprobará posteriormente en el ejemplo 7.1.

7.3.1.3. *Generador de gas*

En este tipo de motores no existe potencia neta en el eje, de forma que toda la potencia que se produce en la turbina se consume internamente en el motor. Por tanto, despreciando el posible consumo de energía en otros elementos auxiliares, se comprueba que $(h_{02} - h_{01}) = (1 + F)(h_{03} - h_{04})$. Dado que el dosado es muy reducido ($\sim 0,02$), se comprueba que los saltos entálpicos en el compresor y en la turbina serán prácticamente coincidentes. No así los saltos de presiones, dada la divergencia de las líneas isóbaras; la relación de compresión del compresor será mayor que la relación de expansión en la turbina.

El cálculo del *generador de gas* es similar al caso de las turbinas de gas industriales⁹. Conocidas las condiciones termodinámicas de entrada al compresor, una vez analizado el proceso en la toma dinámica, el análisis del proceso en el compresor partirá de la selección del valor de la relación de compresión de este equipo, así como de una estimación inicial del rendimiento isentrópico del mismo.

Se recuerda que en el caso del *compresor*, el rendimiento isentrópico se define como el trabajo absorbido por la máquina real comparado con el mínimo que debería absorber una máquina hipotética, cuya geometría no es necesario definir, que operase entre las mismas condiciones de admisión (presión, temperatura y velocidad del fluido) y la misma presión de escape que la máquina real; es decir, para conseguir la misma relación de compresión. Analizando el diagrama $h-s$ (figura 7.2) se llega a la conclusión de que el trabajo mínimo se obtendría en una máquina en la que el fluido evolucionase sin pérdidas de calor ni pérdidas mecánicas por irreversibilidades, es decir, por vía isentrópica:

$$\eta_c = \frac{w_{umín}}{w_u} = \frac{(h_{02s} - h_{01})}{(h_{02} - h_{01})} = \frac{(T_{02s} - T_{01})}{(T_{02} - T_{01})} \quad [7.20]$$

El trabajo de compresión se obtiene a partir de la ecuación [7.7] considerando el proceso adiabático (hipótesis muy razonable en turbomáquinas). En este capítulo se está suponiendo por simplicidad en el planteamiento y en los cálculos que el fluido se comporta como un gas perfecto, de manera que en ese caso, la relación entre las presiones y las temperaturas de entrada y salida del compresor si el proceso es isentrópico, será:

$$\frac{T_{02s}}{T_{01}} = \left(\frac{p_{02s}}{p_{01}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = (r_c)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad [7.21]$$

Para simular la compresión adiabática se puede también utilizar el denominado *rendimiento politrópico*, que se define de forma similar al isentrópico, pero asociado a saltos diferenciales (expansiones o compresiones). En el caso de un compresor:

⁹ En concreto, es idéntico al caso del generador de gas de una turbina de gas aeroderivada de doble eje, donde en el eje libre la turbina de alta desarrolla la potencia requerida para accionar el compresor.

$$\eta_{ptr} = \frac{dh_s}{dh} \quad [7.22]$$

Teniendo en cuenta la ecuación de Gibbs:

$$dh = T \cdot ds + v \cdot dp \quad [7.23]$$

Por tratarse de un proceso isentrópico, teniendo en cuenta la ecuación de estado, el numerador resulta:

$$dh_s = \frac{R \cdot T}{p} \cdot dp \quad [7.24]$$

Sustituyendo en la ecuación [7.22]:

$$\eta_{ptr} = \frac{R \cdot T \cdot \frac{dp}{p}}{c_p \cdot dT} \quad [7.25]$$

De donde se obtiene que:

$$\frac{dT}{T} = \frac{R}{c_p \cdot \eta_{ptr}} \left[\frac{dp}{p} \right] = \frac{(\gamma - 1)}{\gamma \cdot \eta_{ptr}} \left[\frac{dp}{p} \right] \quad [7.26]$$

Integrando entre los estados de parada 01 y 02, se obtiene:

$$\frac{T_{02}}{T_{01}} = \left[\frac{p_{02}}{p_{01}} \right]^{\frac{\gamma-1}{\gamma \cdot \eta_{ptr}}} \quad [7.27]$$

Se comprueba que la ecuación [7.27] es muy similar a la ecuación [7.21] pero en este caso el valor del rendimiento politrópico aparece en el denominador del exponente. La ecuación [7.27] permite relacionar directamente las propiedades termodinámicas de entrada con las de salida reales, y no con los valores de salida evolucionando por vía isentrópica. La ventaja que tiene utilizar el rendimiento politrópico es que se puede aplicar directamente la expresión [7.27] para calcular, por ejemplo, la temperatura de salida T_{02} sin tener que recurrir al cálculo en dos pasos: cálculo de la temperatura

con compresión isentrópica T_{02s} y cálculo de la temperatura de salida real T_{02} utilizando el rendimiento isentrópico.

El valor del rendimiento politrópico asociado al proceso diferencial es mayor en el caso de compresor que el del rendimiento isentrópico, como es lógico, dado que este último disminuye a medida que aumenta el salto entálpico en el compresor y el número de escalonamientos, como se estudiaba en máquinas térmicas.

El proceso que tiene lugar en la *cámara de combustión* da lugar a un fluido con elevada energía térmica que es aprovechada en la turbina para producir potencia mecánica. La temperatura de salida de los gases de dicha cámara de combustión dependerá fundamentalmente del valor del dosado utilizado (relación entre gasto másico de combustible/gasto másico de aire) y también dependerá del poder calorífico del combustible.

El rendimiento de la cámara de combustión establece en qué medida se aprovecha la energía primaria introducida en este equipo, a través del gasto másico de combustible, en incrementar la entalpía sensible del fluido motor, y se expresa como el cociente entre ambos términos. El rendimiento de la cámara de combustión tendrá, por tanto, la siguiente expresión:

$$\eta_{cc} = \frac{(\dot{m}_a + \dot{m}_f) \cdot h_{03} - \dot{m}_a \cdot h_{02}}{\dot{m}_f \cdot H_c} = \frac{(1 + F) \cdot h_{03} - h_{02}}{F \cdot H_c} \quad [7.28]$$

Recordamos que en el caso de las turbinas de gas, la temperatura de entrada a la turbina T_{03} es uno de los parámetros fundamentales de diseño de su ciclo termodinámico. Fijado este valor, el dosado requerido se podrá determinar a partir de la expresión anterior, en el caso de que se conozcan las condiciones a la salida del compresor, el poder calorífico del combustible y el rendimiento de la cámara.

En el caso de la *turbina* el rendimiento denominado isentrópico relaciona el trabajo desarrollado por la máquina real y el trabajo máximo que se podría obtener en una máquina hipotética que trabajara con la misma relación de expansión:

$$\eta_T = \frac{w_u}{w_{u \max}} = \frac{(h_{03} - h_{04})}{(h_{03} - h_{04s})} = \frac{(T_{03} - T_{04})}{(T_{03} - T_{04s})} \quad [7.29]$$

En la última igualdad se está suponiendo que el fluido se comporta como un gas perfecto con calor específico constante. En ese caso:

$$\frac{T_{04s}}{T_{03}} = \left(\frac{p_{04s}}{p_{03}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \left(\frac{1}{r_{\text{exp}}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad [7.30]$$

Las expresiones anteriores permiten calcular, por ejemplo, el trabajo desarrollado por la turbina y la temperatura de salida, suponiendo que el fluido que evoluciona se comporta como un gas perfecto, conocida la relación de expansión, el rendimiento de la turbina y la temperatura de entrada a ésta, tal como se comprobará en los ejemplos que se presentan posteriormente.

La expansión en la turbina también se puede calcular a partir de una estimación del rendimiento politrópico correspondiente, teniendo en cuenta que en este caso se define a la inversa que en el caso anterior (ecuación [7.31]). Razonando de forma similar al caso de compresor, se obtiene una expresión en la que el rendimiento politrópico de la turbina aparece en el numerador del exponente:

$$\eta_{\text{ptr}T} = \frac{dh}{dh_s} \quad [7.31]$$

$$\frac{T_{03}}{T_{04}} = \left[\frac{p_{03}}{p_{04}} \right]^{\frac{\gamma-1}{\gamma} \eta_{\text{ptr}T}} \quad [7.32]$$

7.3.1.4. *Tobera propulsiva*

Para aprovechar la energía térmica de los gases a la salida de la turbina se coloca una tobera propulsiva que, por tratarse de un conducto fijo, produce la expansión del fluido sin que exista intercambio de trabajo con el exterior, transformando la energía térmica de los gases de escape en energía cinética. Precisamente, la diferencia que existe entre la velocidad de los gases de escape y la de entrada del aire al motor es lo que conduce a la propulsión por chorro a la que se ha hecho referencia en el epígrafe 7.2.

Por tanto, aplicando la ecuación del primer principio a la tobera de escape, siguiendo la nomenclatura de la figura 7.3 y considerando el proceso adiabático, se tendrá que:

$$h_4 + \frac{c_4^2}{2} = h_5 + \frac{c_5^2}{2} \quad [7.33]$$

Como en el resto del capítulo, no es necesario conocer las velocidades de entrada y salida de la turbina, y se trabaja directamente con los valores de parada:

$$h_{04} = h_{05} \rightarrow h_{04} = h_5 + \frac{c_s^2}{2} \quad [7.34]$$

La velocidad de salida de la tobera se podría determinar a partir de la expresión anterior conocida la expansión a disposición de la tobera propulsiva, que como en el caso de la toma dinámica, se define entre el valor de parada a la entrada y la presión de descarga: p_{04}/p_H .

Dado que el proceso no tiene por qué ser isentrópico, es necesario conocer o estimar el rendimiento isentrópico de la tobera propulsiva, que se define como:

$$\eta_{TO} = \frac{h_{04} - h_5}{h_{04} - h_{5s}} = \frac{c_s^2/2}{c_{ss}^2/2} \quad [7.35]$$

A continuación se desarrollan varios ejemplos en los que se lleva a cabo el cálculo del ciclo termodinámico de un turborreactor. Dichos ejemplos permiten detallar cómo se obtienen, finalmente, la velocidad de salida de los gases de la tobera propulsiva y el empuje específico, entre otras magnitudes.

EJEMPLO 7.1

En este ejemplo se va a calcular la compresión que se produce en la toma dinámica y el salto de presiones a disposición de la tobera de un turborreactor del que se conocen los siguientes datos:

- Altura de vuelo 30.000 pies, donde las condiciones de temperatura y presión en condiciones normales son: $-44,3\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $0,3\text{ bar}$; velocidad de vuelo correspondiente a Mach 0,82; temperatura de entrada a la turbina: $T_{03}=1.100\text{ }^{\circ}\text{C}$; relación de compresión del compresor 8:1; rendimiento isentrópico de la toma dinámica: 0,95; rendimiento isentrópico del compresor: 0,88; rendimiento isentrópico de la turbina: 0,9; rendimiento mecánico del eje: 0,99; rendimiento de la cámara de combustión: 0,97; tobera propulsiva convergente con flujo isentrópico.
- *Datos adicionales*¹⁰: Considerar que el gasto que circula por la turbina y el que trasiega por el compresor son iguales, porque se supone que el combustible inyectado en la cámara de combustión compensa el aire sangrado del compresor para refrigeración de la turbina y otros usos auxiliares. Poder calorífico de combustible: 42.800 kJ/kg . Considerar que tanto el aire como los gases de la combustión se comportan como gases perfectos con los siguientes valores de los calores específicos a presión constante:
 - aire: $c_{pa}=1,005\text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$ y $\gamma_a=1,4$
 - gases de la combustión: $c_{pg}=1,147\text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$ y $\gamma_g=1,33$.

SOLUCIÓN

La velocidad del turborreactor se obtiene a partir del número de Mach de vuelo:

$$u = M \cdot c_{sonido} = M \cdot \sqrt{\gamma \cdot R \cdot T_H} = M \cdot \sqrt{c_p \cdot (\gamma - 1) \cdot T_H} \quad [7.36]$$

$$u = 0,82 \cdot \sqrt{1.005(\text{J/kg} \cdot \text{K}) \cdot 0,4 \cdot 228,7(\text{K})} = 248,63 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Teniendo en cuenta el proceso de deceleración, adiabático y sin intercambio de trabajo con el exterior, que experimenta el fluido en la toma dinámica, cuyo balance energético se muestra en la ecuación [7.6], se obtiene la entalpía de parada de entrada al compresor¹¹:

$$h_{01} = h_{0H} = h_H + \frac{u^2}{2} = c_p \cdot T_H + \frac{u^2}{2} = 260,75 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad [7.37]$$

¹⁰ Se van a suponer los mismos valores de los datos adicionales en todos los ejercicios del presente capítulo.

¹¹ Se ha tomado, en este caso, como origen de entalpía, entalpía nula para 0 K.

Teniendo en cuenta el rendimiento de la toma dinámica:

$$h_{01s} = 0,95 \cdot (260,75 - 229,8) + 229,8 = 259,2 \frac{kJ}{kg} \rightarrow T_{01s} = 257,92K$$

La relación de compresión en la toma dinámica será:

$$\frac{p_{01s}}{p_H} = \frac{p_{01}}{p_H} = \left(\frac{T_{01s}}{T_H} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = \left(\frac{257,92}{228,7} \right)^{1,4} = 1,52$$

$$p_{01} = 1,52 \cdot 0,3 = 0,457 \text{ bar}$$

A continuación se obtienen las condiciones termodinámicas a la salida del compresor, de forma análoga al caso de una turbina de gas industrial, obteniéndose los siguientes resultados:

$$\left(\frac{p_{02s}}{p_{01}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = 8^{\frac{0,4}{1,4}} = \frac{T_{02s}}{T_{01}} \rightarrow T_{02s} = 469,99 K$$

$$\eta_C = \frac{h_{02s} - h_{01}}{h_{02} - h_{01}} = \frac{T_{02s} - T_{01}}{T_{02} - T_{01}}$$

$$T_{02} = \frac{(469,9 - 259,41)}{0,88} + 259,41 = 498,7K \rightarrow h_{02} = 501,19 \frac{kJ}{kg}$$

Si en el enunciado se hubiese proporcionado el dato del rendimiento politrópico del compresor, en lugar del rendimiento isentrópico, se habría obtenido la temperatura de salida a partir de la ecuación [7.27]. En este caso el rendimiento politrópico sería 0,909 y se comprueba que se obtiene el mismo resultado:

$$T_{02} = T_{01} \cdot \left[\frac{p_{02}}{p_{01}} \right]^{\frac{\gamma-1}{\gamma \cdot \eta_{pr}}} = 259,45 \cdot [8]^{1,4 \cdot 0,909} = 498,7K$$

Se obtendrán las condiciones termodinámicas de los puntos 03 y 04 del ciclo del motor como paso previo a la obtención del valor del salto de presiones a disposición de la tobera propulsiva:

La temperatura de entrada a la turbina es un dato del enunciado: y la presión se obtiene a partir de la siguiente relación:

$$p_{03} = p_{02} = \frac{p_{02}}{p_{01}} \cdot \frac{p_{01}}{p_H} \cdot p_H = 8 \cdot 1,52 \cdot 0,3 = 3,65 \text{ bar}$$

Toda la potencia que desarrolla la turbina se emplea en accionar el compresor. Se considera la hipótesis del enunciado que indica que los gastos máscicos en el compresor y en la turbina son coincidentes y por tanto:

$$c_{pg} (T_{03} - T_{04}) \cdot \eta_m = c_{pa} \cdot (T_{02} - T_{01})^{12} \quad [7.38]$$

$$T_{04} = T_{03} - \frac{c_{pa} \cdot (T_{02} - T_{01})}{c_{pg} \cdot \eta_m} = 1.373 - \frac{(498,6 - 259,41) \cdot 1,005}{1,147 \cdot 0,99} = 1.161,3 \text{ K}$$

Teniendo en cuenta el rendimiento de la turbina:

$$\eta_T = 0,9 = \frac{T_{03} - T_{04}}{T_{03} - T_{04s}} \rightarrow T_{04s} = 1.137,73 \text{ K}$$

$$\frac{p_{03}}{p_{04}} = \left(\frac{T_{03}}{T_{04s}} \right)^{\frac{1,33}{0,33}} = 2,133 \rightarrow p_{04} = 1,71 \text{ bar}$$

Se comprueba que la relación de expansión en la turbina (2,133) es menor que la relación de compresión en el compresor (8), como se había anticipado.

El salto a disposición de la tobera será, por tanto:

$$\frac{p_{04}}{p_H} = 5,7$$

Resumiendo los resultados: La relación de compresión dinámica es 1,52:1 frente a la del compresor (8:1). La relación de compresión total del turborreactor es 12,16:1. La relación de expansión de la turbina es 2,13:1 y la de la tobera propulsiva 5,7:1.

EJEMPLO 7.2

Continuando con el ejemplo anterior, se va a analizar cuál sería la velocidad de salida de la tobera propulsiva aprovechando el salto de presiones disponible.

¹² El rendimiento mecánico del eje se ha aplicado al trabajo desarrollado por la turbina.

SOLUCIÓN:

Para obtener la velocidad de salida hay que basarse en la ecuación del balance energético en la tobera [7.34], de donde se obtiene:

$$c_s = \sqrt{2 \cdot c_{pg} \cdot (T_{04} - T_5)} \quad [7.39]$$

Teniendo en cuenta que según el enunciado el proceso en la tobera puede considerarse isentrópico, se va a calcular T_5 considerando, en principio, que la presión a la salida coincide con la ambiente:

$$\left(\frac{p_{04}}{p_H} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = 5,7^{1,33} = \frac{T_{04}}{T_5} \rightarrow T_5 = 754 \text{ K}$$

Sustituyendo en la expresión de la velocidad, con las unidades oportunas ($\text{J/kg} \equiv \text{m}^2/\text{s}^2$), se obtiene:

$$c_s = \sqrt{2 \cdot 1147 \cdot (1161,3 - 754)} = 966,62 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Dado que la velocidad parece muy elevada, se va a comprobar si es subsónica o supersónica comparándola con la velocidad de sonido a la salida de la tobera, calculando el número de Mach:

$$M_{salida} = \frac{c_s}{\sqrt{c_p \cdot (\gamma - 1) \cdot T_5}} = \frac{966,62}{\sqrt{1147 \cdot 0,33 \cdot 754}} = 1,81$$

Se comprueba que la velocidad de salida es supersónica, de forma que se va a analizar a continuación, si es posible el funcionamiento anterior en el caso de que la tobera sea convergente, tal como indica el enunciado.

7.4. ANÁLISIS DEL BLOQUEO DE LA TOBERA CONVERGENTE

Hay que empezar por aclarar que es bastante habitual que las toberas propulsivas sean convergentes, de ahí que en este capítulo se haya comenzado por analizar este caso concreto, que es, por otra parte, más sencillo. No obstante, en el capítulo 10 se hará referencia a toberas convergentes-divergentes, resaltando sus particularidades y ventajas.

En el ejemplo anterior se comprobaba que el salto de entalpía a disposición de la tobera conducía a una aceleración que implicaba flujo supersónico a la salida. Sin embargo, en el epígrafe 7.3.1.1 se demostraba que en un conducto convergente, si el flujo es supersónico, el fluido se comprime y se decelera, en lugar de expandirse y acelerarse, con lo que no es factible que la tobera convergente pueda trabajar realmente en las condiciones de entrada y salida calculadas.

Para entender mejor lo que ocurre cuando la tobera convergente tiene a su disposición un salto entálpico tan elevado como el del ejemplo anterior, conviene analizar la forma de la curva característica de una tobera que relaciona el gasto másico con el salto de presiones $\dot{m} = f(p_{00} / p_{\text{descarga}})$, que tiene la forma representada en la figura 7.7. En concreto, en dicha figura se presentan las curvas características de dos toberas convergentes con áreas de salida diferentes que operan bajo las mismas condiciones de entrada y salida, y con el mismo fluido.

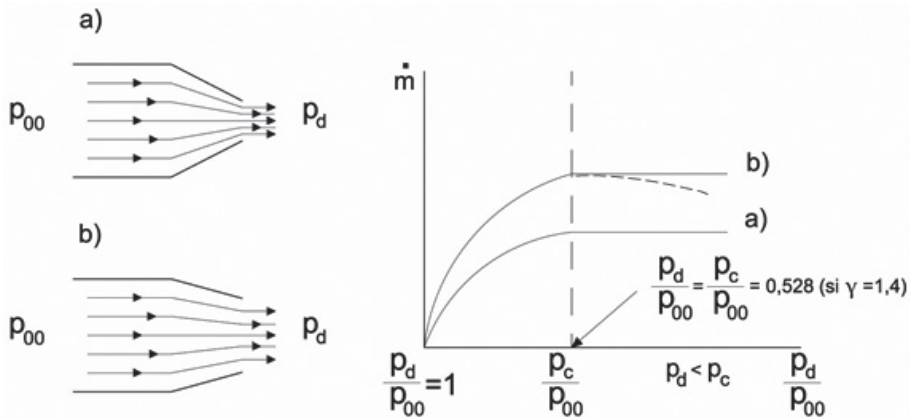


Figura 7.7. Curvas características de dos toberas convergentes de diferente sección de salida. Evolución del gasto frente al salto de presiones. Condiciones de parada a la entrada constantes. Línea punteada representación de la función [7.41] posterior al máximo (sin sentido físico).

En abscisas se ha representado la inversa del salto de presiones, ya que aparece de esa forma en la fórmula del gasto. En esa forma se comprueba que el gasto crece a medida que disminuye la presión de descarga (el salto crece por ser la inversa). Es intuitivo entender que el gasto se establece

debido a la existencia de una diferencia de presiones entre la entrada y la salida del conducto. A medida que la diferencia de presiones se incrementa, el gasto tiende a aumentar hasta alcanzar un máximo. Bajo otra perspectiva, no menos cierta, al hacer circular un determinado gasto másico por un conducto de sección variable, se produce una variación de presión en el fluido que dependerá de la geometría del conducto, al margen de las pérdidas de carga, que serán despreciadas en una primera aproximación. Se va considerar en todo el razonamiento que se mantienen los valores de la presión y de la temperatura de parada a la entrada del conducto (p_{00} y T_{00}), así como el área de la sección de entrada (A_0).

7.4.1. Tobera sin fricción

La relación entre el gasto másico y el salto de presiones (p_{00}/p_{salida}) se obtiene a partir de la ecuación de la continuidad, sustituyendo la velocidad por una expresión deducida de la ecuación del primer principio de la termodinámica [7.34] y teniendo en cuenta la ecuación de estado [7.9]. En este caso, que se supone el proceso isentrópico, se obtiene la expresión [7.40] para el gasto (justificación en anexo I):

$$\dot{m} = A \frac{p_{00}}{\sqrt{T_{00}}} \sqrt{\frac{2\gamma}{R(\gamma-1)} \left[\left(\frac{p}{p_{00}} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p}{p_{00}} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]} = A \frac{p_{00}}{\sqrt{T_{00}}} \Phi \left(\frac{p}{p_{00}} \right) \quad [7.40]$$

Se comprueba que el gasto másico puede obtenerse en función de las condiciones de parada a la entrada del conducto, así como del área y de la presión en una determinada localización del mismo (A, p), siendo la más significativa la sección de salida (A_{salida}, p_{salida}).

$$\dot{m} = A_{salida} \frac{p_{00}}{\sqrt{T_{00}}} \Phi \left(\frac{p_{salida}}{p_{00}} \right) \quad [7.41]$$

Si se representa la función anterior para una determinada área de salida y variando el salto de presiones a base de disminuir la presión p de salida o descarga (ecuación [7.41]) se comprueba que el gasto tiende a aumentar hasta llegar a un valor máximo (figura 7.7).

Para determinar de forma matemática ese máximo, se puede analizar cuál será el máximo de la función Φ , que depende precisamente del salto de presiones p_{00}/p_{salida} , considerando como en el resto del razonamiento que p_{00} y T_{00} se mantienen constantes. Derivando la función respecto de p_{salida}/p_{00} se puede obtener el valor de dicho parámetro para el que se obtiene el valor máximo de la función (es habitual manejar la inversa del salto de presiones).

Se comprueba que el máximo de la función Φ , y por tanto del gasto, se obtiene para la relación de presiones siguiente:

$$\frac{p_{\text{salida}}}{p_{00}} = \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} = \frac{p_{\text{gasto-máximo}}}{p_{00}} \quad [7.42]$$

Se comprueba a continuación que además, la velocidad en ese punto, cuando se alcanza el máximo gasto, coincide con la velocidad del sonido.

Empecemos por indicar que cuando en algún punto del conducto se alcanza la velocidad local del sonido ($M=1$), los parámetros del gas correspondientes reciben el nombre de parámetros críticos. Para obtener las expresiones que permiten determinar el valor de dichos parámetros se considerará que el fluido alcanza la velocidad del sonido expandiéndose en un conducto.

Aplicando la ecuación de conservación de la energía (ecuación 7.34) entre un punto de parada 00 de entrada al conducto y un punto genérico de la expansión en el cuál la temperatura sea T y teniendo en cuenta la expresión del número de Mach en el caso de un gas perfecto (calor específico constante), se cumplirá:

$$c_p \cdot T_{00} = c_p \cdot T + \frac{c^2}{2} = c_p \cdot T + \frac{M^2 \cdot a^2}{2} \quad [7.43]$$

Donde «a» es la velocidad del sonido correspondiente a la temperatura T , que depende así mismo de los valores de c_p y γ , de forma que se deduce que:

$$T_{00} = T \cdot \left[1 + \frac{\gamma - 1}{2} \cdot M^2 \right] \quad [7.44]$$

La temperatura crítica se obtendrá haciendo $M=1$, resultando la siguiente relación:

$$\frac{T_c}{T_{00}} = \frac{2}{\gamma + 1} \quad [7.45]$$

La expresión anterior seguirá siendo válida en el caso de que exista fricción, ya que para su deducción no ha sido necesario realizar ninguna hipótesis al respecto.

Por tanto, la *temperatura crítica* depende de la relación de calores específicos del gas (γ) y de la temperatura de parada a la entrada del conducto y no depende de si el proceso es o no es reversible. La *presión crítica*, por el contrario, sí depende de esta circunstancia, como se justifica en el epígrafe 7.4.2.

En el caso de proceso isentrópico, y por lo tanto sin fricción, la presión crítica se obtendrá de la relación:

$$\frac{p_c}{p_{00}} = \left(\frac{T_c}{T_{00}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad [7.46]$$

Se comprueba, por tanto, que la expresión obtenida [7.46] coincide con la relación de presiones obtenida en [7.42], luego se ha demostrado que el gasto másico alcanza un máximo cuando se alcanzan las condiciones sónicas en la sección de salida.

Hay que precisar, no obstante, que dado que el gasto másico es constante en cualquier sección del conducto (ecuación [7.40]), por la ecuación de la continuidad, el máximo de la función Φ se alcanzará en la sección de área mínima. Esto implica que si se alcanzan las condiciones sónicas en el conducto, dichas condiciones se obtendrán siempre en la sección de área mínima, que en el caso que se está considerando de una tobera convergente es precisamente la sección de salida, pero que en el caso de una tobera convergente-divergente será la sección de la garganta.

Por tanto, existe un salto de presiones característico, al que se va a denominar salto crítico (p_{00}/p_c), de forma que aunque se aumente el salto a disposición de la tobera convergente, el gasto no aumenta, de forma que se dice que la tobera se halla bloqueada. A partir de ese momento la ecuación [7.41] no es representativa del comportamiento de la tobera.

Efectivamente la tobera convergente sólo es capaz de admitir el gasto correspondiente al salto crítico y la presión de salida no podrá ser inferior a la presión crítica. Una vez que se alcanza el gasto másico máximo, la presión en la sección de salida se mantendrá en el valor $p_{\text{gasto-máximo}}$, que se deduce de la ecuación [7.42], aunque se reduzca la presión del depósito de descarga. En este último caso, el resto de la expansión hasta la presión de salida se produce bruscamente en una onda de choque fuera del conducto.

La tobera convergente se bloquea porque se alcanzan condiciones sónicas en la sección de salida.

También conviene destacar que matemáticamente se comprueba que el gasto obtenido a partir de la ecuación [7.40], manteniendo el valor del área, tiende a disminuir al aumentar el salto de presiones por encima del salto crítico (figura 7.7), curva punteada) lo cual es físicamente imposible, de forma que a partir del máximo se representa la evolución real y no la evolución matemática de la función.

En una tobera convergente se produce el bloqueo precisamente porque se alcanza $M = 1$ en la sección de salida, siendo la presión crítica la que conduce al máximo del gasto másico ($p_c = p_{\text{gasto máximo}}$). El gasto no puede aumentar aunque se incremente el salto de presión entre la entrada (p_{00}) y la presión estática de descarga (p_d).

7.4.2. Tobera con fricción

En el caso de que exista fricción el proceso puede considerarse politrópico y puede caracterizarse mediante un coeficiente politrópico, que por tratarse de un proceso de expansión, es menor que el coeficiente isentrópico ($1 < n < \gamma$). En los procesos politrópicos las relaciones entre presiones, temperaturas y volúmenes serán¹³:

¹³ Teniendo en cuenta la definición de rendimiento politrópico introducido en el epígrafe 7.3.1.3 se deduce que: $\frac{(\gamma-1)}{\gamma} \cdot \eta_{\text{polit}} = \frac{(n-1)}{n}$

$$p \cdot v^n = cte; \quad T \cdot p^{\frac{n-1}{n}} = cte \tag{7.47}$$

En este caso, realizando un razonamiento similar al caso isentrópico, pero teniendo en cuenta que sigue cumpliéndose la ecuación [7.45] y la misma expresión para la temperatura crítica, el salto de presión crítico resulta ser:

$$\frac{p_c}{p_{00}} = \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{n}{n-1}} \tag{7.48}$$

Se comprueba, por tanto, que cuando existe fricción la presión crítica disminuye respecto del valor isentrópico, ya que $n < \gamma$ (manteniendo p_{00} y la relación de calores específicos γ).

Se puede analizar con otro enfoque, suponiendo que se conoce el valor del rendimiento isentrópico de la tobera, en lugar del exponente de la politrópica. En ese caso se comprueba que la presión crítica se puede expresar en función de dicho rendimiento, tal como se deduce a continuación, a la luz de la figura 7.8.

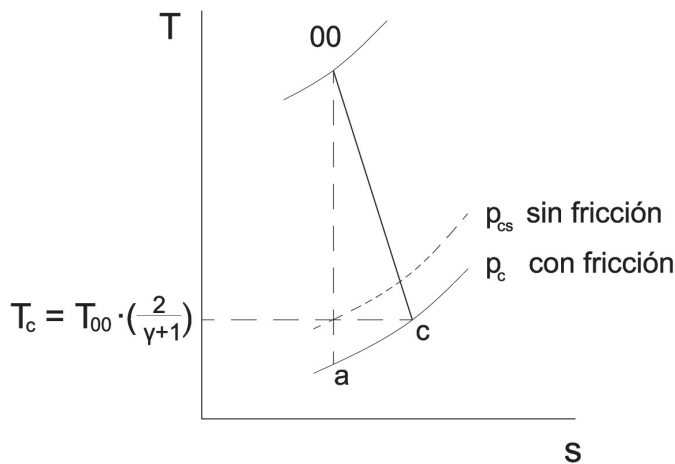


Figura 7.8. Condiciones críticas en una tobera con fricción.

Si la evolución fuera isentrópica, el punto c_s correspondería a las condiciones críticas de temperatura y presión. Cuando la evolución no es

reversible, se produce un aumento de entropía, pero la temperatura crítica sigue siendo la misma, tal como se comentaba en el epígrafe anterior. Sin embargo, la presión crítica disminuye, tal como se observa en la figura y se justificó en el razonamiento anterior. Las expresiones [7.49], [7.50] y [7.51] permiten deducir la expresión del salto crítico en función del rendimiento isentrópico de una tobera convergente:

$$T_c = T_{00} \cdot \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right) \quad [7.49]$$

$$T_a = T_{00} - \frac{(T_{00} - T_c)}{\eta_{TO}} \quad [7.50]$$

$$\frac{p_{00}}{p_c} = \left(\frac{T_{00}}{T_a} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad [7.51]$$

Sustituyendo [7.49] y [7.50] en [7.51], el salto crítico en la tobera con fricción será:

$$\frac{p_{00}}{p_c} = \frac{1}{\left[1 - \frac{1}{\eta_{TO}} \cdot \left(\frac{\gamma - 1}{\gamma + 1} \right) \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}} \quad [7.52]$$

Conclusiones del análisis del proceso de expansión en *toberas convergentes*:

El razonamiento anterior tiene una serie de implicaciones en relación con la expansión en conductos convergentes que se resaltan a continuación:

- Para unas condiciones de admisión (p_{00} y T_{00}) y un determinado fluido γ , cada tobera tiene una curva característica que depende de su geometría, que representa el gasto másico que circula en función del salto de presiones (ecuación 7.40 y figura 7.7).
- No es posible acelerar un fluido por encima de la velocidad del sonido en un conducto convergente, ya que dicha velocidad del sonido se deberá alcanzar en la sección de área mínima (sección de salida, en este caso).
- Cuando la relación de expansión coincide con el salto crítico ($p_{00}/p_{descarga} = p_{00}/p_c$) se dice que la *tobera trabaja adaptada o bajo expansión perfecta*.

- Cuando una tobera convergente está sometida a un salto de presiones inferior al salto crítico, no está bloqueada (tobera en condiciones de sub-expansión) y la presión de salida coincide con la descarga y es superior al valor crítico.
- Si la diferencia de presiones a la que está sometido un conducto convergente, sea cual sea su geometría, es superior al salto crítico, la tobera se hallará bloqueada¹⁴ de forma que en la sección de salida se habrán alcanzado las condiciones sónicas y el gasto habrá llegado al máximo posible para una determinada área de la sección de salida y condiciones de parada a la entrada.
- Se dice que la tobera está bloqueada porque una vez alcanzado $M = 1$ en la garganta (sección de salida si es convergente), al aumentar la relación de expansión $p_{00}/p_{descarga}$ a base de disminuir la presión de descarga, no aumenta el gasto másico; la presión en la sección de salida se mantiene constante en el valor crítico y se produce una expansión fuera ya del conducto. Tobera en *condiciones de sobre-expansión* o bajo salto supercrítico.
- Si la tobera no está bloqueada, el gasto másico que circula por la tobera depende de: la sección de salida (A_s), las condiciones de parada a la entrada (p_{00} y T_{00}), del salto de presiones $p_{00}/p_{descarga}$ y del coeficiente γ del fluido que evoluciona.
- Si la tobera está bloqueada, el gasto másico que circula por la tobera depende de: la sección de salida (A_s), las condiciones de parada a la entrada (p_{00} y T_{00}) y del coeficiente del fluido que evoluciona.
- El bloqueo de una tobera no depende de su geometría, de forma que dos toberas con diferente sección de salida se bloquearán cuando al aumentar el salto de presiones, dicho salto ($p_{00}/p_{descarga}$) coincida con el salto crítico, que es exclusivamente función de la relación de calores específicos del gas que circula. Es decir, se bloquea en las mismas condiciones una tobera grande que una pequeña, aunque el gasto másico de bloqueo será lógicamente diferente, que depende de la sección de salida (figura 7.7).

¹⁴ También se denomina tobera estrangulada.

Es importante resaltar que la tobera propulsiva de un turborreactor si es convergente, en general está bloqueada en una buena parte de las condiciones operativas, salvo en algunos casos durante la operación del motor en tierra, dado que para velocidad de vuelo igual a cero, al no existir compresión dinámica, la relación de expansión en la tobera es inferior a la que le corresponde en crucero.

Consecuencias de la utilización de toberas convergentes en turborreactores, sobre las que se incidirá posteriormente en el capítulo 10, al analizar el comportamiento de las toberas convergente-divergentes:

- El empuje queda limitado en toberas convergentes, puesto que la velocidad no puede ser supersónica.
- El efecto anterior queda parcialmente compensado por la falta de adaptación de la presión de salida a la presión ambiente ($p_s = p_c > p_H$), lo que produce un incremento de empuje (ecuación [7.4]).
- En el caso poco habitual de que la tobera convergente trabaje *no bloqueada* y por tanto *adaptada* al salto de presiones, la expresión del empuje vendrá dada por la ecuación [7.53], no existiendo un empuje adicional como consecuencia de la diferencia de presión entre la sección de salida y el ambiente.

$$E = (\dot{m}_a + \dot{m}_f) \cdot c_s - \dot{m}_a \cdot u \quad [7.53]$$

EJEMPLO 7.3

Continuando con el ejemplo 7.2 se pretende comprobar que la tobera está efectivamente bloqueada, teniendo en cuenta los conceptos que se han introducido en el apartado 7.4. Además se va a calcular la velocidad de salida de los gases y el empuje específico del motor.

SOLUCIÓN:

Como ya se ha explicado anteriormente, cuando se alcanzan condiciones sónicas ($M=1$), la temperatura y la presión se denominan críticas. En el caso de una evo-

lución isentrópica en la tobera, las condiciones críticas de presión y temperatura se obtienen a partir de las ecuaciones [7.45] y [7.46], que particularizadas a este caso concreto resultan:

$$T_c = T_{04} \cdot \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right) = 996,79 \text{ K}$$

$$\frac{p_c}{p_{04}} = \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} = 0,54 \rightarrow p_c = 0,926 \text{ bar}$$

El salto crítico de presiones será:

$$\frac{p_{40}}{p_c} = 1,85$$

Se comprueba que el salto puesto a disposición de la tobera es supercrítico (sobre-expansión), ya que en el ejercicio 7.1 se obtenía que el salto a disposición de la tobera era 5,7. Por tanto, se confirma que la tobera estará bloqueada, ya que no se puede realizar una expansión superior al salto crítico mediante una tobera convergente. La presión a la salida de la tobera será, por tanto, la crítica:

$$p_5 = p_c = 0,926 \text{ bar}$$

La velocidad de salida de los gases de la tobera propulsiva será la del sonido, correspondiente a la temperatura crítica:

$$c_s = \sqrt{\gamma \cdot R \cdot T_c} = \sqrt{c_p \cdot (\gamma - 1) \cdot T_c} = \sqrt{1,147 \left(\frac{J}{\text{kg} \cdot K} \right) \cdot 0,33 \cdot 996,79 \text{ (K)}}$$

$$c_s = 614,24 \frac{m}{s}$$

En este caso, en el que la tobera está bloqueada y la presión de salida no coincide con la presión ambiente, el empuje específico (empuje por unidad de gasto másico de aire admitido) se obtiene a partir de la expresión [7.54], despreciando el gasto de combustible frente al gasto de aire:

$$\frac{E}{\dot{m}_a} = (c_s - u) + \frac{A_s}{\dot{m}_a} (p_s - p_H) \quad [7.54]$$

En principio no se conoce la sección de salida de la tobera; sin embargo, por la ecuación de la continuidad, se tiene:

$$\dot{m}_a = A_s \cdot c_s \cdot \rho_s = A_s \cdot c_s \cdot \frac{p_c}{R \cdot T_c} \quad [7.55]$$

$$\frac{A_s}{\dot{m}_a} = \frac{R \cdot T_c}{c_s \cdot p_c} = c_p \cdot \frac{(\gamma - 1)}{\gamma} \cdot \frac{T_c}{c_s \cdot p_c} = \frac{1.147 \left(\frac{J}{kg \cdot K} \right) \cdot 0.33 \cdot 996.79 (K)}{1.33 \cdot 614.24 \left(\frac{m}{s} \right) \cdot 0.926 \cdot 10^5 \left(\frac{N}{m^2} \right)}$$

$$\frac{A_s}{\dot{m}_a} = 0.00499 \frac{m^2 \cdot s}{kg}$$

Sustituyendo en la expresión del empuje específico:

$$E_e = \frac{E}{\dot{m}_a} = (614.24 - 248.63) \left(\frac{m}{s} \right) + 0.00499 \left(\frac{m^2 \cdot s}{kg} \right) (0.926 - 0.3) \cdot 10^5 \left(\frac{N}{m^2} \right)$$

$$E_e = 365.61 \frac{N}{kg/s} + 312.23 \frac{N}{kg/s} = 677.84 \frac{N}{kg/s}$$

Se comprueba que una parte muy importante del empuje se debe al salto de presiones a la salida de la tobera, de forma que este término no se puede en absoluto despreciar.

Sin embargo, como se comprobará en el capítulo 10, si la tobera fuera convergente-divergente trabajando adaptada, la velocidad de salida sería muy superior (supersónica), el término de presiones sería nulo, pero al ser el efecto dominante el incremento de la velocidad de salida, el empuje sería mayor.

EJEMPLO 7.4

Se pretende analizar cómo se vería modificado el empuje si la tobera tuviera un rendimiento diferente de la unidad, en concreto 0,98.

SOLUCIÓN:

En este caso, la relación de expansión crítica de la tobera vendrá dada por la ecuación [7.52] y será:

$$\frac{p_{04}}{p_c} = \frac{1}{\left[1 - \frac{1}{0,98} \left(\frac{0,33}{2,33}\right)\right]^{4,03}} = 1,876$$

En el ejercicio 7.2, en el que se suponía expansión isentrópica en la tobera, el salto crítico calculado era 1,85. La relación de expansión crítica es mayor en el caso de que la evolución no sea isentrópica, tal como se pone asimismo de manifiesto en la figura 7.8.

En este caso se obtiene una presión en la sección de salida y $p_c=0,911$ bar la tobera estará igualmente bloqueada, siendo la velocidad de salida de los gases la misma (614,24 m/s), ya que depende de la temperatura crítica y no de la presión crítica.

Repetiendo los cálculos para esta nueva situación se tiene:

$$\frac{E}{\dot{m}_a} = c_s - u + \frac{A_s}{\dot{m}_a} \cdot (p_s - p_H)$$

$$\frac{A_s}{\dot{m}_a} = \frac{R \cdot T_c}{c_s \cdot p_c} = \frac{1147 \cdot 0,33 \cdot 996,79}{1,33 \cdot 614,24 \cdot 0,911 \cdot 10^5} = 0,00507 \frac{m^2 \cdot s}{kg}$$

$$\frac{E}{\dot{m}_a} = (614,24 - 248,63) \left(\frac{m}{s}\right) + 0,00507 \left(\frac{m^2 \cdot s}{kg}\right) (0,911 - 0,3) \cdot 10^5 \left(\frac{N}{m^2}\right)$$

$$E_e = 675,39 \frac{Nm}{kg/s}$$

Recordar que en el caso de la tobera con flujo isentrópico se obtenía un valor de 677,84 N.s/kg.

Por tanto, se obtiene mayor empuje específico en el caso de que la tobera tenga rendimiento igual a la unidad.

EJEMPLO 7.5

Si se supone que el turborreactor de los ejemplos anteriores desarrolla un empuje intrínseco de 7.600 libras en las condiciones de crucero descritas en el enunciado del ejemplo 7.1, se va a calcular el gasto másico de admisión y el área de la sección de salida de la tobera propulsiva que se requieren:

$$\dot{m}_a = \frac{E}{E_e} = \frac{7600(\text{libras}) \cdot 4,45 \left(\frac{N}{\text{lb}} \right)}{675,39 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)} = 50,07 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Suponiendo que las condiciones de crucero especificadas son las de diseño, se dimensionará la tobera para esas condiciones. El gasto másico de salida será el calculado de 50,07 kg/s, igual al de admisión por la hipótesis especificada en el enunciado, al despreciar el gasto de combustible. En el ejemplo 7.4 (caso de tobera con fricción) se estableció la relación entre el gasto másico y el área de la sección de salida a partir de la ecuación de la continuidad, de forma que:

$$A_s = 0,00507 \left(\frac{\text{m}^2 \cdot \text{s}}{\text{kg}} \right) \cdot 50,07 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) = 0,2538 \text{m}^2$$

Por tanto, el diámetro de salida de la tobera propulsiva convergente será igual a 56,8 centímetros.

EJEMPLO 7.6

Se va a calcular el empuje en tierra de la turbina del ejemplo 7.1 (tobera convergente flujo isentrópico), con velocidad de vuelo nula en el momento de iniciar el despegue. Se va a suponer que no se ve afectado el comportamiento de la turbina ni del compresor, manteniéndose los rendimientos isentrópicos de estas máquinas, así como la relación de compresión del compresor y la temperatura de entrada a la turbina ($\eta_c = 0,88$, $\eta_T = 0,9$, $\eta_m = 0,99$, $\eta_{TO} = 1$, $r_c = 8$, $T_{03} = 1373 \text{K}$)¹⁵. Considerar en este caso unas condiciones atmosféricas de 15 °C y 1bar.

¹⁵ Este caso no se corresponde con una situación habitual de funcionamiento de un motor de aviación. Por otra parte, en el capítulo 9 se justificará que estas hipótesis no son realmente ciertas, pero se consideran aceptables de cara al análisis que se realiza en el ejemplo, en aras de la simplicidad del razonamiento.

SOLUCIÓN:

Se opera de forma análoga a la descrita en los ejercicios 7.1, 7.2 y 7.3. La relación de presiones de la toma de dinámica será igual a la unidad, ya que al ser la velocidad de vuelo nula no existe compresión dinámica.

Se propone comprobar que se obtienen en este caso los siguientes resultados:

$$T_{02} = 553,56 \text{ K}; \quad p_{02} = 8 \text{ bar}$$

$$T_{04} = 1137,96 \text{ K}; \quad p_{04} = 3,42 \text{ bar}$$

$$T_c = 976,79 \text{ K}; \quad p_c = 1,848 \text{ bar}$$

$$\frac{A_s}{\dot{m}_a} = 0,00247$$

También en este caso la tobera se encuentra bloqueada con velocidad de salida:

$$c_s = 608 \frac{m}{s}$$

$$\text{Empuje específico: } E_e = 608 \frac{N}{kg/s} + 209,8 \frac{N}{kg/s} = 817,8 \frac{N}{kg/s}$$

Cuando el motor trabaja a nivel del mar de forma estática el empuje específico aumenta debido al incremento del término por velocidad, dado que en crucero el valor que se obtenía para este primer término era $365,61 \text{ Ns/kg}$ y el total $677,84 \text{ Ns/kg}$. El empuje se incrementará de forma importante porque al efecto anterior se suma el aumento del gasto másico como consecuencia de las nuevas condiciones ambientales a nivel del mar (incremento de la densidad). Hay que destacar el efecto positivo del incremento del empuje en estas condiciones, de cara al elevado valor requerido para el despegue del avión¹⁶.

Suponiendo que la velocidad del aire a la entrada del compresor en ambos casos es la misma y teniendo en cuenta la ecuación de estado y que la geometría de la admisión es fija, se comprueba la siguiente relación entre los gastos másicos admitidos en ambos casos:

¹⁶ Hay que distinguir entre la operación de rodaje por la pista, para la que se requiere muy poco empuje (bajo dosado y T_{03} , motor poco revolucionado) y otra situación prácticamente opuesta para el despegue, donde el empuje requerido es máximo.

$$\dot{m}_{despegue} = \frac{\dot{m}_{crucero} \cdot T_{01}}{p_{01}} \cdot \frac{p_{tierra}}{T_{tierra}} = \frac{50 \left(\frac{kg}{s} \right) \cdot 259,45(K) \cdot 1(bar)}{0,457(bar) \cdot 288(K)} = 98,56 \frac{kg}{s}$$

Bajo las hipótesis formuladas, se obtiene que el empuje en condiciones de inicio del despegue aproximadamente se duplica en relación con el valor de crucero:

$$E = 80.605,02N \equiv 18.113,49 \text{ libras}$$

Hay que matizar que el cálculo realizado sólo es aproximado, ya que al trabajar el turborreactor en condiciones distintas a las de diseño, no se mantienen los valores especificados de los distintos parámetros que definen el ciclo termodinámico, que se modifican ligeramente.

7.5. DEFINICIÓN DE LOS RENDIMIENTOS DE UN TURBORREACTOR

A continuación de presentan los tres diferentes rendimientos que se definen en este tipo de motores para evaluar su funcionamiento.

En los motores térmicos en los que la potencia mecánica aparece a través de un par neto en el eje (turbinas de gas industriales, plantas de potencia basadas en ciclo Rankine y ciclos combinados gas-vapor, motores de combustión interna alternativos) el rendimiento térmico del motor se definía como:

$$\eta_t = \frac{N_{mecánica}}{\dot{m}_f \cdot H_c} \quad [7.56]$$

En el tipo de motores que se analizan en este capítulo, la energía del combustible se transforma en energía mecánica aunque, como se ha resaltado, ésta no aparece en forma de par motor útil en el eje, sino como incremento de la energía cinética del fluido motor. En este caso, *el rendimiento térmico*, también denominado rendimiento motor se define de la siguiente forma:

$$\eta_t = \frac{(\dot{m}_a + \dot{m}_f) \cdot \frac{c_s^2}{2} - \dot{m}_a \cdot \frac{u^2}{2}}{\dot{m}_f \cdot H_c} \quad [7.57]$$

Sin embargo, lo que interesa en los motores de reacción es producir empuje para la propulsión, de manera que será interesante definir otros rendimientos adicionales que permitan valorar el comportamiento del motor desde esta otra perspectiva. De cara a analizar el sentido físico de los diferentes rendimientos que se definen en este tipo de motores, es interesante comenzar el razonamiento estableciendo el balance de energía para un sistema de referencia unido al motor, basado en el *primer principio de la termodinámica* aplicado a un sistema abierto que incluye el conjunto de la instalación y que, por tanto, cuenta con dos entradas (aire y combustible) y una salida (gases de la combustión). Teniendo en cuenta que no existe intercambio de trabajo neto con el exterior (no hay potencia neta en un eje, toda la que desarrolla la turbina la consume el compresor de la instalación) y despreciando las pérdidas de calor, se obtiene:

$$\dot{m}_a \left(h_{\text{aire}} + \frac{u^2}{2} \right) + \dot{m}_f \cdot (h_{\text{combustible}}) = (\dot{m}_a + \dot{m}_f) \left(h_{\text{gases}} + \frac{c_s^2}{2} \right) \quad [7.58]$$

En la ecuación [7.58] las entalpías h_{aire} , $h_{\text{combustible}}$ y h_{gases} incluyen los términos de entalpía sensible y entalpía de formación. Considerando por simplicidad que la combustión es completa, las entalpías de formación de productos y reactantes se pueden combinar constituyendo el *poder calorífico del combustible*, tal como se justificaba en la asignatura de máquinas térmicas al analizar el fundamento de la combustión. Reorganizando la ecuación, se obtiene:

$$\dot{m}_f \cdot H_c = (\dot{m}_a + \dot{m}_f) \frac{c_s^2}{2} - \dot{m}_a \cdot \frac{u^2}{2} + (\dot{m}_a + \dot{m}_f) \cdot \Delta h_s \quad [7.59]$$

Donde H_c es el poder calorífico del combustible y Δh_s representa el incremento de energía sensible que experimenta al fluido a su paso por el motor. Esta ecuación expresa en qué forma aparece posteriormente la energía aportada por el combustible (primer miembro de la igualdad). Se comprueba que dicha energía primaria se emplea en incrementar la energía cinética del fluido motor, tomando un sistema de referencia unido al propio motor, así como en incrementar la energía térmica sensible del fluido a su paso por el motor. Este último término coincide con la entalpía sensible de los gases de escape, si se desprecian las entalpías sensibles de los reactantes.

Por otra parte, teniendo en cuenta la expresión del empuje (ecuación [7.53]), se comprueba la siguiente relación, para los casos de tobera adaptada:

$$E \cdot u + (\dot{m}_a + \dot{m}_f) \frac{(c_s - u)^2}{2} = (\dot{m}_a + \dot{m}_f) \frac{c_s^2}{2} - \dot{m}_a \frac{u^2}{2} + \dot{m}_f \cdot \frac{u^2}{2} \quad [7.60]$$

Combinando las ecuaciones [7.59] y [7.60] se obtiene la siguiente ecuación que expresa el balance de energía correspondiente a un sistema de referencia unido a tierra, sólo válida en el caso de que la tobera esté adaptada al salto de presiones ($p_s = p_H$):

$$\dot{m}_f \cdot H_c + \dot{m}_f \cdot \frac{u^2}{2} = E \cdot u + (\dot{m}_a + \dot{m}_f) \frac{(c_s - u)^2}{2} + (\dot{m}_a + \dot{m}_f) \cdot \Delta h_s \quad [7.61]$$

En el segundo miembro de la igualdad [7.61] se presentan los términos que indican en qué forma aparece posteriormente la energía inicialmente aportada por el combustible, teniendo en este caso también en cuenta la energía cinética del combustible respecto de un sistema fijo unido a tierra. En este caso, se comprueba que la energía primaria se transforma en concreto en potencia propulsiva del motor, en energía cinética de los gases de escape (relativa al suelo) y en incremento de energía térmica sensible del fluido a su paso por el motor.

Se comprueba, que la energía mecánica generada está representada por la suma de los dos primeros términos del segundo miembro de la ecuación [7.61] y despreciando la energía cinética del combustible, teniendo en cuenta la igualdad [7.60] se confirma que la energía aportada por el combustible se emplea fundamentalmente en incrementar la energía cinética del fluido a su paso por el motor.

Por tanto, el denominado *rendimiento motor*, también puede expresarse de la siguiente forma:

$$\eta_m = \frac{\text{Potencia mecánica}}{\text{Energía primaria por unidad de tiempo}} = \frac{E \cdot u + (\dot{m}_a + \dot{m}_f) \frac{(c_s - u)^2}{2}}{\dot{m}_f \cdot H_c} \quad [7.62]$$

Sin embargo, como se ha resaltado anteriormente, en los motores de reacción lo que se busca es obtener potencia de propulsión y la energía cinética con la que quedan los gases de escape no tiene interés, luego el rendimiento más importante será el que se denomina *rendimiento motopropulsivo*, que se define a través de la siguiente expresión:

$$\eta_{mp} = \frac{N_{propulsiva}}{\dot{m}_f \cdot H_c} = \frac{E \cdot u}{\dot{m}_f \cdot H_c} \quad [7.63]$$

Asimismo, es interesante definir un rendimiento que evalúe la efectividad con que se aprovecha el conducto propulsivo (tobera) para generar la potencia propulsiva, que es la que realmente interesa para mover el avión, a partir de la potencia mecánica disponible. A dicho rendimiento se le denomina *rendimiento propulsivo*, y tendrá la siguiente expresión:

$$\eta_p = \frac{E \cdot u}{E \cdot u + (\dot{m}_a + \dot{m}_f) \cdot \frac{(c_s - u)^2}{2}} \quad [7.64]$$

Se comprueba que el rendimiento motopropulsivo es el producto del rendimiento motor y el rendimiento propulsivo:

$$\eta_{mp} = \eta_m \cdot \eta_p \quad [7.65]$$

Si la tobera se encuentra bloqueada, la expresión [7.60] se cumple definiendo una velocidad efectiva de salida de la tobera que tenga en cuenta la energía mecánica disponible debido a la expansión que tiene lugar justo después de la tobera propulsiva (segundo término del empuje)

$$c_{s_efectiva} = c_s + \frac{A_s}{(1+F)\dot{m}_a} (p_s - p_H) \quad [7.66]$$

Por ello, es más útil utilizar las expresiones [7.62] y [7.64] para obtener los rendimientos, donde no es necesario corregir la velocidad de salida para el cálculo de la energía mecánica generada, ya que el término de la potencia propulsiva ($E \cdot u$) ya lo tiene en cuenta.

Es importante resaltar que los tres rendimientos definidos están muy influenciados por la velocidad de vuelo, tal como se desprende de sus

expresiones, aunque este estudio excede el alcance del contenido de esta asignatura.

El *consumo específico de combustible* se define en estos motores por unidad de empuje y no de potencia, como en el resto de las instalaciones, de forma que se relaciona con el *rendimiento motopropulsivo* y queda en función de la velocidad de vuelo:

$$\dot{g}_{ef} = \frac{\dot{m}_f}{E} = \frac{u}{\eta_{mp} \cdot H_c} \quad [7.67]$$

Se deduce que el rendimiento que hay que intentar maximizar es el rendimiento motopropulsivo, lo que se puede conseguir aumentando el rendimiento propulsivo y a la vez el rendimiento motor, teniendo en cuenta [7.65].

Por analogía con las instalaciones industriales, el rendimiento motor o térmico y el empuje estarán muy condicionados por los parámetros que definen el ciclo termodinámico: la relación de compresión y la temperatura de entrada a turbina, tal como se comentará en el siguiente epígrafe.

En cuanto al rendimiento propulsivo, se puede comprobar que cuanto menor sea la diferencia entre la velocidad de salida de los gases y la velocidad de vuelo, mayor parte de la energía mecánica se transformará en energía propulsiva, es decir, mayor será el rendimiento propulsivo. Efectivamente, despreciando el gasto de combustible frente al gasto másico de aire y sustituyendo la expresión del empuje [7.53] en [7.64], se obtiene una expresión que justifica la conclusión anterior:

$$\eta_p = \frac{\dot{m}_a \cdot (c_s - u) \cdot u}{\dot{m}_a \cdot (c_s - u) \cdot u + \dot{m}_a \frac{(c_s - u)^2}{2}} = \frac{u}{u + \frac{(c_s - u)}{2}} \quad [7.68]$$

Cuanto menor es la velocidad de salida de los gases, mayor es el rendimiento propulsivo; sin embargo, el empuje específico será menor.

EJEMPLO 7.7

Se van a calcular el consumo específico de combustible en $kg/(N \cdot h)$ y los valores de los distintos rendimientos para el caso de los ejemplos 7.1, 7.2 y 7.3. En las expresiones de los rendimientos se va a considerar $(1 + F) = 1$.

SOLUCIÓN:

Para calcular el consumo específico habrá que obtener previamente el dosado de la cámara de combustión. Tomando como origen de entalpía (entalpía nula) la correspondiente a 0 K como en el resto del texto, y calculando las entalpías en kJ/kg, se obtiene:

$$F = \frac{h_{03} - h_{02}}{\eta_{cc} \cdot H_c - h_{03}} = \frac{1,147 \cdot 1.373 - 1,005 \cdot 498,7}{0,97 \cdot 42.800 - 1,147 \cdot 1.373} = 0,0269$$

El consumo específico de combustible será:

$$\dot{g}_{ef} = \frac{\dot{m}_f}{E} = \frac{F}{E_e} = \frac{0,0269}{677,84 \left(\frac{N}{kg/s} \right)} \cdot 3600 \left(\frac{s}{h} \right) = 0,143 \left(\frac{kg}{N \cdot h} \right)$$

El rendimiento motopulsivo será:

$$\eta_{mp} = \frac{E \cdot u}{\dot{m}_f \cdot H_c} = \frac{E_e \cdot \dot{m}_a \cdot u}{\dot{m}_f \cdot H_c} = \frac{E_e \cdot u}{F \cdot H_c} \quad [7.69]$$

$$\eta_{mp} = \frac{677,84 \left(\frac{N \cdot s}{kg} \right) \cdot 248,63 \left(\frac{m}{s} \right)}{0,0269 \cdot 42.800 \cdot 10^3 \left(\frac{J}{kg} \right)} = 0,1464 \quad (14,6\%)$$

$$\eta_p = \frac{E_e \cdot u}{E_e \cdot u + \frac{(c_s - u)^2}{2}} = \frac{677,84 \cdot 248,63}{677,84 \cdot 248,63 + 0,5 \cdot (614,24 - 248,63)^2} = 0,716$$

$$\eta_m = \frac{E_e \cdot u + \frac{(c_s - u)^2}{2}}{F \cdot H_c} = \frac{677,84 \cdot 248,63 + 0,5 \cdot (614,24 - 248,63)^2}{0,0269 \cdot 42.800 \cdot 10^3} = 0,204$$

Se comprueba que la relación entre los rendimientos calculados es la expresada en la ecuación [7.65].

El rendimiento motor es de un orden de magnitud similar a los rendimientos térmicos de las turbinas de gas industriales, aunque algo menor (20,4%). El rendimiento propulsivo es lógicamente elevado (71,6%), pero el de la motopropulsión, que depende de ambos, es bajo (14,6%).

EJEMPLO 7.8

En los ejemplos anteriores se despreciaba el gasto de combustible frente al gasto másico de aire a lo largo de todo el planteamiento. Ahora se va a evaluar el error que se comete en el cálculo del empuje específico al realizar dicha simplificación (caso de tobera isentrópica).

SOLUCIÓN:

Teniendo en cuenta el valor del dosado calculado en el ejemplo 7.7 ($F=0,0269$), es necesario rehacer los cálculos que se ven afectados por el término del dosado. En concreto, se debe recalcular:

— La temperatura y presión de parada de salida de la turbina:

$$T_{04} = 1.166,85 \text{ K}; \quad p_{04} = 1,75 \text{ bar}$$

— Al variar estas condiciones, que son asimismo las de parada a la entrada de la tobera, los valores críticos de temperatura y presión también se modifican, ya que dependen de éstos, según se deduce de las ecuaciones [7.45] y [7.46] (tobera sin fricción):

$$T_c = 1.001,6 \text{ K}; \quad p_c = 0,946 \text{ bar}$$

— Aunque la tobera se halla bloqueada y $M=1$, la velocidad de salida de los gases será diferente, ya que la velocidad del sonido varía, al depender del valor de la temperatura crítica.

$$c_s = 615,72 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

— La expresión del empuje específico será ahora:

$$\frac{E}{\dot{m}_a} = [(1+F) \cdot c_s - u] + \frac{A_s}{\dot{m}_a} (p_s - p_H) \quad [7.70]$$

- La sección de salida tiene que tener en cuenta el gasto de los gases de escape, incrementado ahora por el gasto de combustible que ya no se considera despreciable:

$$(1+F) \cdot \dot{m}_a = A_s \cdot c_s \cdot \rho_s = A_s \cdot c_s \cdot \frac{p_c}{R \cdot T_c} \quad [7.71]$$

$$\frac{A_s}{\dot{m}_a} = c_p \cdot \frac{(\gamma - 1)}{\gamma} \cdot \frac{T_c \cdot (1+F)}{c_s \cdot p_c} = \frac{1.147 \left(\frac{J}{kg \cdot K} \right) \cdot 0,33 \cdot 1001,6 (K) \cdot 1,0269}{1,33 \cdot 615,75 \left(\frac{m}{s} \right) \cdot 0,946 \cdot 10^5 \left(\frac{N}{m^2} \right)}$$

$$\frac{A_s}{\dot{m}_a} = 0,005025 \frac{m^2 \cdot s}{kg}$$

Sustituyendo en la expresión del empuje específico:

$$E_e = 383,65 \frac{N}{kg/s} + 324,64 \frac{N}{kg/s} = 708,3 \frac{N}{kg/s}$$

Recordar que el empuje específico, despreciando el gasto de combustible, resultaba ser 677,84Ns/kg.

Se comprueba que al considerar el gasto de combustible y no suponer $(1+F) \sim 1$, el empuje específico resulta un 4,5% superior.

Para obtener el mismo empuje se requiere un gasto algo menor y también se reduce la sección de salida de la tobera ligeramente.

Suponiendo un empuje de 7.600 libras como en el caso del ejemplo 7.5, se obtiene un gasto de 47,75kg/s y un diámetro de salida de 55,3 cm, mientras que en el caso de los ejemplos 7.1/7.2/7.3 (tobera sin fricción) sería 49,9 kg/s.

7.6. PARÁMETROS ÓPTIMOS DEL CICLO TERMODINÁMICO DE UN TURBORREACTOR

El estudio de la optimización de estos ciclos es más complejo que el de las turbinas de gas industriales, pues el ciclo depende de la velocidad de vuelo y está muy afectado también por la altura de vuelo, que determina las condiciones de admisión. Habrá, por tanto que establecer los valores de estos parámetros que se consideran como condiciones de diseño. No se va a llevar a cabo un análisis detallado que justifique la influencia de los distintos parámetros sobre el ciclo termodinámico de un turbo reactor, de cara a la optimización del diseño, aunque podría realizarse sin excesiva dificultad de manera análoga al planteado en relación con las turbinas de gas industriales. No obstante, se considera interesante destacar las conclusiones más importantes que se obtendrían a través de dicho análisis, algunas de las cuales se muestran en la figura 7.9.

Hay que tener en cuenta que al analizar la influencia de un parámetro, siempre se considera que se mantienen constantes los valores del resto de parámetros que definen el ciclo. Cabe destacar lo siguiente:

- *Al aumentar la temperatura de entrada a la turbina aumenta el empuje específico*

Se puede razonar fácilmente teniendo en cuenta que al aumentar la temperatura el salto entálpico total de expansión se incrementa debido a la divergencia de las líneas isóbaras. Dado que el trabajo del compresor no se ve afectado, y por tanto tampoco el de la turbina que debe accionarlo, el salto entálpico a disposición de la tobera aumentará, y con ello la velocidad de salida, lo que justifica el incremento del empuje específico. Se comprueba que la influencia de este parámetro sobre el empuje específico es análoga a la ejercida sobre el trabajo específico en el caso de las turbinas de gas industriales.

- *Al aumentar la temperatura de entrada a la turbina disminuye el rendimiento motopropulsivo, aumentando el consumo específico de combustible.*

Ya se ha justificado, al analizar los rendimientos en el epígrafe anterior, que este rendimiento disminuye al aumentar la velocidad de salida de los gases por el efecto sobre el rendimiento propulsivo,

ecuación [7.68], y eso es lo que ocurre al aumentar la temperatura de entrada a la turbina que, como se ha explicado en el punto anterior, provoca un incremento de salto en la tobera y, por ende, una mayor aceleración de los gases de escape.

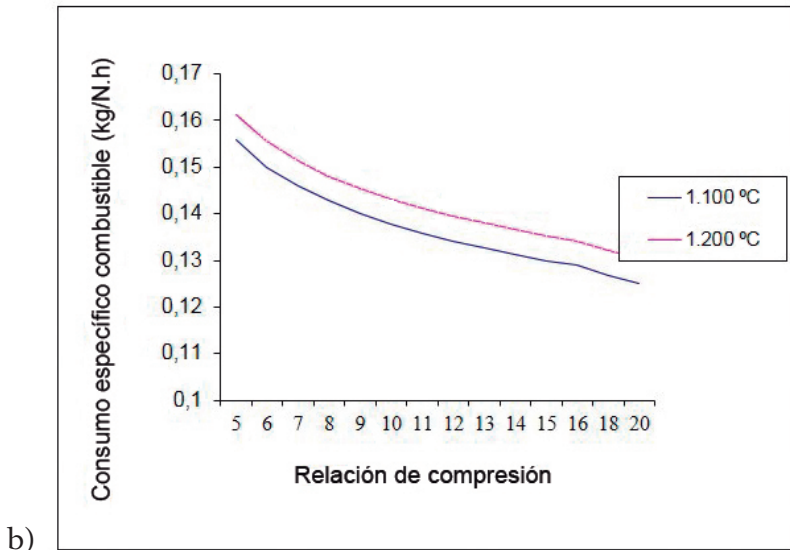
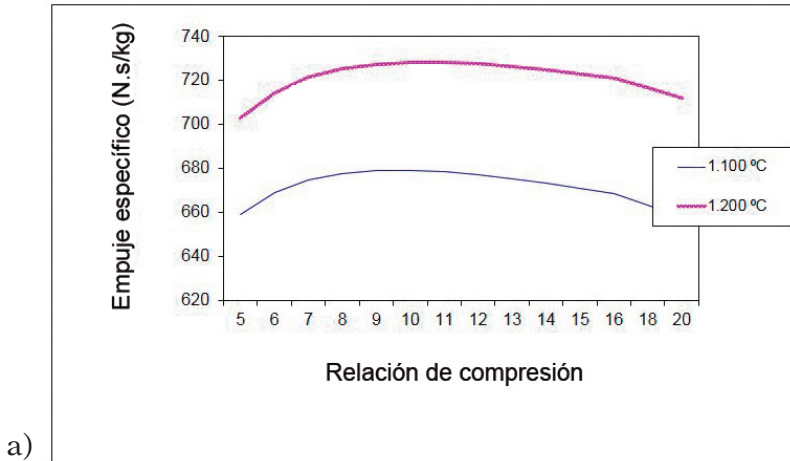


Figura 7.9. Influencia de la relación de compresión del compresor y de la temperatura de entrada a la turbina (a) sobre el empuje específico y (b) sobre el consumo específico de combustible.

- Este parámetro no tiene una influencia sobre el consumo de combustible análoga al caso de las turbinas de gas industriales, en las que el aumento de la temperatura T_{03} siempre supone un incremento del rendimiento térmico de la instalación. Se puede evitar este comportamiento indeseable recurriendo a la configuración de turbofán, como se explicará en el capítulo 8.
- *Existe un valor de la relación de compresión del compresor que hace máximo el empuje específico.*

Este comportamiento es similar al de las turbinas de gas industriales en relación con el trabajo específico.

- *Si se aumenta la relación de compresión del compresor aumenta el rendimiento motopropulsivo y disminuye el consumo específico de combustible.*

Comportamiento similar a las turbinas de gas con evoluciones isentrópicas en las turbomáquinas, pero no en el caso de evoluciones reales no isentrópicas.

- *A medida que aumenta la velocidad de vuelo de diseño mayor consumo específico de combustible.*
- *Al aumentar la altura de vuelo de diseño, aumenta el empuje específico y disminuye ligeramente el consumo específico de combustible.*

El empuje específico aumenta debido al efecto favorable de una menor temperatura de admisión. A pesar de lo anterior se comprueba que se reduce el empuje (producto del empuje específico x gasto másico) al aumentar la altura de vuelo de diseño, dado que disminuyen la presión y la temperatura de admisión al motor y, en consecuencia, el gasto másico.

Hay que resaltar que en este apartado no se está analizando el comportamiento de un determinado motor (con su ciclo termodinámico asociado) al modificarse la temperatura de entrada a la turbina, la velocidad o bien la altura de vuelo, sino que se ha tratado de poner de manifiesto cómo influyen los valores de diseño de estos parámetros sobre el comportamiento del ciclo, lo que tiene importancia de cara a seleccionar los más óptimos.

El análisis del comportamiento de un turborreactor fuera del punto de diseño conlleva el conocimiento y análisis de las curvas características de las turbomáquinas que integran el motor. Hay que tener en cuenta que cuando se modifican las condiciones operativas del motor y no coinciden con los valores seleccionados en el diseño, varía el régimen de giro del generador de gas, la relación de compresión y los rendimientos del compresor y de la turbina conforme a las curvas características de estas máquinas. Por otra parte, mientras que en una turbina de gas industrial la temperatura de admisión varía por las condiciones climáticas, y la presión de entrada se ve algo afectada por el emplazamiento en relación con el nivel del mar, en el caso de los aerorreactores las condiciones de admisión, tanto de presión como de temperatura, se modifican de manera mucho más drástica a lo largo de la operación del motor, al modificarse la altura de vuelo. Este análisis se plantea en el capítulo 9.

No obstante, las tendencias señaladas son válidas desde un punto de vista cualitativo y extrapolables, en general, al comportamiento del motor fuera del punto de diseño, como se comprobará posteriormente.

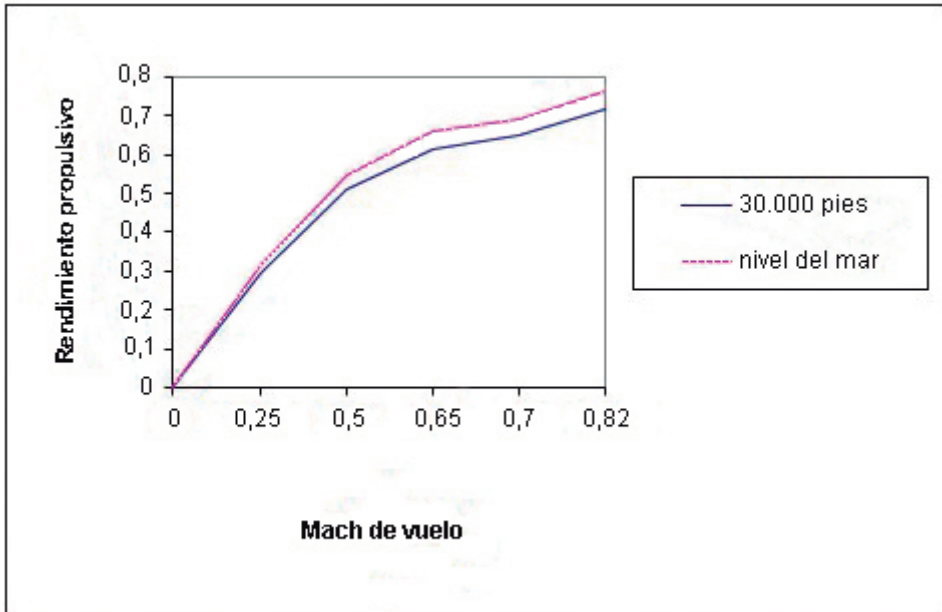


Figura 7.10. Influencia del número de Mach.

EJEMPLO 7.9

Se va a comprobar la influencia de la altura de vuelo sobre el empuje específico y sobre los rendimientos del turborreactor, manteniendo los valores del resto de los parámetros idénticos a los datos proporcionados en el ejemplo 7.1. En concreto, se va a analizar la influencia que tendría de cara al diseño operar a una altura inferior, por ejemplo a 15.000 pies, donde, según datos de la atmósfera normal o estándar, las condiciones ambientales son: $-14,6^{\circ}\text{C}$ y $0,527\text{ bar}$.

SOLUCIÓN:

En la tabla 7.1 se presentan los resultados relevantes de los cálculos correspondientes a una altura de 15.000 pies. También se han incluido algunos resultados relativos a 30.000 pies con el fin de facilitar la comparación.

Se comprueba que el empuje específico se reduce. No obstante, habrá que tener en cuenta la influencia del gasto másico para comprobar el efecto de la altura sobre el empuje del motor.

Tabla 7.1. Análisis de la influencia de la altura de vuelo

Altura (pies)	p_{01} / p_H	$E_e = E/\dot{m}_a$	g_{ef}	η_{mp}	η_p
30.000	5,7	677,84 N.s/kg	0,1427 kg/(N.h)	14,65%	71,6%
15.000	5,1	633,5 N.s/kg	0,1434 kg/(N.h)	15,5%	74%
Resultados intermedios a 15.000 pies					
$u = 0264,28\text{m/s}$	$T_{01} = 0293,15\text{K}$	$T_{02} = 0563,43\text{K}$	$T_{04} = 01133,8\text{K}$	$F = 0,02525$	$T_c = 973,2\text{K}$
$\dot{c} = 0606,93\text{m/s}$	$p_{01} = 0,8\text{ bar}$	$p_{02} = 06,4\text{ bar}$	$p_{04} = 02,69\text{ bar}$	$= 0,00314$	$P_c = 1,453\text{ bar}$

En el supuesto de que el gasto másico fuera 50 kg/s a 30.000 pies, se va a calcular cómo se ve afectado el empuje al reducir la altura de vuelo a 15.000 pies, tomando en consideración el cambio en las condiciones ambientales. Consideraremos que para el cálculo del gasto se parte de las condiciones del aire antes de iniciar su

compresión dinámica, de forma que $A_{e\infty}$ será el área del tubo de corriente que suponemos constante con la altura:

$$\dot{m}_a = A_{e\infty} \cdot u \cdot \rho = A_e \cdot u \cdot \frac{p_H}{R \cdot T_H} \quad [7.72]$$

$$\dot{m}_a = A_{e\infty} \cdot u \cdot \rho = A_{e\infty} \cdot M \cdot \sqrt{\gamma \cdot R \cdot T_H} \cdot \frac{p_H}{R \cdot T_H} = A_{e\infty} \cdot M \cdot \sqrt{\gamma} \cdot \frac{p_H}{\sqrt{R \cdot T_H}} \quad [7.73]$$

Teniendo en cuenta que el término $A_{e\infty} \cdot M \cdot \sqrt{\gamma/R}$ se mantiene constante, resulta:

$$\dot{m}'_a = \dot{m}_a \cdot \frac{\sqrt{T_H}}{p_H} \cdot \frac{p'_H}{\sqrt{T'_H}} \quad [7.74]$$

Sustituyendo valores, se obtiene:

$$\dot{m}'_a = \frac{50(\text{kg/s}) \cdot \sqrt{228,7\text{K}} \cdot 0,527(\text{bar})}{0,3(\text{bar}) \cdot \sqrt{258,4\text{K}}} = 82,63 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

El gasto másico aumenta al disminuir la altura de vuelo, como era de esperar, debido al aumento de la densidad, y ello contrarresta con creces el descenso del empuje específico:

$$E_{30.000} = E_e \cdot \dot{m}_a = 33.892 \text{ N}$$

$$E_{15.000} = E'_e \cdot \dot{m}'_a = 52.327,1 \text{ N}$$

Se deduce, por tanto, que *el empuje disminuye al aumentar la altura de vuelo, tendencia se corresponde también con el comportamiento del motor fuera del punto de diseño*, como se comprobará en el capítulo 9.

Los cálculos indican que el *consumo específico disminuye con la altura* y este efecto también coincide con el comportamiento del motor al variar dicho parámetro (capítulo 9 ejemplo 9.2).

Hay que tener en cuenta que se ha considerado invariable el número de Mach, con lo que la velocidad de vuelo varía a diferentes alturas. Por eso, aunque el rendimiento motopropulsivo disminuye ligeramente al aumentar la altura, el consumo específico de combustible, que depende de la velocidad de vuelo, también disminuye.

EJEMPLO 7.10

Se va a comprobar la influencia del número Mach de vuelo de diseño sobre las prestaciones del motor turbo reactor. En concreto, se va a analizar el efecto de elegir una velocidad de vuelo inferior, que corresponda a Mach 0,65.

Tabla 7.2. Análisis de la influencia de la velocidad de vuelo a través del n.º de Mach

Mach vuelo	p_{01}/p_H	$E_e = E/\dot{m}_a$	\dot{g}_{ef}	η_{mp}	η_p	η_m
0,82	5,7	677,84 N.s/kg	0,1427 kg/(N.h)	14,65 %	71,6 %	20,46 %
0,65	5,1	714,96 N.s/kg	0,138 kg/(N.h)	12 %	61,5 %	19,5 %

SOLUCIÓN:

Es interesante destacar los resultados obtenidos en relación con el consumo específico de combustible. Se comprueba un ligero aumento de dicho consumo con el incremento de la velocidad de vuelo, tendencia que también coincide con el comportamiento de un motor dado. A pesar de que, como se observa en la figura 7.10, el rendimiento propulsivo y el motopropulsivo aumentan con la velocidad de vuelo, el consumo específico, no obstante, crece porque depende también del valor de la velocidad, tal como se muestra en la ecuación [7.67].

CONCLUSIONES

Los motores de reacción son motores de combustión interna que producen energía mecánica a partir de la energía primaria asociada a un combustible, que se libera en un proceso de combustión. Después de realizar una clasificación de los motores de reacción, distinguiendo entre motores cohete y aerorreactores, el capítulo se ha centrado en el análisis del principio de funcionamiento y ciclo de trabajo de un tipo de aeroreactor con compresor, el denominado turbo reactor, que admite el oxígeno para la reacción de combustión del aire circundante y cuyo núcleo fundamental es un generador de gas con diseño análogo a las turbinas de gas industriales. En estos motores, dado que la expansión de la turbina se diseña para generar la potencia

necesaria para mover el compresor y algunos elementos auxiliares, no se obtiene potencia mecánica neta en el eje y el salto de presión y, por tanto, de entalpía disponible a la salida de la turbina hasta las condiciones atmosféricas, se aprovecha en una tobera propulsiva. En dicha tobera, los gases de la combustión que salen de la turbina experimentan una importante aceleración a expensas de su energía térmica. La potencia mecánica que genera este motor se manifiesta, por tanto, como un incremento de la energía cinética del gasto másico que atraviesa el motor, que es básicamente aire debido al bajo dosado característico de estos motores. Como consecuencia de ello se genera una fuerza de reacción sobre las paredes internas del motor, a la que se denomina empuje, que provoca el desplazamiento de la aeronave. A parte de la característica anterior, hay que destacar otra diferencia fundamental del ciclo termodinámico de un turborreactor, común al resto de las turbinas de gas de aviación (turbofán y turbohélice) que le distingue del ciclo de trabajo de una turbina de gas industrial: cuando la masa de aire se desplaza a una velocidad «u» respecto del motor, que es la situación habitual de trabajo de estos motores, se produce una compresión previa a la entrada al compresor, denominada compresión dinámica, al decelerarse el aire de admisión debido a la forma que adoptan las líneas de corriente para adaptarse a la presencia del motor en la masa de fluido. Dicha compresión dinámica está favorecida por la forma del difusor de entrada. En los dos elementos que incorporan los turborreactores frente a las turbinas de gas industriales (difusión exterior-toma dinámica y tobera) hay que resaltar que se mantiene la entalpía de parada debido a que los procesos se consideran adiabáticos y no hay intercambio de trabajo con el entorno.

Para calcular las condiciones termodinámicas a la salida de la turbina y a la salida del compresor del generador de gas se puede proceder como en el caso de las turbinas de gas industriales, suponiendo por simplicidad que el fluido que evoluciona se comporta como un gas perfecto a partir de estimaciones de los valores de los rendimientos isentrópicos de las máquinas térmicas y de las ecuaciones que relacionan dichas variables en el caso de procesos isentrópicos. En este capítulo también se ha explicado cómo obtener las condiciones a la salida de los equipos en el caso de que se conozcan los rendimientos politrópicos de las turbomáquinas.

En el caso de la tobera propulsiva se ha considerado que su geometría es convergente, que es lo más habitual. En ese caso se comprueba que la tobera del turborreactor trabaja en general bloqueada porque el salto de

presiones a su disposición (desde la salida de la turbina hasta la presión atmosférica correspondiente a la altura de vuelo) es superior al salto crítico. Es decir, el fluido tiende a acelerarse como consecuencia de la diferencia de presión entre la entrada y la salida, pero se alcanzan las condiciones sónicas locales en la sección de salida (condiciones críticas). Por tratarse de una tobera convergente no se puede acelerar el fluido por encima de la velocidad del sonido, ya que dicha velocidad del sonido se deberá alcanzar en la sección de área mínima. Por tanto, la expansión que tiene lugar en la tobera no se adapta siempre al salto disponible, sino que se halla limitada al salto máximo (salto crítico) que depende únicamente del valor de γ (relación de calores específicos) en el caso de suponer que el fluido se comporta como un gas perfecto. En estas circunstancias la presión en la sección de salida de la tobera será la presión crítica correspondiente y se producirá una expansión posterior fuera del motor. Por otra parte, en esas condiciones se comprueba, analizando la curva característica de la tobera, que se ha alcanzado el gasto másico máximo, correspondiente a unas determinadas condiciones de parada de entrada y presión estática en la sección de salida, por lo que se dice que la tobera se halla bloqueada. El empuje del turborreactor que se ve mermado por no poder acelerar la corriente por encima de la velocidad del sonido, tendrá un término adicional considerable, debido a la diferencia de presiones entre la sección de salida y la atmosférica. En el caso de que se tenga en cuenta la fricción, se comprueba que el valor de la presión crítica que se alcanza en la sección de salida con $M=1$, es ligeramente inferior al que se obtiene al despreciar la fricción.

En los motores de reacción se puede definir el rendimiento térmico o motor de forma análoga al resto de los motores térmicos, si bien en este caso la energía mecánica no se manifiesta en forma de par motor efectivo en el eje, sino como incremento de la energía mecánica del fluido. El denominado rendimiento propulsivo evalúa la efectividad con que se aprovecha el conducto propulsivo (tobera) para generar la potencia propulsiva a partir de la potencia mecánica disponible. No obstante, dado que lo que interesa en último término es obtener potencia de propulsión, el rendimiento más importante será el denominado rendimiento motopropulsivo, que relaciona la potencia propulsiva con la aportada mediante el combustible en la cámara de combustión. Precisamente, el consumo específico de combustible se define en estos motores por unidad de empuje y no de potencia, como en el resto de las instalaciones, de forma que se relaciona con el rendimiento motopropulsivo y queda en función de la velocidad de vuelo.

De las observaciones incluidas en el epígrafe 7.6 cabe destacar que al aumentar la temperatura de entrada a la turbina (T_{03}) aumenta el empuje específico pero disminuye el rendimiento motopropulsivo, aumentando el consumo específico de combustible, que depende de éste. Hay que recordar que el rendimiento motopropulsivo es el producto del rendimiento motor, que aumenta al aumentar T_{03} y del rendimiento propulsivo, que se ha justificado que disminuye al aumentar la velocidad de salida de los gases, hecho que se produce al aumentar T_{03} . Por tanto, este parámetro (T_{03}) no tiene una influencia sobre el consumo análoga al caso de las turbinas de gas industriales, en las que el aumento de la temperatura T_{03} siempre suponía una reducción del consumo específico de combustible, debido a un incremento del rendimiento térmico de la instalación. Se puede evitar este comportamiento indeseable recurriendo a la configuración de turbofán, como se explicará en el capítulo 8.

CAPÍTULO 8
MOTORES DE REACCIÓN II
TURBOFÁN Y TURBOHÉLICE

Objetivos fundamentales del capítulo

- Conocer las diferencias entre los tres tipos de turbinas de gas de aviación: turborreactor, turbofan y turbohélice, en cuanto a principio de funcionamiento, esquema mecánico y evolución del fluido en el interior del motor.
- Entender por qué razón los turbofanos se han impuesto a los turborreactores en la mayoría de las aplicaciones.
- Conocer cuáles son los parámetros de diseño de los ciclos termodinámicos de los turbofanos.
- Entender qué ventajas e inconvenientes presentan los turbohélices en relación a los otros dos tipos de turbinas de gas de aviación, para justificar por qué resulta idóneo este motor en determinadas aplicaciones.

8.1. TURBOFÁN

8.1.1. Esquema mecánico y principio de funcionamiento

El turbofán es una turbina de gas de aviación que tiene un esquema mecánico muy similar al del turborreactor, distinguiéndose de éste en que incluye en su parte frontal una corona de álabes de gran diámetro a la que se denomina *fan*¹. La corona de fan, que está accionada también por la turbina, se puede considerar como parte del compresor, ya que el fluido experimenta en ella un proceso inicial de compresión. Dicha corona es atravesada por todo el gasto másico que admite el motor, pero a continuación dicho gasto másico se bifurca en dos flujos: uno primario que atraviesa el resto del motor, que tiene una configuración idéntica a la del turborreactor, y uno secundario que se dirige directamente a una tobera propulsiva.

En la figura 8.1 se ha representado un posible esquema de un turbofán con dos ejes concéntricos. Puede observarse la corona de fan, que es atravesada tanto por el flujo primario como por el flujo secundario. La turbina de baja, de tres escalonamientos, acciona el fan y el compresor de baja, de cuatro escalonamientos axiales. La turbina de alta acciona el compresor de alta, constituido por un único escalonamiento centrífugo. La presencia de este escalonamiento centrífugo, de mayor relación de compresión que los de tipo axial, reduce el número total de escalonamientos del compresor.

Es importante resaltar que el gasto másico del flujo secundario es muy superior al del flujo primario, de forma que en los motores actuales la relación suele estar en el entorno de 5 a 1 e incluso hasta 8:1. Ello explica que la corona de fan tenga un diámetro muy superior al correspondiente a la primera corona de rotor del compresor.

Se define un parámetro al que se denomina *grado de derivación* que establece precisamente la relación entre ambos gastos másicos:

$$\lambda = \frac{\dot{m}_{aII}}{\dot{m}_{aI}} \quad [8.1]$$

Suponiendo que se mantiene la relación de compresión total (se debe modificar el compresor), la misma temperatura de entrada a la turbina y

¹ Se mantiene la nomenclatura anglosajona, en lugar de ventilador, por estar totalmente extendida.

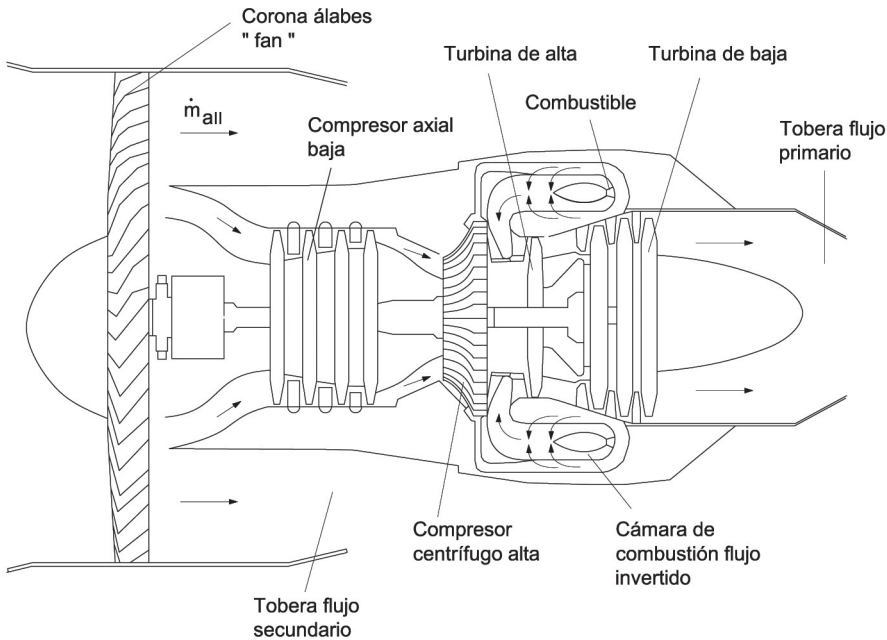


Figura 8.1. Esquema mecánico de un turbofán, en este caso particular con un compresor centrífugo de alta.

las mismas condiciones de vuelo (velocidad y altitud), la configuración del turbofán, en relación con la del turborreactor, tiene las siguientes repercusiones en el funcionamiento del motor:

- La turbina tiene que desarrollar una mayor potencia para accionar el fan, el cual absorbe una potencia considerable debido a su elevado gasto másico. Debido a ello, el salto entálpico en la turbina, y por tanto, la relación de expansión de ésta, debe aumentar (p_{04} y T_{04} se reducen).
- El salto entálpico de la tobera se verá reducido al aumentar el salto de la turbina, dado que el salto total está condicionado por la temperatura de entrada a la turbina, por la presión en la cámara de combustión y por la presión ambiental, todas ellas magnitudes consideradas invariables en este razonamiento.
- A reducirse el salto de la tobera del flujo principal, la velocidad de salida de los gases se reducirá, aunque se mantenga la tobera blo-

queada, ya que la velocidad local del sonido será menor, al reducirse la temperatura de parada a la entrada de la tobera T_{04} , que condiciona la temperatura crítica de salida.

- El empuje debido al flujo primario disminuye, al descender la velocidad de salida de los gases. En el caso de que la tobera esté bloqueada, la presión de salida (presión crítica) también se reduce al disminuir p_{04} , lo que afecta al segundo término del empuje presente en este caso.
- El flujo secundario saldrá del motor a gran velocidad debido a su expansión en la tobera correspondiente, de forma que existe un importante empuje adicional debido al flujo secundario que compensa con creces la disminución del empuje del flujo primario.

Todas estas conclusiones se podrán de manifiesto en el ejemplo 8.1, al comparar los resultados obtenidos con los correspondientes al ejemplo 7.1.

En la figura 8.2 se representan, en diagramas h-s, las evoluciones del flujo primario (a) y del flujo secundario (b).

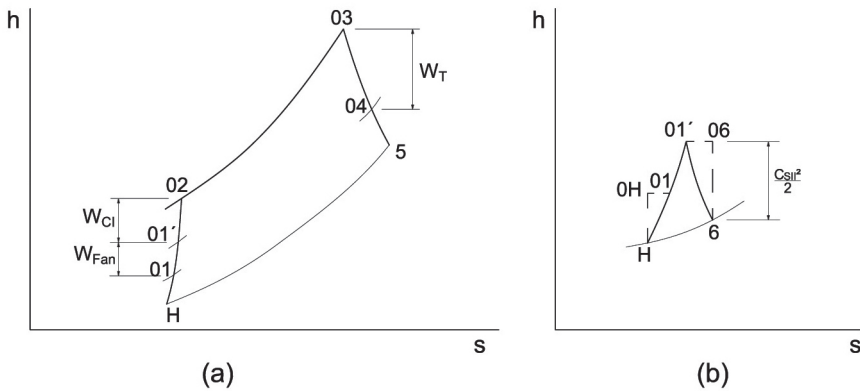


Figura 8.2. Diagramas h-s, (a) flujo primario y (b) flujo secundario.

A continuación se muestran las ecuaciones en las que se plasman las ideas presentadas anteriormente y que describen el funcionamiento de un motor turbofán. Se comprueba su analogía con las correspondientes al motor turborreactor:

Potencia de la turbina:

$$N_T = N_{fan} + N_C \quad [8.2]$$

$$(h_{03} - h_{04}) \cdot (\dot{m}_{a1} + \dot{m}_f) \cdot \eta_m = (\dot{m}_{a1} + \dot{m}_{aII}) \cdot (h_{01'} - h_{01}) + \dot{m}_{a1} \cdot (h_{02} - h_{01'}) \quad [8.3]$$

Empuje específico de los flujos primario y secundario:

$$E_{eI} = \frac{E_I}{\dot{m}_{aI}} = [(1 + F) \cdot c_{sI} - u] + \frac{A_{sI}}{\dot{m}_{aI}} (p_{sI} - p_H) \quad [8.4]$$

$$E_{eII} = \frac{E_{II}}{\dot{m}_{aII}} = (c_{sII} - u) + \frac{A_{sII}}{\dot{m}_{aII}} (p_{sII} - p_H) \quad [8.5]$$

Empuje específico del flujo primario despreciando el gasto de combustible frente al de aire:

$$E_{eI} = \frac{E_I}{\dot{m}_{aI}} = (c_{sI} - u) + \frac{A_{sI}}{\dot{m}_{aI}} (p_{sI} - p_H) \quad [8.6]$$

Las expresiones del empuje total del motor y del empuje específico del turbofán por unidad de masa total que circula por el motor, serán:

$$E = \dot{m}_{aI} \cdot E_{eI} + \dot{m}_{aII} \cdot E_{eII} \quad [8.7]$$

$$E = \dot{m}_{aI} \cdot (E_{eI} + \lambda \cdot E_{eII}) \quad [8.8]$$

$$\frac{E}{\dot{m}_{aI} + \dot{m}_{aII}} = \frac{E}{(1 + \lambda) \cdot \dot{m}_{aI}} = \frac{1}{(1 + \lambda)} E_{eI} + \frac{\lambda}{(1 + \lambda)} \cdot E_{eII} \quad [8.9]$$

8.1.2. Ventajas de la configuración de turbofán

Se van a resaltar las ventajas que presenta el turbofán respecto del turborreactor. Es importante insistir en las bases que se han establecido para realizar la comparación; en concreto, se analiza el efecto de colocar una corona de fan en primer lugar, manteniendo el resto de los parámetros de diseño constantes, es decir, se mantienen: las condiciones de admisión, la velocidad de vuelo, la relación de compresión total, temperatura de entrada a la turbina, el gasto másico en el generador de gas (gasto másico primario) y los rendimientos de los distintos equipos:

Ventajas del turbofán frente al turborreactor:

- *Mayor empuje total*; aunque el empuje debido al flujo primario disminuye, la aportación de empuje debido al flujo secundario compensa el efecto anterior.
- *Mayor rendimiento propulsivo*, debido a que es menor la diferencia entre c_s y u , tanto en el flujo primario como en el secundario. Se sugiere recordar la expresión 7.68.
- *Menor consumo específico de combustible*, porque el incremento del rendimiento propulsivo implica un mayor valor del *rendimiento motopropulsivo*, aunque se mantenga el valor del rendimiento motor que depende de la relación de compresión total.
- *Menor nivel de ruido* al reducirse la velocidad de salida de los gases de escape.

Por otra parte, hay que recordar el problema que surgía en el caso de los turborreactores cuando se pretendía optimizar el diseño del ciclo termodinámico, debido a la influencia contrapuesta de la temperatura de entrada a la turbina sobre el empuje y el rendimiento de estos motores. En el epígrafe 7.6 se indicaba que en los turborreactores elevar la temperatura de entrada a la turbina tiene un efecto positivo sobre el empuje específico, pero negativo sobre el consumo específico de combustible. Sin embargo, se comprueba que la configuración de turbofán permite evitar este inconveniente. Se puede elegir en el diseño una mayor temperatura de entrada a la turbina que provocará un incremento del *rendimiento motor* (rendimiento del ciclo termodinámico) y, sin embargo, se evita que la velocidad de salida se incremente, por mayor salto en la tobera, al colocar la corona de fan. Ello implica que el diseño de la turbina deberá modificarse para desarrollar la potencia requerida, aumentando el número de escalonamientos, aumentando en consecuencia el salto entálpico de la turbina a expensas del salto en la tobera propulsiva. Es posible, por tanto, aumentar la temperatura de entrada a la turbina sin que conlleve un incremento de la velocidad de salida, que puede incluso reducirse, lo que supone incrementar a la vez el rendimiento propulsivo y el rendimiento motor, con lo que se puede conseguir un mayor rendimiento motopropulsivo del motor y, por tanto, un menor consumo de combustible.

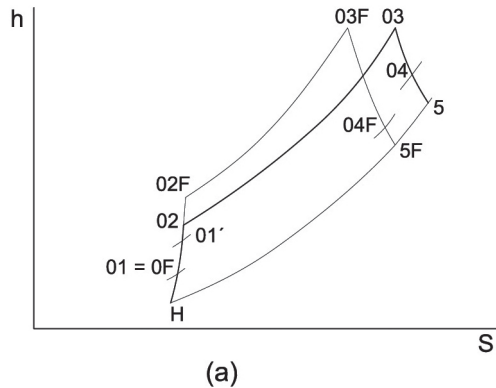


Figura 8.3. Comparación de los diagramas h-s de un turborreactor y del flujo primario un turbofán, considerando en este caso idéntica temperatura de entrada a la turbina.

Si el planteamiento hubiese sido mantener la relación de compresión del compresor y situar en primer lugar un fan que proporciona una relación de compresión adicional, se tendría la situación que se muestra en la figura 8.3. En ese caso también se incrementa el rendimiento motor, porque la relación de compresión del ciclo aumenta al situar el fan. Recordar que a medida que aumenta la relación de compresión del ciclo aumentaba el *rendimiento motor*, tal como se comentó en el capítulo 7.

Para optimizar el funcionamiento de este motor, será necesario elegir valores adecuados de la relación de compresión del fan y del gasto másico secundario.

EJEMPLO 8.1

A partir del turborreactor del ejemplo 7.1 se va a diseñar un motor turbofán instalando una corona de fan accionada asimismo por la turbina, con una relación de compresión de 2,5:1 y con un grado de derivación de 4:1. En la figura 8.3 se comparan los ciclos termodinámicos del turborreactor inicial y del flujo primario del turbofán. Se considera un rendimiento del fan de 0,89 y para simplificar el cálculo se considerará inicialmente evolución isentrópica en ambas toberas propulsivas, aunque no coincida con la evolución representada en la figura 8.3.

Se pretende analizar cómo se modifica el salto entálpico a disposición de la tobera del flujo primario, la velocidad de los gases a la salida de la misma, así como el empuje específico del motor debido a la contribución tanto del flujo primario como del secundario.

SOLUCIÓN:

En la tabla 8.1 se resumen los valores de las magnitudes que se mantienen respecto del ejemplo 7.1.

Tabla 8.1 Datos comunes de los ejercicios 7.1. y 8.1.

Datos comunes			
$T_H = 228,7$	$p_H = 0,3 \text{ bar}$	$r_{c \text{ compresor}} = 8$	$T_{03} = 1100^\circ\text{C}$
$c_{pa} = 1,005 \text{ kJ/kgK}$ $\gamma = 1,4$	$c_{pg} = 1,147 \text{ kJ/kg}$ $\gamma = 1,33$	$\eta_{cc} = 0,97$	$H_c = 42800 \text{ kJ/kg}$
$\eta_m = 0,99$	$\eta_c = 1,33$	$\eta_T = 0,9$	$\eta_{To} = 1$
Resultados comunes			
$u = 248,63 \text{ m/s}$	$T_{01} = 259,41 \text{ K}$	$p_{01} = 0,456 \text{ bar}$	$p_{00}/p_c = 1,85$

La compresión dinámica experimentada por el fluido, previa a la entrada al fan, será idéntica al caso anterior, dado que el Mach de vuelo y las condiciones exteriores son las mismas.

Las condiciones termodinámicas a la salida del fan serán:

$$T_{01's} = T_{01} \cdot \left(\frac{p_{01'}}{p_{01}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = 259,41 \cdot (2,5)^{0,2857} = 337 \text{ K}$$

$$T_{01'} = \frac{(337 - 259,41)}{0,89} + 259,41 = 346,63 \text{ K} \rightarrow h_{01'} = 348,36 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$p_{01'} = \frac{p_{01'}}{p_{01}} \cdot \frac{p_{01}}{p_H} \cdot p_H = 2,5 \cdot 1,52 \cdot 0,3 = 1,14 \text{ bar}$$

Flujo primario:

Las condiciones termodinámicas a la salida del compresor se verán modificadas, aunque se considera que no varía ni la relación de compresión ni el rendimiento de dicha máquina, dado que son diferentes sus condiciones de admisión. Los valores correspondientes se obtendrán de forma análoga al ejemplo 7.1.

$$T_{02s} = 627,88K$$

$$T_{02} = 666,24K \rightarrow h_{02} = 669,57 \frac{kJ}{kg}$$

$$p_{02} = p_{03} = \frac{p_{02}}{p_{01'}} \cdot \frac{p_{01'}}{p_{01}} \cdot \frac{p_{01}}{p_H} \cdot p_H = 8 \cdot 2,5 \cdot 1,52 \cdot 0,3 = 9,12bar$$

$$T_{03} = 1.100 + 273 = 1.373K$$

La turbina desarrolla la potencia necesaria para mover el fan y el compresor propiamente dicho. Teniendo en cuenta la expresión del grado de derivación y despreciando el gasto de combustible frente al del aire, como en el ejemplo 7.1, la expresión [8.3] resulta:

$$c_{pg} \cdot (T_{03} - T_{04}) \cdot \eta_m = (1 + \lambda) \cdot c_{pa} \cdot (T_{01'} - T_{01}) + c_{pa} \cdot (T_{02} - T_{01'}) \quad [8.10]$$

Sustituyendo valores y despejando en la expresión anterior, se obtiene:

$$T_{04} = 704,16K$$

Teniendo en cuenta el rendimiento de la turbina:

$$T_{04s} = 629,84K \quad \frac{p_{03}}{p_{04}} = \left(\frac{T_{03}}{T_{04s}} \right)^{\frac{1,33}{0,33}} \rightarrow p_{04} = 0,394bar$$

Habrá que comparar el salto de presiones a disposición de la tobera del flujo primario con el salto crítico (ecuación 7.46). Por tanto:

$$\frac{p_{04}}{p_H} = 1,31 \quad \frac{p_{04}}{p_c} = \left(\frac{\gamma + 1}{2} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} = 1,85 > 1,31$$

La tobera propulsiva del flujo primario² no se halla bloqueada, ya que se comprueba que el salto de presiones a su disposición es inferior al salto crítico, de forma que la presión a la salida coincidirá con la presión ambiente.

Si se comparan los resultados con los del ejemplo 7.1 se comprueba que han disminuido tanto la temperatura como la presión de parada a la entrada de la tobera. En concreto se ha pasado de 1161,3 K a 704,16 K y de 1,71 bar a 0,394 bar. La relación de compresión total era 12,16 en el caso del turborreactor y ha pasado a ser 30,4:1 debido a la incorporación de la corona de fan. La relación de expansión de la turbina ha pasado de 2,13:1 en el caso del turborreactor a 23,14:1 en el turbofán, con el fin de desarrollar la potencia necesaria para mover el elemento adicional (fan) por el que evoluciona un gasto elevado.

Se va a continuar con el análisis de la situación en la que trabajan las toberas del turbofán en este ejemplo concreto.

La temperatura de salida del al tobera del flujo primario (tobera de gases calientes) se calcula teniendo en cuenta su rendimiento (en este caso se ha considerado isentrópica).

$$\frac{p_{04}}{p_5} = \frac{p_{04}}{p_H} = \left(\frac{T_{04}}{T_5} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \rightarrow T_5 = 658,53K$$

Teniendo en cuenta la expresión [7.34] se puede obtener la velocidad de salida de los gases de la tobera del flujo primario:

$$\frac{c_{sI}^2}{2} = h_{05} - h_5 = h_{40} - h_5 \quad [8.11]$$

$$c_{sI} = \sqrt{2 \cdot c_{pg} (J/kgK) \cdot (T_{04} - T_5)(K)} = 323,53 \frac{m}{s}$$

Comparando con el resultado obtenido en el ejemplo 7.3 (velocidad de salida en el turborreactor 614,24 m/s) se comprueba que la velocidad de salida de la tobera es muy inferior en el caso del turbofán.

² No hay que confundir la tobera del flujo primario, o tobera de aire caliente, por donde evolucionan los gases de escape de la turbina, con la tobera de aire frío, donde evoluciona el flujo secundario que se ha comprimido previamente en el fan.

El empuje específico debido al flujo primario se obtiene a partir de la ecuación [8.4], despreciando el gasto de combustible. No obstante, al no hallarse la tobera bloqueada $p_s = p_H$, de forma que:

$$E_{el} = \frac{E_I}{\dot{m}_{aI}} = (c_{sI} - u) \quad [8.12]$$

$$E_{el} = 323,53 \left(\frac{m}{s} \right) - 248,63 \left(\frac{m}{s} \right) = 74,9 \frac{N}{kg/s}$$

Flujo secundario:

Las condiciones de entrada a la tobera del flujo secundario, también denominada tobera de aire frío, coinciden con la salida del fan. En la figura 8.2-b se ha representado la evolución de aire en esta tobera, supuesto flujo no isentrópico en la misma.

La velocidad de salida de esta tobera se obtiene teniendo en cuenta que se mantiene la entalpía de parada, como en el caso anterior:

$$h_{01'} = h_{06} = h_c + \frac{c_{sII}^2}{2} \quad [8.13]$$

En este caso también la presión de descarga coincide con la atmosférica, de manera que el salto de presiones a disposición de la tobera de aire frío resulta ser superior al salto crítico, que en este caso se comprueba que es 1,893, ya que ahora el fluido que evoluciona es aire con $\gamma=1,4$:

$$\frac{p_{01'}}{p_c} = \left(\frac{\gamma+1}{2} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = 1,893; \quad \frac{p_{01'}}{p_H} = \frac{1,14}{0,3} = 3,8 > 1,893$$

La tobera del flujo secundario se halla, por tanto, bloqueada, de forma que la velocidad de salida será la del sonido correspondiente a las condiciones termodinámicas en la sección de salida (las denominadas críticas, por ser $M=1$), y se podrán obtener operando de forma análoga al caso del ejemplo 7.3:

$$T_c = T_{01'} \cdot \left(\frac{2}{\gamma+1} \right) = 288,86K$$

$$p_c = \frac{p_{01'}}{1,893} = 0,6bar$$

$$c_{sII} = \sqrt{\gamma \cdot R \cdot T_c} = \sqrt{c_p \cdot (\gamma - 1) \cdot T_c} = \sqrt{1.005 \left(\frac{J}{kg \cdot K} \right) \cdot 0,4 \cdot 288,86 (K)}$$

$$c_{sII} = 340,76 m/s$$

En este caso, en el que la tobera está bloqueada y la presión de salida no coincide con la presión ambiente, el empuje específico se obtiene a partir de la expresión siguiente:

$$E_{eII} = \frac{E_{II}}{\dot{m}_{aII}} = (c_{sII} - u) + \frac{A_s}{\dot{m}_{aII}} (p_s - p_H) \quad [8.14]$$

$$\dot{m}_{aII} = A_s \cdot c_{sII} \cdot \rho_s = A_s \cdot c_{sII} \cdot \frac{p_c}{R \cdot T_c} \quad [8.15]$$

$$\frac{A_s}{\dot{m}_{aII}} = \frac{R \cdot T_c}{c_{sII} \cdot p_c} = c_p \cdot \frac{(\gamma - 1)}{\gamma} \cdot \frac{T_c}{c_{sII} \cdot p_c} = \frac{1.005 \left(\frac{J}{kg \cdot K} \right) \cdot 0,4 \cdot 288,86 (K)}{1,4 \cdot 340,76 \left(\frac{m}{s} \right) \cdot 0,60 \cdot 10^5 \left(\frac{N}{m^2} \right)}$$

$$\frac{A_s}{\dot{m}_{aII}} = 0,004057 \frac{m^2 \cdot s}{kg}$$

Sustituyendo en la expresión del empuje específico del flujo secundario:

$$E_{eII} = \frac{E_{II}}{\dot{m}_{aII}} = (340,76 - 248,63) \left(\frac{m}{s} \right) + 0,004057 \left(\frac{m^2 \cdot s}{kg} \right) (0,6 - 0,3) \cdot 10^5 \left(\frac{N}{m^2} \right)$$

$$E_{eII} = 92,13 \frac{N}{kg/s} + 121,71 \frac{N}{kg/s} = 213,84 \frac{N}{kg/s}$$

El empuje específico total será:

$$\frac{E}{(1 + \lambda) \dot{m}_{aI}} = \frac{1}{(1 + \lambda)} \cdot [E_{eI} + \lambda \cdot E_{eII}] = \frac{1}{5} [74,9 + 4 \cdot 213,84] = 186,05 \frac{N}{kg/s}$$

Considerando un gasto primario idéntico al estimado en el ejemplo 7.5 (50 kg/s), se comprueba que el empuje total del turbofán sería de 46.513 Newtons, frente a 33.892 Newtons que se obtendría en el caso del turborreactor, dado que su empuje específico era de 677,84 Ns/kg. Se comprueba un aumento significativo del empuje y, sin embargo, velocidades de salida de los gases en ambas toberas muy inferiores al caso del turborreactor.

Se puede concluir que *básicamente un turbofán, en comparación con un turborreactor, obtiene el empuje acelerando un flujo másico más elevado hasta una velocidad inferior.*

EJEMPLO 8.2

Se va a analizar cómo se ven afectados los distintos rendimientos y el consumo específico de combustible al transformar un turborreactor en un turbofán, basándose en los datos del ejemplo anterior.

SOLUCIÓN:

Para calcular el consumo específico habrá que obtener previamente el dosado de la cámara de combustión, que varía porque se ha modificado la entalpía de salida del compresor. Calculando las entalpías en kJ/kg, se obtiene:

$$F = \frac{h_{03} - h_{02}}{\eta_{cc} \cdot H_c - h_{03}} = \frac{1,147 \cdot 1.373 - 1,005 \cdot 666,24}{0,97 \cdot 42.800 - 1,147 \cdot 1.373} = 0,0227$$

Hay que tener en cuenta que el dosado se define respecto de la masa de aire primario, que es la que atraviesa el generador de gas e interviene en la combustión.

El consumo específico de combustible será:

$$\dot{g}_{ef} = \frac{\dot{m}_f}{E} = \frac{F \cdot \dot{m}_{al}}{E_e \cdot \dot{m}_{al} \cdot (1 + \lambda)} = \frac{F}{E_e \cdot (1 + \lambda)} \quad [8.16]$$

$$\dot{g}_{ef} = \frac{0,0227}{186,05 \cdot 5 \left(N / \left(\frac{kg}{s} \right) \right)} \cdot 3600 \left(\frac{s}{h} \right) = 0,0878 \left(\frac{kg}{N \cdot h} \right)$$

El *rendimiento motopropulsivo* tendrá una expresión semejante al caso del turborreactor:

$$\eta_{mp} = \frac{E \cdot u}{\dot{m}_f \cdot H_c} = \frac{E_e \cdot (1 + \lambda) \cdot \dot{m}_a \cdot u}{\dot{m}_f \cdot H_c} = \frac{E_e \cdot (1 + \lambda) \cdot u}{F \cdot H_c} \quad [8.17]$$

Sustituyendo valores:

$$\eta_{mp} = \frac{930,26 \left(\frac{N \cdot s}{kg} \right) \cdot 248,63 \left(\frac{m}{s} \right)}{0,0227 \cdot 42.800 \cdot 10^3 \left(\frac{J}{kg} \right)} = 0,24 \quad (24\%)$$

De forma análoga al caso del turborreactor, el rendimiento propulsivo en el turbofán se puede calcular a través de una expresión [8.17], en la que se ha despreciado el gasto de combustible frente al gasto de aire primario:

$$\eta_p = \frac{E_e \cdot (1 + \lambda) \cdot u}{E_e \cdot (1 + \lambda) \cdot u + \frac{(c_{sI} - u)^2}{2} + \lambda \cdot \frac{(c_{sII} - u)^2}{2}} \quad [8.18]$$

$$\eta_p = \frac{930,26 \cdot 248,63}{930,26 \cdot 248,63 + 0,5 \cdot (323,53 - 248,63)^2 + 0,5 \cdot 4 \cdot (340,76 - 248,63)^2} = 0,92$$

El rendimiento motor se obtiene mediante la relación [7.65]:

$$\eta_m = \frac{\eta_{mp}}{\eta_p} = 0,26 \quad (26\%)$$

En la tabla 8.2 se muestran los resultados obtenidos, comparándolos con los correspondientes al turborreactor. Se comprueba que el rendimiento propulsivo mejora en el turbofán en relación al turborreactor por disminuir c_s y, además, el rendimiento motor también aumenta al incrementarse la relación de compresión total del ciclo (p_{02}/p_H). Como consecuencia de ambos efectos se comprueba que el rendimiento motopropulsivo aumenta y el consumo específico de combustible disminuye. Esto se pone de manifiesto en la figura 8.4, donde se muestra la dependencia del consumo específico de combustible y del empuje específico con el grado de derivación para el caso analizado en el siguiente ejercicio 8.3.

Tabla 8.2. Comparativa de los resultados de los ejemplos 7.1 (TR) y 8.1 (TF)

	Velocidad salida (m/s)	p_{02} / p_H	E_e	\dot{g}_{ef}	η_{mp}	η_p	η_m
TR	614,24	12,2	677,8 N.s/kg	0,1427 kg/(N.h)	14,65%	71,6%	20,46%
TF	I: 323,5 II: 340,8	30,4	186 N.s/kg	0,0874 kg/(N.h)	24%	92%	26%

EJEMPLO 8.3

De un motor turbofán se conocen los siguientes datos en unas determinadas condiciones de funcionamiento: condiciones ambientales 0,238 bar y 218,8 K, relación de compresión del fan 1,6:1, relación de compresión del compresor 25:1, relación de expansión en la turbina 16,7:1, evolución isentrópica en la toma dinámica, rendimiento isentrópico del fan y del compresor 0,9, rendimiento de las toberas propulsivas 0,97, rendimiento mecánico del eje de la turbina 0,99, rendimiento de la cámara de combustión 0,98, temperatura de parada de entrada al fan 249,7 K, temperatura de parada de entrada a la turbina 1625 K, temperatura de parada de salida de la turbina 898 K. Suponer: pérdidas de carga en la cámara de combustión 5%, no despreciar el gasto de combustible frente al del aire y considerar que el fluido de trabajo se comporta como un gas perfecto (aire: $c_p = 1,005$ kJ/kg K/ $\gamma = 1,4$ y gases de la combustión: $c_p = 1,147$ kJ/kg K/ $\gamma = 1,33$).

Se pide:

1. Analizar si la compresión dinámica es mayor o menor que la debida al fan.
2. Calcular el grado de derivación.
3. Calcular el rendimiento politrópico del compresor.
4. Comprobar si las toberas de los flujos primario y secundario se hallan bloqueadas, calculando asimismo los empujes específicos de ambos flujos.
5. Calcular el empuje específico del turbofán y el empuje intrínseco para un gasto másico del flujo primario de 80 kg/s.
6. Razonar si existirá un límite superior en el valor del grado de derivación al diseñar el turborreactor con los datos especificados.

SOLUCIÓN:

[1] Analizando la evolución en la toma dinámica, teniendo en cuenta los datos aportados por el enunciado, se obtiene:

$$\frac{p_{01}}{p_H} = \left(\frac{T_{01}}{T_H} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = \left(\frac{249,7}{218,8} \right)^{3,5} = 1,588 \rightarrow p_{01} = 0,378 \text{ bar}$$

Se comprueba, por tanto, que la relación de compresión dinámica (1,588) es ligeramente inferior a la relación de compresión en el fan (1,6:1), alcanzándose una presión de parada en la sección de entrada del fan de 0,378 bar debido a la deceleración del aire previa a la entrada al motor.

Por otra parte, se puede deducir la velocidad de vuelo del avión donde va ubicado este motor a partir de la ecuación [7.37]:

$$\frac{u^2}{2} = h_{01} - h_H = 1005 \left(\frac{\text{N} \cdot \text{m}}{\text{kgK}} \right) (T_{01} - T_H) (\text{K}) \rightarrow u = 249,22 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Se puede comprobar que esta velocidad implica un Mach de vuelo de 0,84, valor muy usual.

[2] Teniendo en cuenta que la turbina acciona el fan y el compresor (ecuaciones [8.2] y [8.3]), y dividiendo por el gasto másico de aire primario:

$$(1+F) \cdot (T_{03} - T_{04}) \cdot c_{pg} \cdot \eta_m = (1+\lambda) \cdot c_{pa} \cdot (T_{01'} - T_{01}) + c_{pa} \cdot (T_{02} - T_{01'}) \quad [8.18]$$

Habrá que calcular las temperaturas de los dos puntos que por el momento se desconocen ($T_{01'}$, T_{02}), teniendo en cuenta el rendimiento del fan y del compresor, así como el valor del dosado:

$$\frac{p_{01'}}{p_{01}} = 1,6 = \left(\frac{T_{01's}}{249,7} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \rightarrow T_{01's} = 285,6 \text{ K}$$

$$T_{01'} = 249,7 + \frac{285,6 - 249,7}{0,9} = 289,6 \text{ K}$$

$$\left(\frac{p_{02}}{p_{01'}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \frac{T_{02s}}{T_{01'}} \rightarrow (25)^{0,2857} = \frac{T_{20s}}{289,6} \rightarrow T_{02s} = 726,4 \text{ K}$$

$$T_{02} = 289,6 + \frac{726,4 - 289,6}{0,9} = 774,9K$$

$$F = \frac{h_{03} - h_{02}}{\eta_{cc} \cdot H_c - h_{03}} = \frac{1,147 \cdot 1625 - 1,005 \cdot 774,9}{0,98 \cdot 42.800 - 1,147 \cdot 1625} = 0,02707$$

Sustituyendo valores en [8.18] y despejando, el grado de derivación resulta:

$$1,02707 \cdot (727) \cdot 1,147 \cdot 0,99 = (1 + \lambda) \cdot 1,005 \cdot (39,9) + 1,005 \cdot (485,3)$$

$$\lambda = 7,98 \cong 8$$

[3] Se procede a calcular el rendimiento politrópico del compresor a través de la ecuación [7.27] que se reproduce a continuación:

$$\frac{T_{02}}{T_{01'}} = \left[\frac{p_{02}}{p_{01'}} \right]^{\frac{\gamma-1}{\gamma \cdot \eta_{ptr}}}$$

$$\frac{774,9}{289,6} = [25]^{\frac{0,2857}{\eta_{ptr}}}$$

Aplicando logaritmos neperianos a ambos miembros de la ecuación, se puede despejar el rendimiento politrópico del compresor, que resulta ser 0,9344.

Como era de esperar, según lo comentado en el capítulo 7, se comprueba:

El rendimiento politrópico del compresor es algo superior al valor del rendimiento isentrópico.

[4] Flujo primario:

Para comprobar si la tobera del primario se halla bloqueada, es necesario calcular el salto de presiones bajo el que debe operar y compararlo con el salto crítico, definido a través de la ecuación [7.52], dado que el enunciado indica que el rendimiento isentrópico de la tobera es 0,97.

A partir del valor de la presión exterior y de los valores de las relaciones de compresión: dinámica, del fan y del compresor, se obtiene:

$$p_{02} = 0,238 \cdot 1,588 \cdot 1,6 \cdot 25 = 15,12 \text{ bar}$$

$$p_{03} = p_{02} \cdot (1 - 0,05) = 14,36 \text{ bar}$$

$$\frac{p_{03}}{p_{04}} = 16,7 \rightarrow p_{04} = 0,86 \text{ bar}$$

Por lo tanto, el salto puesto a disposición de la tobera será:

$$\frac{p_{04}}{p_H} = \frac{0,86}{0,238} = 3,6$$

Se comprobará a continuación si dicho salto es superior al salto crítico:

$$\frac{p_c}{p_{00}} = \left[1 - \frac{1}{0,97} \cdot \left(\frac{1,33 - 1}{1,33 + 1} \right) \right]^{7,0303} = 0,529 \quad \frac{p_{04}}{p_c} = 1,89$$

Salto crítico inferior al salto a disposición de la tobera, luego *la tobera del primario está bloqueada*.

$$T_c = T_{04} \cdot \left(\frac{2}{\gamma_g + 1} \right) = 770,8 \text{ K}$$

$$p_c = \frac{p_{04}}{1,89} = 0,455 \text{ bar}$$

$$c_{sI} = \sqrt{\gamma_g \cdot R_g \cdot T_c} = \sqrt{c_{pg} \cdot (\gamma_g - 1) \cdot T_c} = 540,14 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$\frac{A_{sI}}{\dot{m}_{aI}} = c_{pg} \cdot \frac{(\gamma_g - 1)}{\gamma_g} \cdot \frac{T_c}{c_{sI} \cdot p_c} = \frac{1147 \left(\frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \right) \cdot 0,33 \cdot 770,8 (\text{K})}{1,33 \cdot 540,14 \left(\frac{\text{m}}{\text{s}} \right) \cdot 0,455 \cdot 10^5 \left(\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right)}$$

$$\frac{A_{sI}}{\dot{m}_{aI}} = 0,00893 \frac{\text{m}^2 \cdot \text{s}}{\text{kg}}$$

$$E_{eI} = \frac{E_I}{\dot{m}_{aI}} = ((1+F) \cdot c_{sI} - u) + \frac{A_{sI}}{\dot{m}_{aI}} (p_c - p_H)$$

$$E_{eI} = ((1+0,02707) \cdot 540,14 - 249,22) + 0,00893 \cdot (0,455 - 0,238) \cdot 10^5$$

$$E_{eI} = \frac{E_I}{\dot{m}_a} = 305,54 \frac{N}{kg/s} + 193,7 \frac{N}{kg/s} = 499,24 \frac{N}{kg/s}$$

Flujo secundario:

Se comprueba a continuación que también el salto de presiones a disposición de la tobera de aire frío resulta ser superior al salto crítico, que se calcula mediante la misma expresión que en el caso anterior pero teniendo en cuenta que el fluido que circula en este caso es aire, con un valor de la relación de calores específicos diferente:

$$\frac{p_c}{p_{00}} = \left[1 - \frac{1}{0,97} \cdot \left(\frac{1,4-1}{1,4+1} \right) \right]^{3,5} = 0,517 \quad \frac{p_{04}}{p_c} = 1,934$$

$$\frac{p_{01'}}{p_H} = \frac{0,238 \cdot 1,588 \cdot 1,6}{0,238} = \frac{0,6047}{0,238} = 4,2 > 1,934$$

La tobera del flujo secundario se halla bloqueada, de forma que la velocidad de salida será la del sonido correspondiente a las condiciones termodinámicas en la sección de salida (críticas, por ser $M=1$), y se podrá obtener operando de forma análoga al flujo primario, pero teniendo en cuenta que el valor de gamma es el correspondiente en este caso al aire:

$$T_c = T_{01'} \cdot \left(\frac{2}{\gamma+1} \right) = 241,33K$$

$$p_c = \frac{0,6047}{1,934} = 0,317bar$$

$$c_{sII} = \sqrt{1.005 \left(\frac{J}{kg \cdot K} \right) \cdot 0,4 \cdot 241,33 (K)} = 311,47 \frac{m}{s}$$

$$\frac{A_{sII}}{\dot{m}_{aII}} = \frac{1.005 \left(\frac{J}{kg \cdot K} \right) \cdot 0,4 \cdot 241,33 (K)}{1,4 \cdot 311,47 \left(\frac{m}{s} \right) \cdot 0,317 \cdot 10^5 \left(\frac{N}{m^2} \right)} = 0,006987 \frac{m^2 \cdot s}{kg}$$

Sustituyendo en la expresión del empuje específico del flujo secundario:

$$E_{eII} = 62,25 \frac{N}{kg/s} + 55,2 \frac{N}{kg/s} = 117,45 \frac{N}{kg/s}$$

[5] El empuje específico total, teniendo en cuenta el gasto másico total que admite el motor, será:

$$\frac{E}{(1+\lambda)\dot{m}_a} = \frac{1}{(1+\lambda)} \cdot [E_{eI} + \lambda \cdot E_{eII}] = \frac{1}{9} [499,3 + 8 \cdot 117,45] = 159,9 \frac{N}{kg/s}$$

El empuje intrínseco será:

$$E = E_e \cdot (1+\lambda) \cdot \dot{m}_a = 159,9 \left(\frac{N}{kg/s} \right) \cdot 9 \cdot 80 \left(\frac{kg}{s} \right) = 115.112 N \equiv 25.867,86 Lb$$

(4,45 Newton \equiv 1 libra).

[6] En cuanto la limitación del valor del grado de derivación, si se analiza la ecuación [8.18] se comprueba que las líneas de compresión de los flujos primario y secundario no dependerán del valor del grado de derivación (λ), siempre que se mantengan los valores de los datos relativos al proceso de compresión (u , T_H , p_H , relaciones de compresión del fan y del compresor). Por otra parte, se considera en el razonamiento que el valor de la temperatura de entrada a la turbina se mantiene constante. Se comprueba que a medida que aumentamos el grado de derivación es necesario reducir la temperatura de salida de la turbina para aumentar la potencia desarrollada por ésta para conseguir accionar el fan que trasiega cada vez un gasto más elevado. Esto se conseguirá aumentando el número de escalonamientos, o bien el diseño de éstos, incrementando, por ejemplo, el valor del coeficiente de carga. Si crece mucho el grado de derivación, llega un momento que la turbina no puede desarrollar suficiente potencia para mover el fan y el compresor, ya que el incremento de salto entálpico de la turbina debe hacerse a expensas del salto en la tobera y tiene un límite, al tender a hacerse nulo el salto en la tobera. Al aproximarse a ese

extremo llega un momento que es imposible operar. Para los datos de este ejercicio, esta situación se produce para un grado de derivación entre 13 y 14.

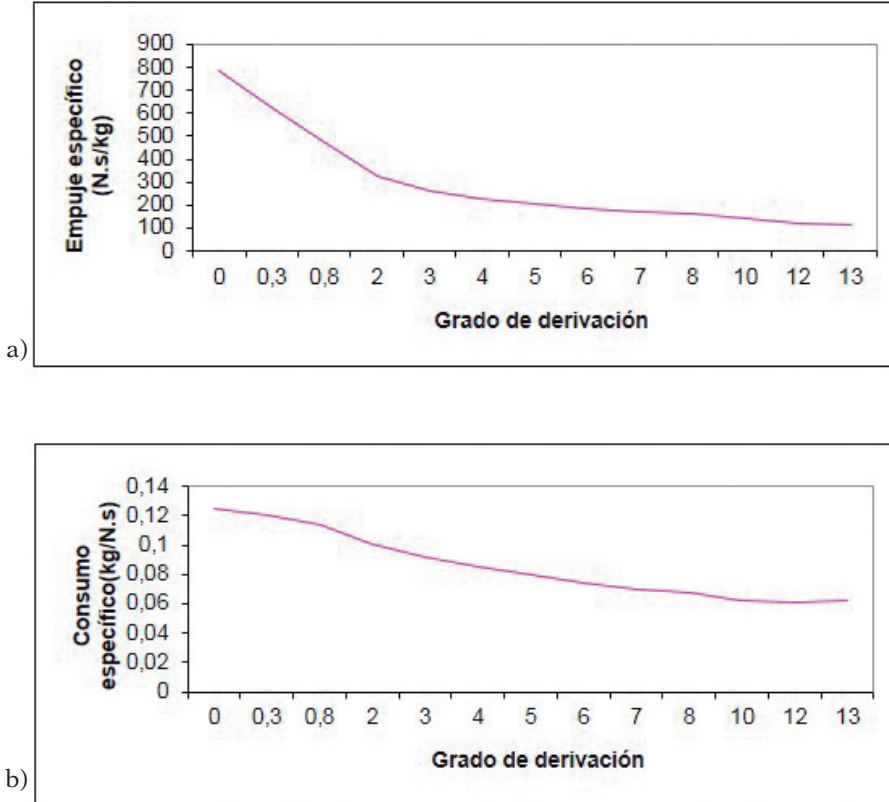


Figura 8.4. Influencia del grado de derivación sobre el empuje específico y sobre el consumo específico de combustible si que se mantienen constantes los valores del resto de los parámetros (mplo 8.3).

8.1.3. Análisis de la influencia del grado de derivación y de la relación de compresión en el funcionamiento del turbofan

En la figura 8.4 se muestra la influencia del grado derivación sobre el empuje específico y sobre el consumo de combustible. Se ha considerado que se mantienen constantes los valores del resto de los parámetros. Los

resultados correspondientes a grado de derivación cero coincidirán con los correspondientes a un turboreactor puro con idénticos parámetros del ciclo termodinámico del núcleo primario del motor. A partir de ahí, se comprueba que a medida que aumenta el grado de derivación disminuye el empuje específico de combustible, dado que se ha calculado por masa de aire total admitida (gasto másico del flujo primario + gasto másico de flujo secundario). Por otra parte, como era de esperar, el consumo específico de combustible se va reduciendo, aunque para altos grados de derivación la mejora se va haciendo cada vez menos significativa y, sin embargo, será necesario incrementar la sección frontal del motor, lo que conllevará mayores pérdidas de arrastre aerodinámico que en este análisis puramente termodinámico no se están considerando.

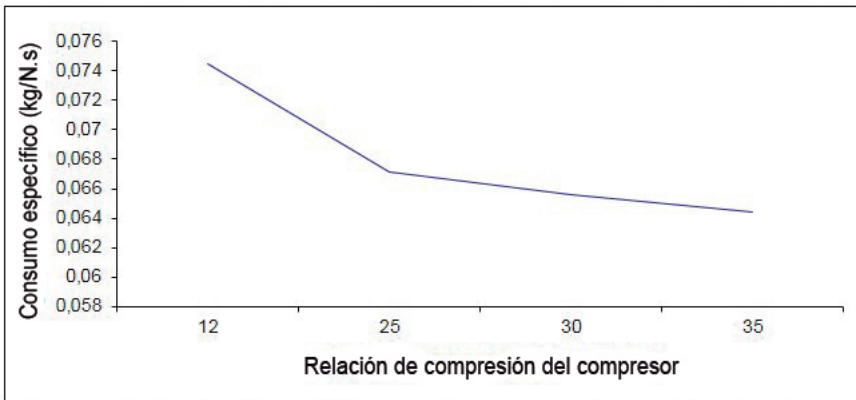


Figura 8.5. Influencia de la relación de compresión del compresor, manteniendo la del fan, sobre el consumo específico de combustible en un turbofan (datos ejemplo 8.3).

Por otra parte, se comprueba que el consumo se reduce a medida que aumenta la relación de compresión del compresor (figura 8.5). No obstante, tiene el inconveniente de que se incrementa el peso del motor, al ser necesario aumentar el número de escalonamientos del compresor y, por otra parte, a partir de cierto valor la temperatura en los últimos escalonamientos puede llegar a ser excesiva para los materiales empleados, por ejemplo el titanio, siendo necesario refrigerar con caudales sangrados de etapas anteriores, lo que complica el diseño y puede llegar a anular la ventaja inicial indicada.

8.2. TURBOHÉLICE

Un tercer tipo de turbinas de gas de aviación lo constituyen los denominados motores turbohélice, en los que el empuje se debe fundamentalmente a la acción de una hélice, precisamente como reacción a la variación de la cantidad de movimiento del fluido que la atraviesa. El origen de la propulsión coincide con el de los motores de aviación basados en motores de combustión interna alternativos de hélice. No obstante, a diferencia de estos últimos, en los motores turbohélice, una pequeña parte de la propulsión será por chorro, es decir, como consecuencia de la aceleración del fluido a su paso por el interior del motor, constituido también en este caso por los mismos elementos que el resto de las turbinas de gas de aviación: compresor, cámara de combustión, turbina y tobera.

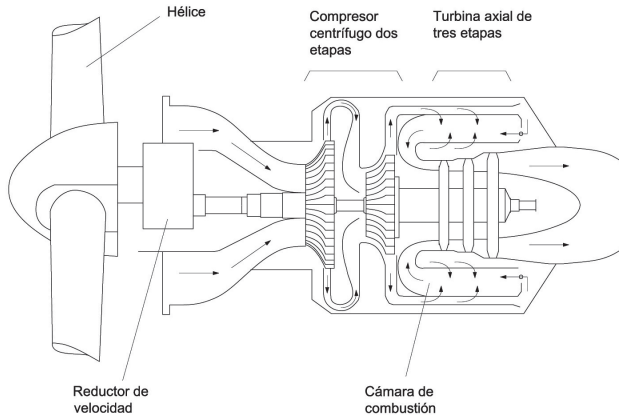


Figura 8.6. Esquema mecánico de un turbohélice.

En la figura 8.6 se presenta un posible esquema de motor turbohélice. En concreto, la configuración representada corresponde a un motor de un único eje mediante el cual la turbina (axial de tres escalonamientos) acciona el compresor (centrífugo de dos escalonamientos), así como la hélice a través de una transmisión. En la cámara de combustión, de tipo anular, se puede observar cómo entra el aire en distintos puntos, así como la situación del inyector de combustible (ver capítulo 10).

En los motores turbohélice, debido a que la turbina desarrolla la potencia necesaria para accionar el compresor y la hélice, el salto entálpico de la

tobera se reduce considerablemente respecto al caso del turborreactor, de forma que los gases de escape de la turbina se acelerarán en menor medida en la tobera. Como consecuencia de lo anterior, al ser menor la diferencia entre la velocidad de salida y la de vuelo, la contribución del empuje por chorro al empuje total será relativamente reducida, aproximadamente el 10%. No obstante, hay que tener en cuenta que la elección de la potencia de la hélice es decisión del diseñador del motor, que deberá decidir cómo repartir la expansión total entre la turbina y la tobera, teniendo en cuenta que cuanto mayor sea la potencia mecánica que absorbe la hélice, mayor deberá ser la potencia que debe desarrollar la turbina, que además debe accionar el compresor. Aunque no se va a entrar a analizar esta cuestión, por exceder el alcance del presente texto, hay que tener en cuenta que para cada pareja de valores de diseño: altura y velocidad de vuelo, existe una división del salto óptima. Cabe destacar por su importancia la influencia del rendimiento de la hélice; cuanto mayor sea éste, mayor será la potencia propulsiva. También hay que tener en cuenta las limitaciones de la hélice en cuanto al deterioro de sus prestaciones al aumentar la altura y la velocidad de vuelo por problemas de desprendimiento de la corriente en la punta de las palas y, por tanto, por la caída de su rendimiento propulsivo.

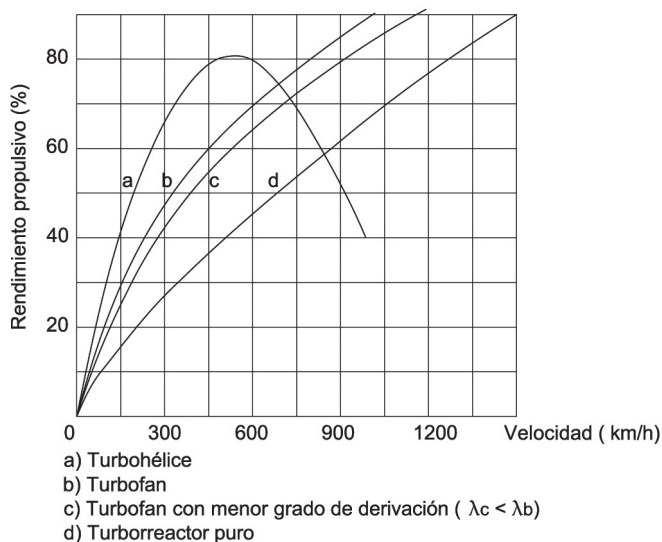


Figura 8.7. Rendimiento propulsivo en función de la velocidad de vuelo de las distintas turbinas de gas de aviación.

No obstante, como consecuencia de la menor diferencia ($c_s - u$), el rendimiento propulsivo de estos motores es superior al de los turboreactores para velocidades de vuelo bajas, lo que conduce a mayor rendimiento moto-propulsivo y menor consumo específico de combustible. Sin embargo, hay que resaltar que existen turbofanes con altos grados de derivación con rendimientos propulsivos similares, por lo que los turbohélices se están viendo cada vez más relegados a aplicaciones del extremo inferior del espectro de potencias, campo donde se utilizan fundamentalmente por su menor coste de adquisición. En la figura 8.7 se han representado las evoluciones de los rendimientos propulsivos (valores aproximados) de distintos tipos de turbinas de gas de aviación a modo ilustrativo³.

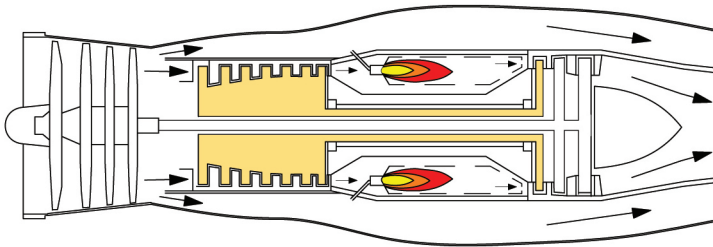


Figura 8.8. Esquema mecánico de un turboreactor con cierto grado de derivación.

8.3. CAMPOS DE APLICACIÓN DE LAS TURBINAS DE GAS DE AVIACIÓN

Los turbofanes han desplazado a los turboreactores en todas las aplicaciones en que se precisan velocidades subsónicas altas, como es el caso de aplicaciones para el transporte de viajeros de largo y medio alcance, debido a su menor consumo de combustible.

En la aviación militar de combate, aplicación en la que interesa alcanzar en determinados momentos velocidades supersónicas, se han utilizado durante años los turboreactores. Sin embargo, hoy en día la tendencia

³ Los valores cuantitativos mostrados en la figura son sólo orientativos, dado que el rendimiento propulsivo se ve afectado por diversos factores, al margen de la velocidad de vuelo, entre los que cabría citar: parámetros del ciclo termodinámico (T_{03} y r_c), grado de derivación y relación de compresión del fan, en el caso de los motores con doble flujo.

de diseño en este campo se ha centrado en lo que se denominan *turborreactores con by-pass*, los cuales tienen el compresor dividido en dos partes y un cierto grado de derivación (entre 0,3:1 y 1,5:1). En este caso, el flujo secundario atraviesa sólo la primera etapa de compresión (constituida por varios escalonamientos) y a continuación una tobera propulsiva, con un planteamiento similar al del turbofán (figura 8.8).

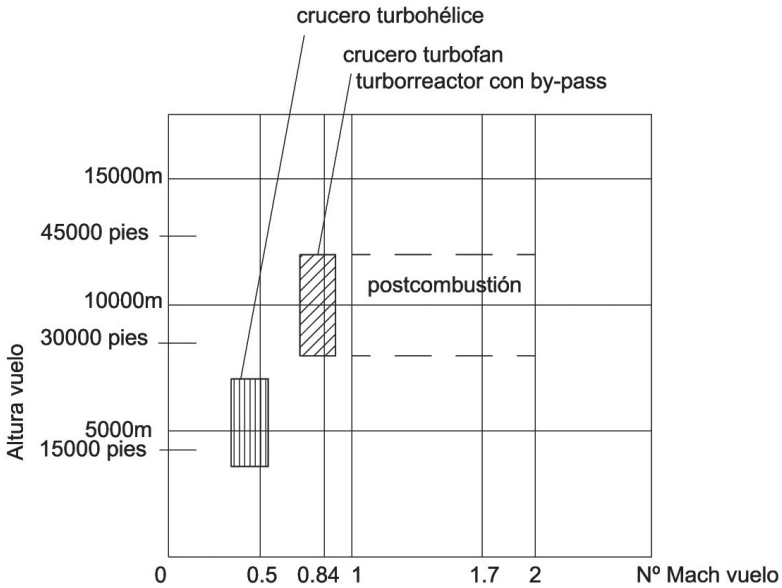


Figura 8.9. Condiciones de vuelo habituales de las turbinas de gas en crucero (turbohéllices, turbofanes y turborreactores con by-pass) y cuándo se emplea postcombustión, en el caso de turborreactores de aviones de combate.

En maniobras de combate, para alcanzar velocidades supersónicas, los turborreactores utilizan geometría variable en la admisión y en la tobera propulsiva, así como *post-combustión* para incrementar el empuje durante cortos periodos de tiempo. A todo ello se hará referencia en el capítulo 10.

En la figura 8.9 se presentan las condiciones de vuelo más habituales de los turbohéllices, los turbofanes y los turborreactores con by-pass. Se observa que a altitudes y velocidades bajas se utilizan motores turbohélice y que para alcanzar velocidades supersónicas se emplean turborreactores puros o con cierto grado de by-pass.

CONCLUSIONES

El turbofan es una turbina de gas de aviación que tiene un esquema mecánico muy similar al del turborreactor, distinguiéndose de éste en que incluye en su parte frontal una corona de álabes de gran diámetro a la que se denomina fan⁴. La corona de fan, que está accionada también por la turbina, se puede considerar como parte del compresor, ya que el fluido experimenta en ella un proceso inicial de compresión. Dicha corona es atravesada por todo el gasto másico que admite el motor, pero a continuación dicho gasto másico se bifurca en dos flujos: uno primario que atraviesa el resto del motor, que tiene una configuración idéntica a la del turborreactor, y uno secundario que se dirige directamente a una tobera propulsiva. Se denomina grado de derivación al cociente gasto másico secundario dividido por el gasto másico primario.

La turbina tiene que desarrollar una mayor potencia para arrastrar en fan, el cual absorbe una potencia considerable debido a su elevado gasto másico (primario + secundario).

El salto entálpico de la tobera se verá reducido al aumentar el salto de la turbina, dado que el salto total está condicionado por la temperatura de entrada a la turbina, por la presión en la cámara de combustión y por la presión ambiental, todas ellas magnitudes consideradas invariables en este razonamiento.

Al reducirse el salto de la tobera del flujo principal, la velocidad de salida de los gases de este flujo primario será menor en comparación con un motor sin fan, lo que supone un incremento del rendimiento propulsivo, ya que este parámetro es inversamente proporcional a $(c_s - u)$. Como consecuencia de ello, aunque se mantenga la tobera bloqueada, el empuje debido al flujo primario disminuye en relación con el caso de un turborreactor con idénticos parámetros del ciclo termodinámico. No obstante, el flujo secundario también experimentará una importante aceleración debido a su expansión en la tobera correspondiente, de forma que se genera un importante empuje adicional que compensa con creces la disminución de empuje del flujo primario, según se comprobaba en el ejemplo 8.1.

⁴ Se mantiene la nomenclatura anglosajona, por estar totalmente extendida.

Por otra parte, se comprueba que la configuración de turbofán, a diferencia de la de turborreactor, permite aumentar la temperatura de entrada a la turbina de diseño sin reducir el rendimiento motopropulsivo, ya que se logra evitar que la velocidad de salida se incremente por mayor salto en la tobera, como ocurría en el caso de los turborreactores con consecuencias negativas sobre dicho rendimiento. Al colocar la corona de fan habrá que modificar la turbina, aumentando el número de escalonamientos, para desarrollar la potencia requerida para accionar también el fan, que traiesa un elevado gasto másico, aumentando su salto entálpico a expensas del salto en la tobera propulsiva, con lo que los gases de salida se aceleran menos. Este tipo de motor permite, por tanto, incrementar a la vez el rendimiento propulsivo (por menor velocidad de salida) y el rendimiento motor (por mayor temperatura T_{03}), con lo que se puede conseguir un mayor rendimiento motopropulsivo del motor y, por tanto, un menor consumo de combustible en comparación con el del turborreactor.

En los denominados motores turbohélice, el empuje se debe fundamentalmente a la acción de una hélice, precisamente como reacción a la variación de la cantidad de movimiento del aire que la atraviesa. No obstante, una pequeña parte de la propulsión es por chorro, es decir, como consecuencia de la aceleración del fluido a su paso por el interior del motor, constituido también en este caso por los mismos elementos que el resto de las turbinas de gas de aviación: compresor, cámara de combustión, turbina y tobera.

Las limitaciones asociadas al correcto funcionamiento de la hélice, en cuanto al deterioro de sus prestaciones al aumentar la altura y la velocidad de vuelo por problemas de desprendimiento de la corriente, limita a su vez el campo de aplicación de estos motores. Los turbohélices se están viendo cada vez más relegados a aplicaciones del extremo inferior del espectro de potencias, campo donde se utilizan fundamentalmente por su menor coste de adquisición.

Por tanto, para aplicaciones en las que resulta conveniente operar a altitudes y velocidades bajas, se siguen utilizando motores turbohélice, mientras que en el transporte de pasajeros y mercancías, para medio o largo alcance, se utilizan mayoritariamente motores turbofán. En aplicaciones militares, para alcanzar velocidades supersónicas, se emplean turborreactores puros o con cierto grado de by-pass.

CAPÍTULO 9
MOTORES DE REACCIÓN III.
CARACTERÍSTICAS DEL GENERADOR DE GAS
DE LAS TURBINAS DE GAS DE AVIACIÓN. COMPORTAMIENTO
FUERA DE DISEÑO DEL TURBORREACTOR

Objetivos fundamentales del capítulo

- Conocer el aspecto de las curvas características de las turbomáquinas que constituyen el generador de gas (compresor y turbina) y la información que proporcionan.
- Entender cómo se adimensionalizan las curvas características de las turbomáquinas, a qué se denomina curvas pseudo-adimensionales y cuáles son las aplicaciones de los distintos tipos de curvas características.
- Conocer las condiciones de acoplamiento que permiten obtener la línea de funcionamiento en equilibrio de un turborreactor, representándola sobre las curvas características de compresor.
- Conocer las técnicas que se emplean para evitar que la línea de funcionamiento en equilibrio corte a la línea de bombeo en ciertos márgenes de las condiciones operativas.

9.1. INTRODUCCIÓN

En los capítulos 7 y 8 se ha analizado el principio de funcionamiento de los diferentes tipos de turbinas de gas de aviación, sus ciclos termodinámicos de trabajo y, de forma básica, se ha comentado la repercusión que tiene la elección de los valores de diseño de los principales parámetros que definen dichos ciclos. En los siguientes capítulos se va a presentar información adicional sobre las características de los principales componentes del motor, que va a permitir entender el porqué de determinados diseños y esbozar las bases que permitirían analizar el comportamiento de un determinado motor en condiciones operativas variables, así como su relación con el diseño de los componentes.

Es necesario tener en cuenta que estas instalaciones difieren mucho en su operación de las turbinas de gas industriales, que suelen trabajar en condiciones próximas a las nominales o de diseño. En este último caso, el funcionamiento fuera de diseño se debe a la variación de las condiciones de admisión, básicamente por la variación a lo largo del año de la temperatura ambiental, o bien a la necesidad de modificar la carga de la central (regulación de la potencia). Al estudiar las turbinas de gas industriales se justificaba que el rendimiento de la instalación empeoraba al aumentar la temperatura de admisión y al reducir la temperatura de entrada a turbina. Esto último se produce al reducir la carga de la instalación a base de disminuir el dosado de la cámara de combustión.

Los motores de aviación deben trabajar adecuadamente dentro de un rango de variación de las condiciones operativas mucho más amplio por las características de su servicio. Por una parte, las condiciones ambientales, no sólo de temperatura sino también de presión, varían de forma muy considerable desde la zona de despegue a la de crucero, siendo habitual, por ejemplo, que los turbofanos operen en crucero a altitudes de hasta 35.000 pies, donde la temperatura desciende a 54°C bajo cero y la presión a 0,24 bar, según datos de la atmósfera estándar. Por otra parte, las necesidades de empuje, y, por tanto, la carga del motor, son muy diferentes durante el despegue respecto de la situación de crucero. Por otro lado, el generador de gas, al tener el eje libre, modificará su régimen de giro en las diferentes situaciones, no así en el caso de las turbinas de gas con configuración en un eje unido a un generador eléctrico, en las que el régimen de giro se debe mantener constante para que no se vea afectada la frecuencia de la energía eléctrica producida.

De todo lo anterior se desprende que en el caso de las turbinas de gas de aviación es muy importante garantizar que los componentes del motor son capaces de trabajar adecuadamente en un rango de operación muy variable, que implica una amplia modificación de las condiciones de admisión, de la velocidad de vuelo, del régimen de giro de las turbomáquinas —turbina y compresor—, así como la modificación de la temperatura de entrada a turbina para conseguir el empuje requerido.

Por ello, en el presente capítulo se van a presentar las denominadas curvas *características* de las turbomáquinas que integran el generador de gas, que describen el comportamiento de estas máquinas en condiciones operativas variables. Posteriormente, se hará referencia al comportamiento del conjunto del motor cuando trabaja fuera del punto de diseño. Finalmente, sin pretender profundizar en las características constructivas de estos motores, se introducirán las claves que permitirán entender, de forma muy básica, el porqué de ciertas características de diseño habituales en este tipo de motores; en concreto:

- Configuración del generador de gas en varios ejes.
- Compresores de geometría variable.
- Sangrados o extracciones de aire del compresor.

Estas características de diseño pretenden que el funcionamiento de estos motores en condiciones operativas variables sea adecuado dentro de un amplio rango de operación.

9.2. CURVAS CARACTERÍSTICAS DE LAS TURBOMÁQUINAS TÉRMICAS

9.2.1. Curvas características de un compresor

Las curvas características de las turbomáquinas representan el comportamiento que tienen estas máquinas en condiciones operativas variables. En el caso del compresor muestran la variación del gasto másico y del rendimiento isentrópico en función de la relación de compresión y del régimen de giro (figura 9.1). Las líneas ovaladas de la figura 9.1 unen puntos de operación que presentan idéntico rendimiento isentrópico y se denominan líneas de iso-rendimiento.

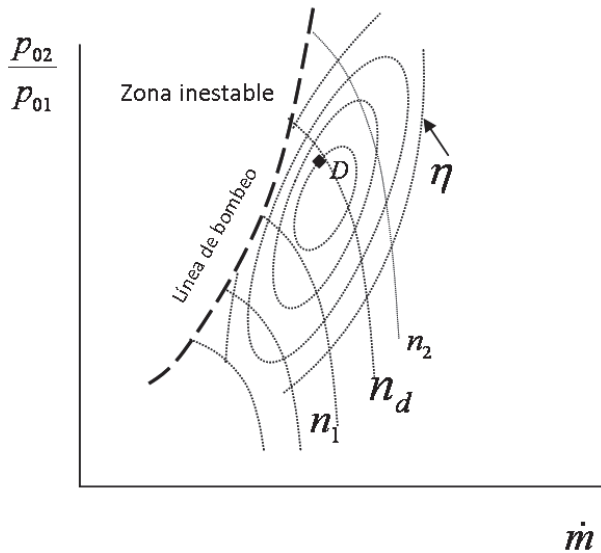


Figura 9.1. Curvas características de un turbocompresor. Gasto másico en función de la relación de compresión, tomando como parámetro el régimen de giro.

Estas curvas se obtienen experimentalmente y corresponden a un compresor concreto de geometría definida trabajando con un determinado fluido y para unas condiciones de admisión dadas. En el banco de ensayos se accionará el compresor mediante un motor eléctrico a diferentes regímenes de giro y en cada caso se modificará el gasto másico actuando sobre una válvula que controlará la descarga. Estas curvas también se pueden predecir, con cierto grado de precisión, mediante modelos matemáticos.

En la figura 9.1 se ha señalado el punto nominal de funcionamiento (punto D) que corresponde a las condiciones de diseño, para las cuales el rendimiento es elevado, dado que éste aumenta a medida que decrece el diámetro de las curvas de iso-rendimiento. En cuanto al régimen de giro, la curva señalada (n_2) corresponde a un régimen de giro constante mayor que el correspondiente a la curva situada más cerca del origen de coordenadas (n_1).

Es habitual que el compresor esté acoplado en motores o en instalaciones en las que el régimen de giro y el gasto másico sean variables. En cada caso, las curvas características permiten predecir el rendimiento isentrópico del compresor, la relación de compresión que se genera y el gasto másico que evoluciona en las nuevas condiciones operativas.

La línea de bombeo limita la zona de funcionamiento estable del turbocompresor. A la izquierda de dicha línea, según nos vamos alejando de ella, el flujo presenta un desprendimiento de la capa límite respecto de la superficie de los álabes creciente, lo que influye decisivamente en el comportamiento del compresor, que deja de comprimir adecuadamente, de tal manera que dicha zona resulta inutilizable. El efecto de flujo y reflujo que se produce cuando se pretende trabajar en esas condiciones de régimen de giro y caudal justifica el nombre de *zona de bombeo*.

Analizando el comportamiento que se puede esperar del compresor a la vista de sus curvas características se observa, por ejemplo, como a medida que se reduce el gasto, manteniendo el régimen de giro constante, aumenta la relación de compresión y el compresor se acerca progresivamente a la zona de funcionamiento inestable.

También se observa que para un régimen de giro dado, el gasto tiende a un valor máximo al ir reduciéndose la relación de compresión. El bloqueo del compresor se produce debido a una creciente pérdida de carga por estrangulamiento del flujo que condiciona fuertemente el aumento del gasto al alcanzarse velocidades sónicas en algunas zonas.

Hay que resaltar que las curvas características, tal como aparecen representadas en la figura 9.1, predicen el comportamiento del compresor considerando que se mantienen las condiciones de admisión. Sin embargo, en todas las instalaciones reales las condiciones de admisión son variables, con lo que las curvas anteriores no son válidas, ni excesivamente útiles. Además, puede interesar tener información sobre el comportamiento de un compresor al variar el fluido de trabajo, o bien analizar el comportamiento de un compresor de un determinado diseño pero de diferente tamaño. Por todo ello, conviene disponer de curvas características más generales, de más amplia aplicación, a las que se va a hacer referencia a continuación.

Las curvas características ponen de manifiesto cómo se comporta un compresor, cuya geometría se ha diseñado para que tenga un óptimo funcionamiento en unas determinadas condiciones de operación, al trabajar fuera de dichas condiciones de diseño. En el caso del compresor muestran la variación del gasto másico y del rendimiento isentrópico en función de la relación de compresión y del régimen de giro.

9.2.2. Curvas características adimensionales de turbomáquinas térmicas

Hay que tener en cuenta que el comportamiento de un compresor en particular, y de una turbomáquina térmica en general, depende de sus características geométricas, de las condiciones de admisión, de la naturaleza del fluido que evoluciona (representada por tres parámetros, por ejemplo, la constante R del fluido, la relación de calores específicos γ y la viscosidad μ) y de dos variables operativas de control independientes, como son el régimen de giro y el gasto másico. Teniendo en cuenta lo anterior, el rendimiento isentrópico y el trabajo específico de la turbomáquina (variación de entalpía de parada) dependen de 7 variables independientes y de la geometría de la máquina, que se puede definir a través de magnitudes tales como el diámetro de las coronas de álabes, el paso entre álabes, la cuerda y la altura de los diferentes álabes, etc.

$$\Delta h_o = f_1(\dot{m}, n, T_{01}, p_{01}, R, \gamma, \mu, \text{geometría}) \quad [9.1]$$

$$\eta = f_2(\dot{m}, n, T_{01}, p_{01}, R, \gamma, \mu, \text{geometría}) \quad [9.2]$$

Suponiendo que analizamos el caso de una turbomáquina adiabática por la que evoluciona un gas perfecto, se va a utilizar como magnitud dependiente la relación de compresión (definida a partir de las presiones de parada) en lugar del trabajo específico, dado que ambas magnitudes están directamente relacionadas a través de la expresión [9.3], que se refiere al caso particular de un compresor.

$$\Delta h_o = w_{\text{compresor}} = c_{pa} \cdot (T_{02} - T_{01}) = c_{pa} \cdot T_{01} \cdot \frac{1}{\eta_c} \cdot \left[\left(\frac{p_{02}}{p_{01}} \right)^{\left(\frac{\gamma-1}{\gamma} \right)} - 1 \right] \quad [9.3]$$

Se va a analizar la forma de las curvas características de turbomáquinas geoméricamente semejantes, en las que el ratio entre dos magnitudes geométricas cualesquiera se mantiene constante, siendo la constante lambda la relación de semejanza geométrica.

$$\frac{H_1}{H_2} = \frac{l_1}{l_2} = \frac{s_1}{s_2} = \dots = \lambda \quad [9.4]$$

Bajo esa premisa se puede considerar una única magnitud representativa de la geometría de la máquina a la que se va a denominar genéricamente «D». En ese caso el rendimiento isentrópico y la relación de compresión se pueden expresar en función de 8 variables independientes:

$$\frac{p_{02}}{p_{01}} = f_3(\dot{m}, n, T_{01}, p_{01}, R, \gamma, \mu, D) \quad [9.5]$$

$$\eta = f_2(\dot{m}, n, T_{01}, p_{01}, R, \gamma, \mu, D) \quad [9.6]$$

A lo largo del capítulo se va a justificar que es muy útil poder expresar las relaciones anteriores en función de parámetros adimensionales, que permiten que las curvas características tengan una validez universal para máquinas geoméricamente semejantes, y diferentes condiciones de admisión.

Teniendo en cuenta que las dimensiones que entran en juego en las anteriores magnitudes son 4 (tiempo, masa, longitud y temperatura), el análisis dimensional demuestra que las 8 variables anteriores se pueden agrupar en 4 parámetros adimensionales independientes ($8-4=4$; demostración en anexo II), de forma que la relación de compresión y el rendimiento podrán expresarse, por ejemplo, en función de los siguientes parámetros adimensionales¹:

$$\frac{p_{02}}{p_{01}}, \eta = f_i \left(\frac{n \cdot D}{\sqrt{\gamma \cdot R \cdot T_{01}}}, \frac{\dot{m} \sqrt{R \cdot T_{01} / \gamma}}{p_{01} \cdot D^2}, \frac{n \cdot D^2 \cdot \rho}{\mu}, \gamma \right) \quad [9.7]$$

A continuación se va a analizar qué representan los tres primeros números adimensionales incluidos en la función anterior. El primero es proporcional al número de Mach del álabe, ya que relaciona la velocidad periférica de un punto del álabe donde se define el diámetro de la máquina ($u = \omega \cdot r = \pi \cdot n \cdot D$) con la velocidad del sonido en las condiciones de admisión²; el segundo es proporcional al número de Mach de la corriente a la

¹ Recordar que se está analizando el caso de una turbomáquina adiabática, de forma que no se tienen en cuenta otros números adimensionales relacionados con la transmisión de calor.

² En el caso de que el fluido que evoluciona se aleje del comportamiento de gas ideal, habría que poner en el denominador la velocidad del sonido a la entrada al compresor, que dependerá también de la presión y no sólo de la temperatura. Lo mismo ocurrirá al definir el parámetro relativo al gasto adimensional.

entrada, definido a partir de la velocidad axial del fluido, como puede deducirse a partir de la expresión [9.8]:

$$M_{\text{fluido}} = \frac{c_x}{\sqrt{\gamma \cdot R \cdot T_{01}}} = \frac{\dot{m}}{\text{Area} \cdot \rho_{01} \cdot \sqrt{\gamma \cdot R \cdot T_{01}}} \approx \frac{\dot{m} \cdot R \cdot T_{01}}{\pi \cdot D^2 \cdot p_{01} \sqrt{\gamma \cdot R \cdot T_{01}}} \quad [9.8]$$

El tercero es el número de Reynolds en función de la velocidad periférica y, por último, se incluye la relación de calores específicos, característica del fluido.

Hay que tener en cuenta que la igualdad de estos números adimensionales en máquinas geoméricamente semejantes implica condiciones de funcionamiento dinámicamente semejantes, según se estudiaba en mecánica de fluidos. Esto quiere decir que si se modifican las condiciones de funcionamiento de la máquina (la máquina gira a diferente régimen, trasiega un gasto distinto o las condiciones termodinámicas en la admisión son distintas), o si el fluido de trabajo varía manteniendo el valor de gamma, o bien el tamaño de la máquina se modifica, incluso si todo ello varía simultáneamente, pero se mantienen los valores de los parámetros adimensionales, el comportamiento será semejante y de hecho se obtendrán los mismos valores de la relación de presiones de parada y del rendimiento en estas máquinas geoméricamente semejantes³.

En las turbomáquinas térmicas el flujo es turbulento debido a que la velocidad del fluido es elevada y la viscosidad del fluido es baja, de forma que el *número de Reynolds* es elevado. Se comprueba que en este caso, dicho parámetro adimensional tiene una influencia prácticamente despreciable en el comportamiento de la máquina y puede eliminarse de las relaciones funcionales expresadas en [9.7]. Ello implica que los esfuerzos viscosos se pueden despreciar de cara al cálculo de la variación de la cantidad de movimiento.

Las curvas características expresadas en función de los parámetros adimensionales permiten, por tanto, predecir el comportamiento de máquinas geoméricamente semejantes al variar las condiciones operativas, tenien-

³ Se puede demostrar que la igualdad de los números de Mach del álabe y de la corriente implica que los triángulos de velocidades son idénticos en ambas máquinas en esas condiciones de condiciones de funcionamiento, de lo que se deduce que el rendimiento y la relación de compresión serán también idénticos, tal como se estudiaba en Máquinas Térmicas.

do en cuenta que puedan además trabajar con diferentes condiciones de admisión, por ello es frecuente denominarlas curvas universales⁴. Dichas curvas tienen un aspecto similar al de las curvas dimensionales obtenidas para un compresor concreto, trabajando con un fluido determinado y en condiciones ambientales fijas, como las representadas en la figura 9.1. En este segundo caso D , R , μ , γ , p_{01} y T_{01} serán valores constantes y, por tanto, ambas familias de curvas (dimensionales y adimensionales) serán proporcionales y tendrán la misma forma.

En el caso de que se esté analizando el comportamiento de una máquina concreta, semejante geoméricamente a si misma, el análisis dimensional permite concluir que si varían las condiciones ambientales o las condiciones operativas, el funcionamiento será dinámicamente semejante si se mantienen los valores de los números adimensionales mencionados anteriormente.

Por otra parte, como ya se ha mencionado, el objetivo del presente capítulo es el analizar cómo se comporta un motor en condiciones operativas variables, considerando como tales, no sólo el régimen de giro y el gasto másico, sino también las condiciones de admisión. Las geometrías de la turbina y del compresor del generador de gas se establecen para que sus comportamientos sean óptimos en el punto de diseño de la instalación. Lógicamente, una vez diseñadas las máquinas, sus geometrías se mantienen, luego se puede eliminar D de los parámetros adimensionales definidos previamente. Además, el compresor siempre va a trabajar con aire, luego los valores de R , μ , γ también permanecerán constantes en ese caso. Por ello es muy habitual que las curvas características se presenten en función de parámetros que se podrían denominar pseudo-adimensionales, ya que evidentemente no son adimensionales al haber prescindido de algunas de las magnitudes inicialmente consideradas. Estos parámetros engloban, no obstante, las condiciones de admisión.

$$\frac{p_{02}}{p_{01}}, \eta = f \left(\frac{n}{\sqrt{T_{01}}}, \frac{\dot{m}\sqrt{T_{01}}}{p_{01}} \right) \quad [9.9]$$

⁴ La condición de mantener el valor de la relación de calores específicos, al ser prácticamente imposible, limita el empleo de las curvas características para predecir el comportamiento de las curvas universales para analizar el efecto del cambio de fluido de trabajo.

Tabla 9.1. Comparación de los distintos tipos de curvas características de las turbomáquinas

Curvas	Parámetros	Validez
Dimensionales	n, \dot{m}	Turbomáquina de geometría fija, condiciones admisión fijas, fluido fijo.
Seudo-adimensionales	$\frac{n}{\sqrt{T_{00}}}, \frac{\dot{m}\sqrt{T_{00}}}{p_{00}}$	Turbomáquina de geometría fija, condiciones admisión variables, fluido fijo.
Adimensionales	$\frac{n \cdot D}{\sqrt{\gamma \cdot R \cdot T_{00}}}, \frac{\dot{m}\sqrt{R \cdot T_{00}/\gamma}}{p_{00} \cdot D^2}$	Curvas universales válidas para turbomáquinas geoméricamente semejantes, condiciones de admisión variables y cualquier fluido.

La forma de las curvas características seudo-adimensionales, es asimismo similar a la de las dimensionales y, sin embargo, presentan la ventaja de que son válidas para representar el comportamiento de un compresor de geometría fija, trabajando con un gas determinado en cualesquiera condiciones de admisión. Este aspecto es fundamental, teniendo en cuenta que las instalaciones se diseñan para unas condiciones de admisión determinadas, que luego varían debido a las diferentes condiciones meteorológicas y en el caso de las turbinas de gas de aviación debido a la modificación de la altitud de operación y la velocidad de vuelo.

Es fundamental contar con las curvas características seudo-adimensionales de las turbomáquinas, válidas para diferentes condiciones de admisión, para analizar el funcionamiento fuera de diseño de una instalación concreta.

9.2.3. Curvas características de una turbina térmica

La figura 9.2 muestra las curvas características adimensionales de una turbina, en las cuales se representa el gasto másico adimensional (a) y el rendimiento (b) en función del grado de expansión y del régimen de giro adimensional. En este caso, lo habitual es representar por separado ambas familias de curvas, en vez de mostrar el comportamiento del rendimiento sobre las de relación de expansión/gasto másico, figura (a), como en el caso anterior del compresor. Estas curvas tienen una forma análoga a las curvas dimensionales que muestran la evolución de la relación de expansión y el rendimiento isentrópico de la turbina al variar el régimen de giro y el gasto

másico para una turbina de geometría fija, para un fluido de trabajo y unas condiciones de admisión determinados.

Sin embargo, como en el caso anterior para el estudio del comportamiento fuera de diseño del motor interesará conocer o simular las curvas seudo-adimensionales [9.10], como se tendrá ocasión de comprobar en el ejemplo 9.1. Es importante precisar que en el caso de la turbina el fluido de trabajo sí varía, ya que la potencia del motor se modifica variando el gasto de combustible; los productos de la combustión tienen una composición diferente dependiendo del valor del dosado y en consecuencia variará el valor de R , μ , γ del fluido que evoluciona por la turbina. Sin embargo, se comprueba que dentro del rango de variación del dosado, la influencia de estas tres magnitudes es prácticamente despreciable, de forma que se van a utilizar curvas características seudo-adimensionales en la turbina de la forma:

$$\frac{p_{03}}{p_{04}}, \eta_t = f\left(\frac{n}{\sqrt{T_{03}}}, \frac{\dot{m}\sqrt{T_{03}}}{p_{03}}\right) \quad [9.10]$$

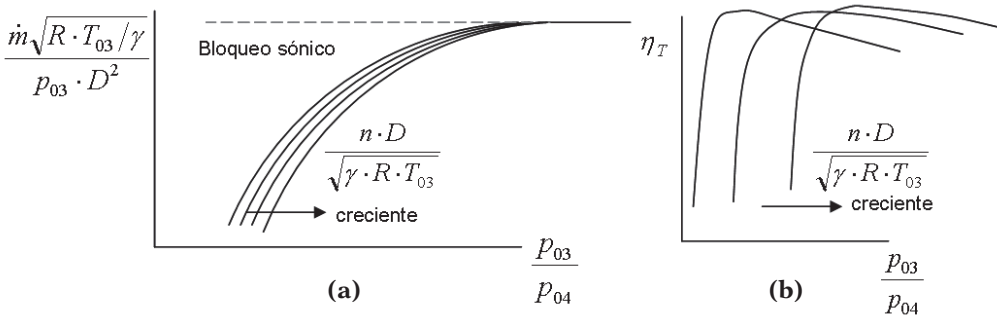


Figura 9.2. Gasto másico adimensional (a) y rendimiento isentrópico de la turbina (b) en función de la relación de expansión, con el régimen de giro adimensional como parámetro.

Analizando las curvas características de la turbina, se observa, que a medida que aumenta la relación de expansión, para un régimen de giro dado, aumenta el gasto, si bien cada turbina tiene un gasto másico máximo, que dependerá de su geometría, que no se puede superar. El gasto máximo se obtiene cuando se alcanzan las condiciones críticas (sónicas) a la salida de alguna de las coronas de álabes que forman la máquina, es decir, cuando se produce bloqueo sónico en los conductos convergentes interálabe. En general, el bloqueo se produce primero en alguna corona del estator, lo que impide

el aumento del gasto, tal como se justificaba al estudiar el flujo en toberas en el epígrafe 7.4. En ese caso la forma de las curvas características coincide con la representada en las figuras 9.2 y 9.3, de forma que el gasto adimensional no puede superar un valor máximo ni aún aumentando el régimen de giro, como ocurría en compresores. No obstante, en el caso del que el bloqueo se produzca en el rotor, el gasto másico adimensional de bloqueo sí depende del régimen de giro, aunque en menor medida que en el caso de los compresores.

En el caso de las turbinas se comprueba que el comportamiento es relativamente poco dependiente del régimen de giro, de forma que es relativamente habitual definir una única curva característica que represente la variación del gasto másico con la relación de expansión, de forma que la curva característica se asemeja a la correspondiente a una tobera, representada en la figura 7.7.

Las curvas características de las turbomáquinas radiales son similares en aspecto a las de las máquinas axiales.

9.3. FUNCIONAMIENTO FUERA DE DISEÑO DE UNA TURBINA DE GAS DE AVIACIÓN

Se va a analizar a continuación cómo se comporta un turborreactor compuesto por unas turbomáquinas concretas, de geometría definida en el proceso de diseño para que tengan un buen comportamiento en condiciones nominales, al variar las condiciones de operación.

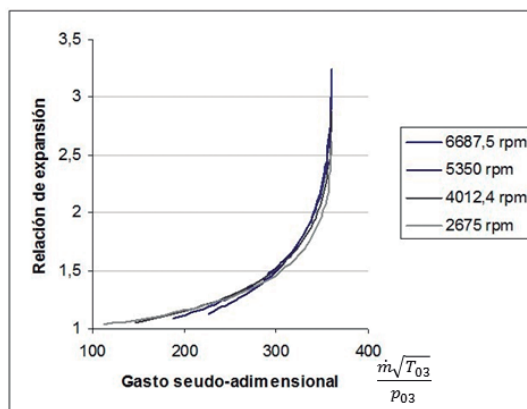


Figura 9.3a. Curvas pseudo-adimensionales de una turbina concreta obtenidas de forma teórica.

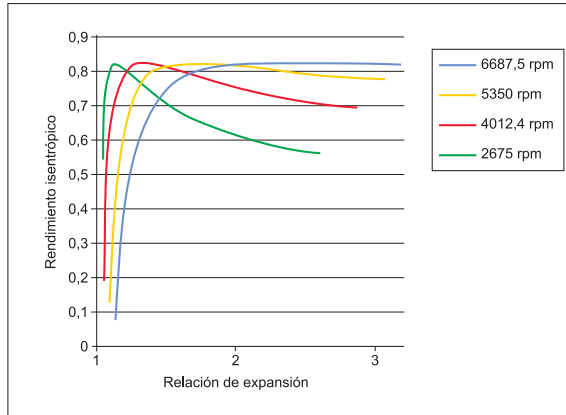


Figura 9.3b. Curvas pseudo-adimensionales de una turbina concreta obtenidas de forma teórica.

9.3.1. Condiciones de acoplamiento y cálculo de la línea de funcionamiento en equilibrio

Cuando un compresor trabaja integrado en una turbina de gas de aviación y, por tanto, accionado por una turbina en un eje libre (generador de gas) que alimenta posteriormente una tobera propulsiva en el escape, se deben cumplir las condiciones de acoplamiento siguientes:

- Igualdad de regímenes de giro del compresor y de la turbina, al estar acoplados en el mismo eje:

$$n_T = n_C = n \quad [9.11]$$

- El gasto másico del compresor y de la turbina difieren en el gasto extraído en diversos puntos del compresor (sangrados) y en el gasto másico de combustible aportado en la cámara de combustión:

$$\dot{m}_T = (1 + F) \cdot (\dot{m}_C - \dot{m}_{\text{sangrados}}) \quad [9.12]$$

- Igualdad entre la potencia que desarrolla la turbina y la potencia que absorbe el compresor, teniendo en cuenta el rendimiento mecánico del eje⁵:

⁵ Se ha considerado despreciable la potencia requerida para accionamiento de elementos auxiliares de la instalación.

$$N_T \cdot \eta_m = N_C \quad [9.13]$$

Por otra parte, teniendo en cuenta que aguas abajo de la turbina se sitúa la tobera propulsiva, se deberán cumplir las siguientes condiciones de acoplamiento debido a la presencia de este elemento:

- Igualdad del gasto másico que evoluciona por la turbina y por la tobera ($\dot{m}_T = \dot{m}_{To}$).
- Las relaciones de compresión y de expansión del compresor y de la turbina estarán relacionadas a través del ciclo termodinámico: la relación de compresión total (compresión dinámica + compresor) coincide con la relación de expansión total (turbina + tobera). Habrá que tener en cuenta las posibles pérdidas de carga, si se consideran relevantes, y la expansión que se produce fuera de la tobera, si ésta se halla bloqueada.

Conocidas las curvas características del compresor, de la turbina y de la tobera propulsiva, se puede comprobar que el compresor de la instalación no puede trabajar en cualquier punto de operación representado en sus curvas características (pareja de valores $(n + \dot{m})$ dentro de la zona estable), sino que para cada régimen de giro sólo existirá un punto de funcionamiento del compresor en el que se satisfagan todas las condiciones anteriores. Si se unen los distintos puntos en los que el compresor puede operar, correspondientes a diferentes regímenes de giro, se obtiene una línea sobre las curvas características del compresor a la que se denomina *línea de funcionamiento en equilibrio*⁶ o *línea de actuación del turborreactor*.

Las condiciones de acoplamiento entre los distintos elementos de la instalación (compresor, turbina y tobera) restringen los puntos de funcionamiento en los que efectivamente pueden trabajar estos equipos al variar las condiciones de funcionamiento de la instalación (dosado de la cámara de combustión, altitud de vuelo, velocidad de vuelo, condiciones atmosféricas). Los puntos posibles de acoplamiento representados sobre las curvas características del compresor forman una línea a la que se denomina línea de funcionamiento en equilibrio o línea de actuación del turborreactor.

⁶ También denominada línea de actuación del eje libre.

En el caso que se está analizando, como se ha justificado, lo razonable es trabajar con las curvas seudo-adimensionales, de forma que interesa trabajar con parejas de valores de la forma $(n/\sqrt{T_{01}}, \dot{m}\sqrt{T_{01}}/p_{01})$ en el compresor (figura 9.4).

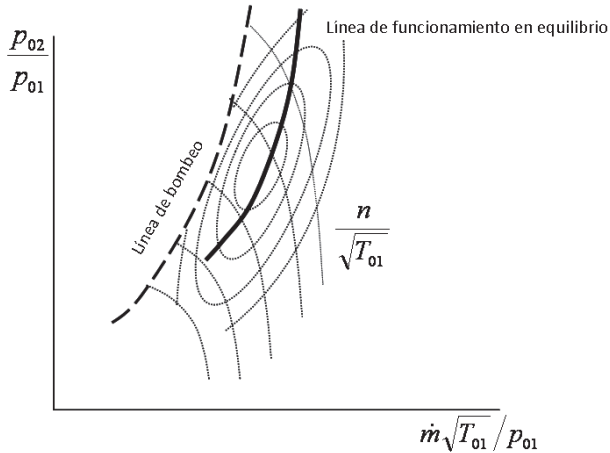


Figura 9.4. Línea de funcionamiento en equilibrio de un generador de gas.

Se comprobará posteriormente en el ejercicio 9.1, que la línea de funcionamiento, representada sobre las curvas seudo-adimensionales del compresor, permite analizar en qué puntos puede trabajar dicho compresor, no sólo al variar el régimen de giro y el gasto másico de aire, sino también al variar las condiciones de admisión. Se justificará que el compresor acoplado a un motor de reacción varía su punto de funcionamiento, sobre esa línea, por ejemplo, cuando varía el dosado de la cámara de combustión, o bien porque se modifica la altura o la velocidad de vuelo, ya que estos parámetros afectan a las condiciones de admisión. La variación del régimen de giro del generador de gas y del gasto másico de aire admitido serán consecuencia de lo anterior.

Conviene precisar que cuando el turborreactor trabaja con la tobera no bloqueada (funcionamiento poco habitual) el punto de funcionamiento en equilibrio no es único para cada régimen de giro, sino que depende del Mach de vuelo. Por el momento nos estaremos refiriendo a la zona de trabajo en la que la línea de funcionamiento es única, pero esta circunstancia se justificará posteriormente (figura 9.11).

Como los distintos puntos de funcionamiento del compresor conducen a diferentes condiciones termodinámicas a la entrada de la turbina y a la entrada de la tobera, es necesario trabajar con sus curvas características seudo-adimensionales y definir los puntos respectivos de operación de estos equipos a partir de los parámetros: $(n/\sqrt{T_{03}}, (\dot{m}\sqrt{T_{03}})/p_{03})$ en el caso de la turbina y $(n/\sqrt{T_{04}}, (\dot{m}\sqrt{T_{04}})/p_{04})$ en el caso de la tobera.

A continuación se van a ir presentando las diferentes ecuaciones asociadas a las condiciones de acoplamiento expresadas en función de los parámetros seudo-adimensionales anteriores:

Ecuación de compatibilidad de los regímenes de giro seudo-adimensionales:

La igualdad de los regímenes de giro en compresor y turbina, conduce a la siguiente relación entre los regímenes de giro seudo-adimensionales:

$$\frac{n}{\sqrt{T_{01}}} = \frac{n}{\sqrt{T_{03}}} \cdot \frac{\sqrt{T_{03}}}{\sqrt{T_{01}}} \quad [9.14]$$

Ecuación de compatibilidad de los gastos seudo-adimensionales:

La relación entre los gastos seudos-adimensionales de compresor y de turbina será, despreciando posibles sangrados de aire del compresor:

$$\frac{\dot{m} \cdot (1+F) \cdot \sqrt{T_{03}}}{p_{03}} = \frac{\dot{m}\sqrt{T_{01}}}{p_{01}} \cdot (1+F) \cdot \frac{p_{01}}{p_{02}} \cdot \frac{p_{02}}{p_{03}} \cdot \frac{\sqrt{T_{03}}}{\sqrt{T_{01}}} \quad [9.15]$$

Despreciando también en este razonamiento, para mayor simplicidad, el gasto de combustible frente al del aire (F frente a 1):

$$\frac{\dot{m}\sqrt{T_{03}}}{p_{03}} = \frac{\dot{m}\sqrt{T_{01}}}{p_{01}} \cdot \frac{p_{01}}{p_{02}} \cdot \frac{p_{02}}{p_{03}} \cdot \frac{\sqrt{T_{03}}}{\sqrt{T_{01}}} \quad [9.16]$$

También se puede establecer la relación entre los gastos seudosadimensionales de turbina y tobera:

$$\frac{\dot{m}\sqrt{T_{04}}}{p_{04}} = \frac{\dot{m}\sqrt{T_{03}}}{p_{03}} \cdot \frac{p_{03}}{p_{04}} \cdot \frac{\sqrt{T_{04}}}{\sqrt{T_{03}}} \quad [9.17]$$

Ecuación de compatibilidad de relaciones de compresión y expansión:

$$\frac{p_{02}}{p_H} = \frac{p_{02}}{p_{01}} \cdot \frac{p_{01}}{p_H} = \frac{p_{02}}{p_{03}} \cdot \frac{p_{03}}{p_{04}} \cdot \frac{p_{04}}{p_H} \quad [9.18]$$

Si la tobera no estuviera bloqueada, la relación de expansión de la tobera se puede deducir de la relación anterior de compatibilidad:

$$\frac{p_{04}}{p_H} = \frac{p_{02}}{p_{01}} \cdot \frac{p_{01}}{p_H} \cdot \frac{p_{03}}{p_{02}} \cdot \frac{p_{04}}{p_{03}} \quad [9.19]$$

En el caso de tobera bloqueada, el salto en la tobera se iguala al salto crítico y existirá una expansión fuera de ésta hasta la presión exterior:

$$\frac{p_{02}}{p_H} = \frac{p_{02}}{p_{03}} \cdot \frac{p_{03}}{p_{04}} \cdot \frac{p_{04}}{p_c} \cdot \frac{p_c}{p_H} \quad [9.20]$$

Igualdad entre la potencia de la turbina y la del compresor que acciona (eje libre):

$$\dot{m} \cdot w_{turbina} = \dot{m} \cdot w_{compresor} \quad [9.21]$$

$$\dot{m} \cdot c_{pg} (T_{03} - T_{04}) \cdot \eta_m = \dot{m} \cdot c_{pa} \cdot (T_{02} - T_{01}) \quad [9.22]$$

Teniendo en cuenta las expresiones de los rendimientos isentrópicos de la turbina y del compresor, esta ecuación se puede expresar también en función de las relaciones de compresión y de expansión, de los rendimientos mencionados, así como en función de las condiciones de admisión a ambas máquinas:

$$w_{compresor} = c_{pa} \cdot T_{01} \cdot \frac{1}{\eta_C} \cdot \left[\left(\frac{p_{02}}{p_{01}} \right)^{\left(\frac{\gamma-1}{\gamma} \right)} - 1 \right] \quad [9.23]$$

$$w_{turbina} = c_{pg} \cdot T_{03} \cdot \eta_T \cdot \left[1 - \left(\frac{1}{p_{03}/p_{04}} \right)^{\left(\frac{\gamma_g-1}{\gamma_g} \right)} \right] \quad [9.24]$$

$$c_{pg} \cdot \eta_m \cdot \frac{T_{03}}{T_{01}} \cdot \eta_T \cdot \left[1 - \left(\frac{1}{p_{03}/p_{04}} \right)^{\left(\frac{\gamma_g-1}{\gamma_g} \right)} \right] = c_{pa} \cdot \frac{1}{\eta_C} \cdot \left[\left(\frac{p_{02}}{p_{01}} \right)^{\left(\frac{\gamma-1}{\gamma} \right)} - 1 \right] \quad [9.25]$$

Interesa presentar la ecuación [9.25] también de otra forma alternativa, que será útil posteriormente al explicar el procedimiento de cálculo de la línea de funcionamiento en equilibrio:

$$c_{pg} \cdot \eta_m \cdot \frac{T_{03}}{T_{01}} \eta_T \cdot \left[1 - \left(\frac{T_{04}}{T_{03}} \right) \right] = c_{pa} \cdot \frac{1}{\eta_C} \cdot \left[\left(\frac{p_{02}}{p_{01}} \right)^{\left(\frac{\gamma-1}{\gamma} \right)} - 1 \right] \quad [9.26]$$

A continuación se va a presentar un ejemplo para aclarar estos conceptos y mostrar cuál sería la forma de operar para comprobar si un punto de funcionamiento cualquiera de la zona estable del compresor, obtenido de sus curvas características, es un punto de trabajo posible cuando dicho compresor trabaja instalado en el generador de gas de un turborreactor. Se ha considerado que exponer un ejemplo concreto puede facilitar la comprensión de los conceptos que se exponen en el presente capítulo, abordando el problema de forma práctica, con un planteamiento menos teórico.

Tabla 9.2. Datos de entrada y resultados del ejemplo base.
Parámetros del ciclo en condiciones de diseño

Datos		
$T_H = 228,7 \text{ K}$	$p_H = 0,3 \text{ bar}$	$M = 0,82$
$\eta_{TD} = 0,98$	$\eta_{TD} = 0,88$	$c_{pa} = 1,005 \text{ kJ/kgK}$
$r_c = 12$	$\eta_T = 0,89$	$c_{pa} = 1,005 \text{ kJ/kgK}$
$T_{03} = 1473$	$\eta_{tobera} = 1$	$\eta_m = 0,99$
$\gamma_g = 1,33; \gamma = 1,4$	$\epsilon_{CC} = 3\%$	$\dot{m} = 50 \text{ kg/s}$
$H_c = 42800 \text{ kJ/kg}$	$\eta_{cc} = 0,97$	$(1+F) \approx 1$

Resultados			
$u = 248,63 \text{ m/s}$	$T_{01} = 259,45 \text{ K}$	$T_{02} = 564,3 \text{ K}$	$T_{04} = 1203,2 \text{ K}$
$F = 0,02818$	$p_{01} = 0,463 \text{ bar}$	$p_{02} = 5,55 \text{ bar}$	$p_{04} = 2,13 \text{ bar}$
$c_s = 625,2 \text{ m/s}$	$p_{00}/p_c = 1,85 \text{ bar}$	$p_{04}/p_H = 7,1$	$p_{03} = 5,386 \text{ bar}$
$T_c = 1032,8 \text{ K}$	$A_s / \dot{m}_a = 0,00409$	$E_e = E/\dot{m}_a = 724 \text{ N.s/kg}$	$g_{ef} = 0,14 \text{ kg/(N.h)}$
$P_c = 1,15 \text{ bar}$	$\eta_m = 0,21$	$\eta_{mp} = 0,15$	$\eta_p = 0,72$

EJEMPLO BASE

Se considera un turborreactor cuyas condiciones operativas en el punto de diseño son las presentadas en la tabla 9.2. Se recomienda como ejercicio comprobar que se obtienen los resultados presentados en la tabla, teniendo en cuenta que el método de resolución es análogo al expuesto en los ejercicios del capítulo 7. No obstante, en este caso se ha considerado la existencia de una cierta pérdida de carga en la cámara de combustión.

Las curvas características del compresor, la turbina y la tobera se han obtenido mediante modelos predictivos⁷, diseñando de forma teórica estas máquinas para que su funcionamiento en los respectivos puntos de diseño se ajustara a los datos y resultados reflejados en la tabla 9.2. El régimen de giro de diseño del generador de gas es 5350 min^{-1} y las respectivas curvas características pseudo-adimensionales se muestran en las figuras 9.5, 9.6, 9.7, 9.8 y 9.9. En dichas figuras se han destacado los puntos que representan el funcionamiento en las condiciones de diseño del compresor, de la turbina y de la tobera, operando acoplados en esta instalación. Se observa que tanto la turbina como la tobera trabajan bloqueadas. Los valores de los parámetros pseudo-adimensionales correspondientes a dichos puntos se muestran en la tabla 9.3. Se puede comprobar que los valores coinciden con los de la tabla 9.2, o bien se obtienen a partir de estos.

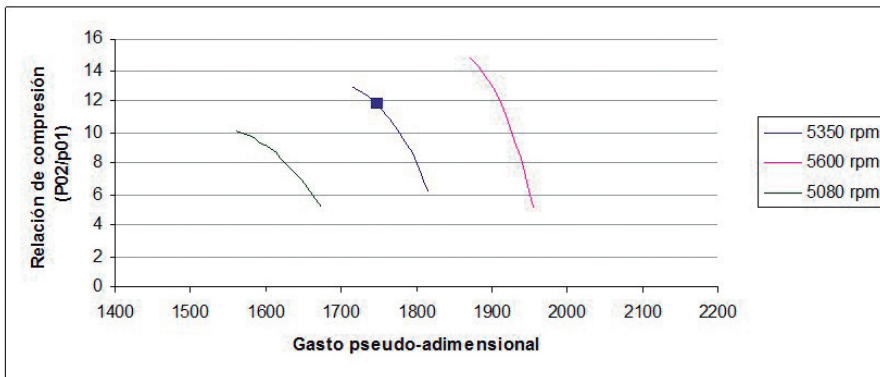


Figura 9.5. Curvas características del compresor del ejemplo base. Gasto frente a relación de compresión con el régimen de giro como parámetro.

⁷ Programas desarrollados en el departamento de Ingeniería Energética UNED.

Cabe resaltar la relativamente baja relación de expansión en la turbina en relación con la relación de presión en el compresor que acciona $p_{03}/p_{04} = 2,53$ frente a $p_{02}/p_{01} = 12$, debido a la divergencia de las líneas isobaras. Aunque se ha considerado que el gasto no varía a lo largo de la instalación, despreciando posibles sangrados y aportación de combustible, los gastos pseudo-adimensionales son muy diferentes en los distintos equipos, ya que dependen de las condiciones de parada en sus respectivas admisiones.

Partiendo de las condiciones de diseño, si se modifican las condiciones de operativas del motor, se comprueba que el compresor, la turbina y la tobera pasarán a trabajar en otro punto de sus curvas características y, dado que las turbomáquinas están acopladas a un eje libre, el régimen de giro del eje variará hasta estabilizarse en un nuevo valor para el que se cumplan las condiciones de acoplamiento presentadas anteriormente. El cálculo de los puntos de funcionamiento en equilibrio del eje libre, implica un proceso iterativo que aquí no se va a acometer en detalle, dado que requiere utilizar una herramienta informática. No obstante, se pretende esbozar el diagrama de flujo del razonamiento con el fin de esclarecer las bases del funcionamiento del motor fuera del punto de diseño, debido, ya sea a la modificación de las condiciones de admisión, o bien debido a la variación del dosado para ajustarse a nuevos requerimientos de la demanda de potencia.

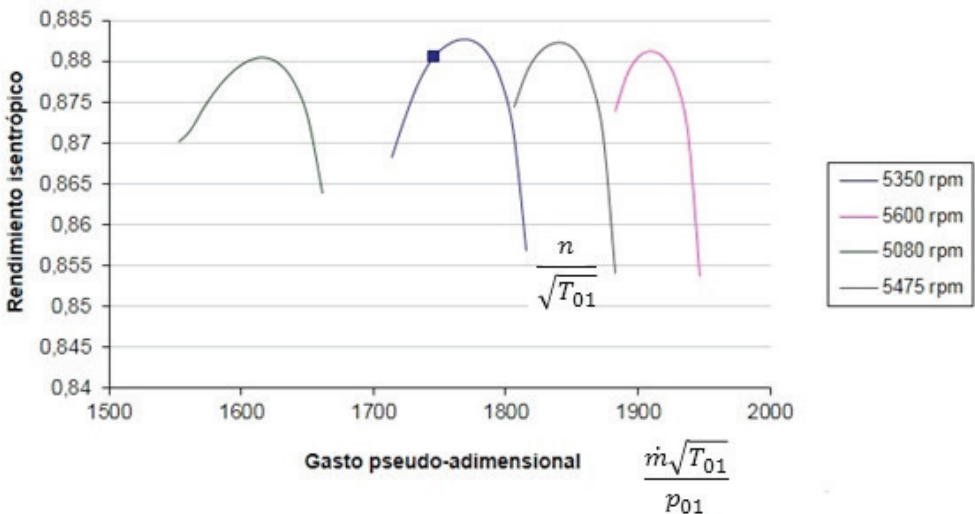


Figura 9.6. Curvas características del compresor del ejemplo base. Rendimiento isentrópico frente a gasto másico con el régimen de giro como parámetro.

Se supone en primer lugar que partiendo de las condiciones de diseño (5350 rpm) se aumenta ligeramente la potencia, pero se mantiene la velocidad de vuelo y las condiciones ambientales. Esto podría corresponder, por ejemplo, al caso de que variase la resistencia aerodinámica de la aeronave, por alguna circunstancia, y hubiera que incrementar el empuje para mantener la velocidad.

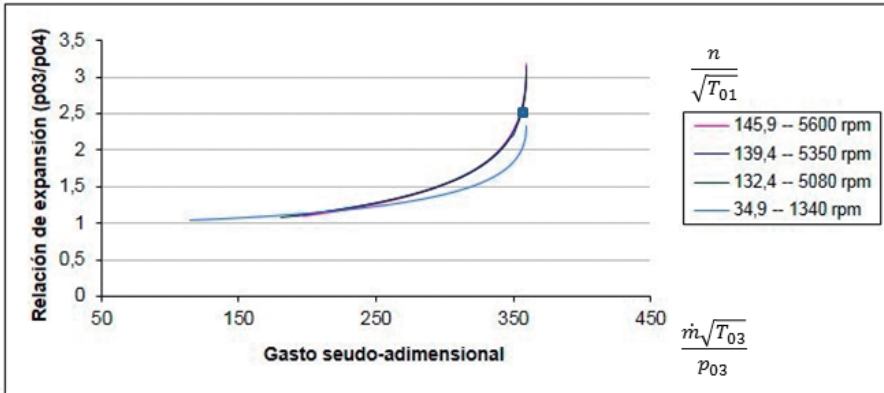


Figura 9.7. Curvas características de la turbina del *ejemplo base*. Gasto frente a relación de expansión con el régimen de giro como parámetro $T_{03}=1473\text{ K}$; $p_{03}=5,386\text{ bar}$

Tabla 9.3. Condiciones de diseño (5350 rpm) (gasto kg/s, temperatura en Kelvin y presión en bar)

Equipo	Relación compresión /expansión	Gasto seudo-adimensional	Rendimiento isentrópico
Compresor	12	$\dot{m}\sqrt{T_{01}}/p_{01}=1740,6$	0,88
Turbina	2,53	$\dot{m}\sqrt{T_{03}}/p_{03}=356,3$	0,89
Tobera	1,85 (bloqueada)	$\dot{m}\sqrt{T_{04}}/p_{04}=815,1$	1

Para incrementar la potencia se deberá aumentar el gasto de combustible y resulta intuitivo razonar que con ello se incrementa la energía del fluido de entrada a la turbina y en consecuencia el régimen de giro aumentará. Se va a considerar el caso de que el generador de gas se estabilice en un régimen de giro de 5600 rpm, lo que supone aproximadamente un incremento del

5% respecto a las condiciones de diseño. Se va a determinar en qué punto concreto de la curva característica correspondiente al régimen de 5600 rpm trabaja el compresor, comprobando que no es válido cualquier punto de la curva, porque únicamente se cumplirán las condiciones de acoplamiento en un punto concreto. Se recuerda que tanto la turbina como la tobera estaban bloqueadas en el punto de diseño y al aumentar el dosado se considera que también trabajarán bloqueadas, lo cual, como se verá, simplifica notablemente los cálculos y además es lo que ocurre en realidad en este caso.

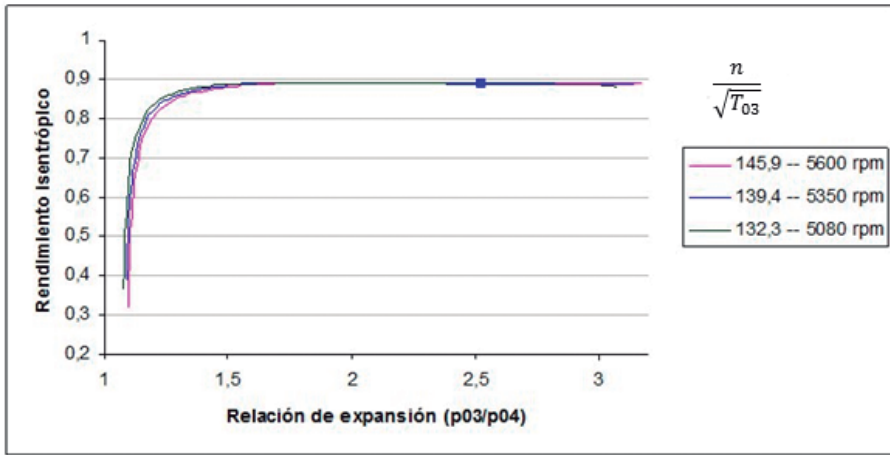


Figura 9.8. Curvas características de la turbina del ejemplo base. Rendimiento isentrópico frente a relación de expansión con el régimen de giro como parámetro.

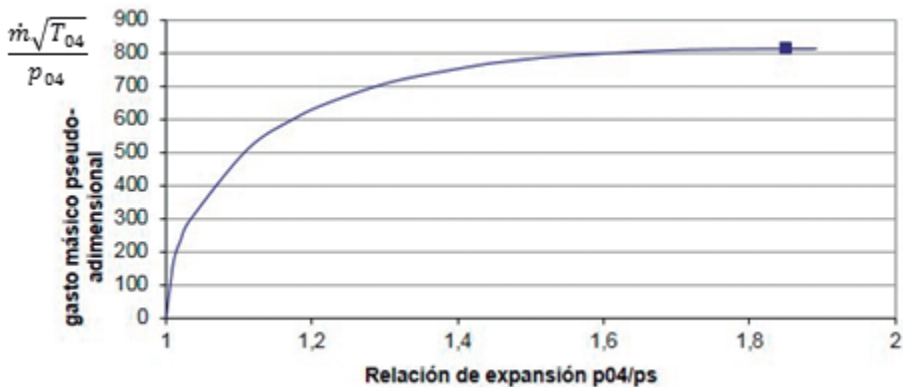


Figura 9.9. Curva característica de la tobera propulsiva convergente del ejemplo base.

Consultando las tablas que muestran los valores concretos representados en las figuras de las curvas características (anexo IV⁸), se va a partir de un punto cualquiera de las características del compresor sobre la línea de 5600 rpm, al que se va denominará punto X, para analizar si es un punto de trabajo posible. El punto elegido inicialmente es el correspondiente a una relación de compresión de aproximadamente 14,176 (mayor valor representado en la figura 9.5. para el régimen de 5600 rpm).

En el caso del compresor, dado que no se han modificado las condiciones de admisión, se podría trabajar con las curvas características dimensionales. No obstante, hay que resaltar que el gasto másico pseudo-adimensional permite comprobar que al modificar el régimen de giro, manteniendo la altitud y el Mach de vuelo ($p_{01}=0,463$ bar y $T_{01}=259,45$ K), el compresor modifica el gasto másico de aire que admite, que pasa a ser 54,12 kg/s.

Datos del punto inicialmente elegido:

$$n / \sqrt{T_{01}} = 347,66 \text{ min}^{-1} \text{ K}^{-1/2}; \quad p_{02} / p_{01} = 14,176$$

$$\dot{m} \sqrt{T_{01}} / p_{01} = 1882,86 \frac{\text{kg} \cdot \text{K}^{1/2}}{\text{s} \cdot \text{bar}}; \quad \eta_c = 0,8739$$

Se comprueba que el régimen de giro pseudo-adimensional corresponde al régimen de 5600 rpm y 259,45K de temperatura de entrada y se deduce el nuevo gasto másico en dichas condiciones:

$$n / \sqrt{T_{01}} = 5600 / \sqrt{259,45} = 347,66 \text{ min}^{-1} \text{ K}^{-1/2}$$

$$\dot{m}_X = 1882,86 \cdot 0,463 / \sqrt{259,45} = 54,12 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

También la presión de descarga del compresor se habrá modificado en las nuevas condiciones, ya que se modifica la relación de compresión:

$$p_{02-X} = 14,17 \cdot 0,463 = 6,56 \text{ bar}$$

Se tiene que verificar si en este punto de funcionamiento del compresor se cumplen las condiciones de acoplamiento.

⁸ Sólo se muestran los valores de la zona de la curva característica que más interesa, no las curvas completas.

Los datos conocidos del compresor permiten calcular el trabajo que absorbe el mismo:

$$w_{\text{compresor}} = c_{pa} \cdot T_{01} \cdot \frac{1}{\eta_c} \cdot \left[\left(\frac{p_{02}}{p_{01}} \right)^{\left(\frac{\gamma-1}{\gamma} \right)} - 1 \right] \quad [9.23]$$

$$w_{\text{compresor}} = 1,005 \cdot 259,45 \cdot \frac{1}{0,8739} \cdot \left[(14,176)^{(0,2857)} - 1 \right] = 338 \frac{kJ}{kg}$$

Considerando que se mantiene el porcentaje de pérdida de carga en la cámara de combustión, también se conoce el nuevo valor de la presión de entrada a la turbina $p_{03-X} = p_{02} \cdot (1-0,03)$. La temperatura de entrada se habrá modificado al variar el dosado, pero por el momento se desconoce su nuevo valor. Al variar p_{03} y T_{03} no es posible trabajar con la curva dimensional para la turbina, sino que es necesario utilizar las curvas seudo-adimensionalizadas que son válidas para cualquier valor de p_{03} y T_{03} . Hay que tener en cuenta que al estar la turbina y la tobera bloqueadas, los respectivos gastos adimensionales mantienen sus valores constantes, tal como se comprueba al observar las curvas características seudo-adimensionales (figuras 9.7 y 9.9). Estos valores pueden ser consultados en la tabla 9.3.

Sustituyendo valores en la ecuación de acoplamiento de los gastos pseudo-adimensionales [9.16], que se reproduce, se puede calcular la nueva temperatura de entrada a la turbina:

$$\frac{\dot{m} \sqrt{T_{03}}}{p_{03}} = \frac{\dot{m} \sqrt{T_{01}}}{p_{01}} \cdot \frac{p_{01}}{p_{02}} \cdot \frac{p_{02}}{p_{03}} \cdot \frac{\sqrt{T_{03}}}{\sqrt{T_{01}}} \quad [9.16]$$

$$356,3 = 1882,86 \cdot \frac{1}{14,176} \cdot \frac{1}{(1-0,03)} \cdot \frac{\sqrt{T_{03}}}{\sqrt{259,45}} \rightarrow T_{03-X} = 1756,7K$$

Teniendo en cuenta la ecuación de compatibilidad de los gastos seudo-adimensionales de turbina y tobera, sustituyendo el salto de temperaturas en la turbina por su expresión en función del salto de presiones y del rendimiento de la turbina, se obtiene:

$$\frac{\dot{m}\sqrt{T_{04}}}{p_{04}} = \frac{\dot{m}\sqrt{T_{03}}}{p_{03}} \cdot \frac{p_{03}}{p_{04}} \cdot \sqrt{\left[1 - \eta_T \cdot \left(1 - \left(\frac{p_{04}}{p_{03}}\right)^{0,24812}\right)\right]} \quad [9.27]$$

Al observar las curvas el rendimiento de la turbina, también se comprueba que el valor de este parámetro se mantiene prácticamente constante dentro de un amplio margen de relaciones de expansión. Consideramos que en este ejemplo nos movemos dentro de dicho margen.

Sustituyendo valores en la ecuación [9.27], se comprueba que al estar bloqueadas tanto la turbina como la tobera y, dado que el rendimiento de la turbina se mantiene también sensiblemente constante (ver figura 9.8), se deduce que la relación de expansión de la turbina se mantendrá en un valor idéntico al de diseño (comparar el valor obtenido con el de la tabla 9.3):

$$845,45 = 356,3 \cdot \frac{p_{03}}{p_{04}} \cdot \sqrt{\left(1 - 0,89 \cdot \left(1 - \left(\frac{p_{04}}{p_{03}}\right)^{0,24812}\right)\right)} \rightarrow \left(\frac{p_{03}}{p_{04}}\right)_X = 2,53$$

Se dispone de todos los datos necesarios para calcular el trabajo específico de la turbina y comprobar si se cumple la condición de acoplamiento relativa a la igualdad de potencias:

$$w_{turbina} = c_{pg} \cdot T_{03} \cdot \eta_T \cdot \left[1 - \left(\frac{1}{p_{03}/p_{04}}\right)^{\left(\frac{\gamma_g - 1}{\gamma_g}\right)}\right] = c_{pg} \cdot (T_{03} - T_{04}) \quad [9.28]$$

$$w_{turbina} = 1,147 \cdot 1756,7 \cdot 0,89 \cdot \left[1 - \left(\frac{1}{2,53}\right)^{(0,2481)}\right] = 368,87 \frac{kJ}{kg}$$

Hay que tener en cuenta el rendimiento mecánico y el gasto másico, que en este razonamiento se está suponiendo que es el mismo en ambas máquinas. A continuación se pone de manifiesto que para este punto X elegido inicialmente, no coinciden las potencias, que desarrolla la turbina y que absorbe el compresor, como debía suceder para que el punto perteneciese a la línea de funcionamiento del turborreactor:

$$368,87 \left(\frac{kJ}{kg}\right) \cdot 0,99 = 365,18 \left(\frac{kJ}{kg}\right) \neq 338 \left(\frac{kJ}{kg}\right)$$

El valor calculado del trabajo específico de la turbina permitiría calcular la temperatura de parada de salida de la turbina = entrada a la tobera, aunque ahora no tiene sentido calcularla.

$$T_{04} = T_{03} - \frac{W_{turbina}}{c_{pg}} \quad [9.29]$$

El punto X de funcionamiento del compresor seleccionado inicialmente no puede formar parte de la línea de funcionamiento del turborreactor porque no se cumplen todas las condiciones de acoplamiento. Habrá que probar otro punto de la curva, iterando hasta determinar el punto correcto para el que sí se cumplan todas las condiciones de acoplamiento.

Es importante destacar que en el caso de que la turbina no estuviera bloqueada, por estar por ejemplo diseñada con mayor número de escalonamientos, habría que hacer una doble iteración, ya que no se conocería a priori el valor de $\dot{m}\sqrt{T_{03}} / p_{03}$, sino que dependería de p_{03}/p_{04} , teniendo en cuenta la curva característica correspondiente. Por tanto, llegada esa fase del cálculo, se estimaría un valor del salto de presiones de la turbina (p_{03}/p_{04}) en el nuevo punto de equilibrio. Entrando en las curvas características de la turbina se podrían obtener los valores de $\dot{m}\sqrt{T_{03}} / p_{03}$ y de η_T y despejar en [9.16] el valor del cociente T_{03}/T_{01} y, por tanto de la temperatura T_{03} , ya que T_{01} es conocida. La bondad de la estimación realizada se podrá comprobar mediante la ecuación de compatibilidad de los trabajos [9.25]. Si no se cumple esta 1ª condición, se itera el valor de la relación de expansión de la turbina hasta que se logra la convergencia. A continuación de calcularía el valor de T_{04}/T_{03} por medio de [9.26] y habría que comprobar si se cumple la ecuación de compatibilidad de los gastos pseudo-adimensionales de turbina y tobera, ecuación [9.17]. Hay que tener en cuenta que estamos considerando que la tobera se halla bloqueada, el gasto pseudo-adimensional $\dot{m}\sqrt{T_{04}} / p_{04}$ es un valor conocido constante, de forma que se dispone de todos los datos para comprobar la igualdad de la ecuación [9.17]. Si no se cumple esta 2ª condición habrá que volver a estimar otro punto de la curva característica del compresor ($n / \sqrt{T_{01}} = cte$ considerada) en un nuevo bucle exterior.

En el caso de que la tobera no se hallase bloqueada, habría que calcular la relación de expansión p_{04}/p_H , a través de la ecuación [9.19], y obtener $\dot{m}\sqrt{T_{04}} / p_{04}$ de la curva característica de la tobera, para posterior-

mente comprobar la relación de compatibilidad de los gastos pseudo-adi-
dimensionales de turbina y tobera. Como p_{04}/p_H depende de p_{01}/p_H y esta
relación de presiones a su vez del Mach de vuelo⁹, se puede comprobar
que, en el caso de tobera no bloqueada, para cada valor del Mach de
vuelo ($u/\sqrt{\gamma \cdot R \cdot T_H}$) se obtendrá un valor distinto de $\dot{m}\sqrt{T_{04}}/p_{04}$, lo que
implicará un punto diferente de funcionamiento en equilibrio sobre la
curva de $n/\sqrt{T_{01}} = cte$.

*La descripción del diagrama de flujo del cálculo de la línea de funcionamien-
to del turborreactor es puramente informativa, no se pretende que el alumno
realice dicho cálculo en ejercicios prácticos. Sólo que asimile la utilidad de las
curvas características pseudo-adi-
dimensionales y la repercusión del acoplamiento
que existe entre los distintos elementos del motor.*

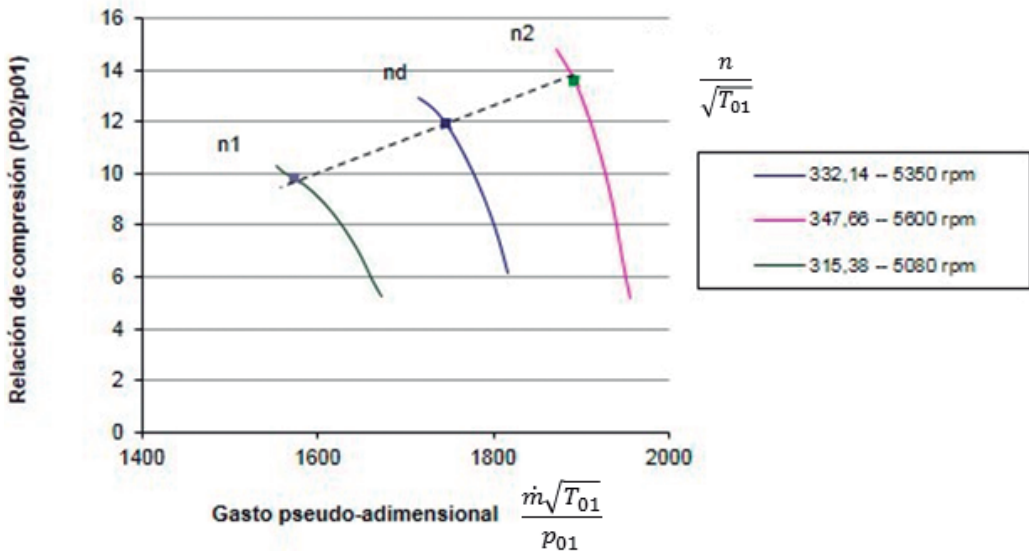


Figura 9.10. Detalle de la línea de funcionamiento del turborreactor correspondiente al ejemplo base.

⁹ Revisar cálculo de la relación compresión dinámica en función de la velocidad de vuelo en el ejemplo 7.1.

Volviendo al ejemplo base que se está desarrollando, en el que se está considerando bloqueada la turbina, efectuados los cálculos iterativos correspondientes referidos en el párrafo anterior, en la figura 9.10 se ha representado la parte de la línea de funcionamiento del turborreactor que se ha calculado para este ejemplo. En la tabla 9.4 se muestran los valores de los parámetros que se obtienen de las curvas características en los puntos de acoplamiento correspondientes a tres regímenes de giro pseudo-adimensionales diferentes. En el caso de que las condiciones de admisión al compresor se mantuvieran a lo largo de la línea de funcionamiento en equilibrio iguales a las de diseño, estos puntos corresponderían a regímenes de giro de 5600 rpm, 5350 rpm y 5080 rpm. Se observa que el punto de diseño lógicamente también forma parte de la línea de funcionamiento del turborreactor y que el rendimiento del compresor es mayor en este punto de operación, ya que su diseño se ha optimizado para ese caso. En los tres puntos analizados tanto la turbina como la tobera se mantienen bloqueadas, tal como se puede comprobar en la tabla 9.4, manteniéndose constantes los gastos pseudo-adimensionales.

Tabla 9.4. Valores de los parámetros en los tres puntos de acoplamiento considerados

Punto	N1	diseño	N2
Régimen (rpm) si $p_{01}=0,463$ y $T_{01}=259,4K$	5080	5350	5600
$n/\sqrt{T_{01}}$	315,38	332,14	347,66
$\dot{m}\sqrt{T_{01}}/p_{01}$	1553,17874	1740,6	1893,3501
p_{02}/p_{01}	10,30725	12	13,49245
η_c	0,87030691	0,88	0,87880229
$\dot{m}\sqrt{T_{03}}/p_{03}$	356,3	356,3	356,3
$n/\sqrt{T_{03}}$	137,5	139,6	141,16
$\dot{m}\sqrt{T_{04}}/p_{04}$	815,1	815,1	815,1
η_T	0,89	0,89	0,89
η_{T0}	1	1	1

9.3.2. Efecto de la modificación del dosado de la cámara de combustión

El objetivo del ejemplo base era explicar de manera práctica cómo se calcula la línea de funcionamiento en equilibrio de un turborreactor (LIFUNE). En concreto se han obtenido dos puntos adicionales al de diseño que permiten representar parte de dicha línea de forma muy básica. La información que proporciona la LIFUNE representada sobre las curvas características pseudo-adimensionales del compresor, permite analizar el comportamiento del motor al variar sus condiciones operativas, ya sea el dosado (cantidad de combustible en relación al aire), la altura de vuelo o la velocidad de vuelo.

Procediendo como en el caso en el que no se lograba el acoplamiento, se pueden calcular todas las magnitudes del ciclo termodinámico en los dos puntos anteriores (N1 y N2), a partir de los parámetros adimensionales recogidos en la tabla 9.4 y teniendo en cuenta que $T_{01}=259,45\text{ K}$ y $p_{01}=0,463\text{ bar}$ ($M=0,82$). Se han considerado constantes a lo largo de la línea de funcionamiento el valor del calor específico a presión constante de los gases de la combustión y el γ correspondiente, así como el valor del rendimiento de la cámara de combustión, aunque en realidad todos estos valores podrían variar ligeramente. En la tabla 9.5 se muestran todas las magnitudes y las prestaciones del motor en los tres puntos de funcionamiento analizados.

Tabla 9.5. Comportamiento del turborreactor al modificar el régimen de giro del eje mediante el control del dosado de combustible. Se mantiene el Mach de vuelo y la altura de vuelo, lo que implica que T_{01} , p_{01} no varían

Punto	N1	diseño	N2
Régimen	5080 rpm	5350 rpm	5600 rpm
Dosado	0,0255	0,02818	0,03065
T_{02} (K), p_{02} (bar)	541,9; 4,77	564,3; 5,5	585,16; 6,247
T_{03} (K), p_{03} (bar)	1364,84; 4,6;	1473; 5,4	1573,83; 6,06;
T_{04} (K) p_{04} (bar)	1114,8; 1,82	1203,2; 2,13	1285,6; 2,39
Wturbina $\times \eta_m$	283,87 kJ/kg	306,67	327,338 kJ/kg
Wcompresor	283,87 kJ/kg	306,37	327,338 kJ/kg
Gasto másico (kg/s)	44,64	50	54,4
Empuje	29,8 kN	36,2 kN	41,9 kN
Consumo específico (kg/kNh)	0,1376	0,14	0,143

En el ejercicio propuesto 9.1 al final del capítulo se justifican los resultados de la tabla 9.5 correspondientes al régimen 5600 rpm. Se propone al alumno obtener los correspondientes al régimen de 5080 rpm y contrastar los resultados obtenidos con los mostrados en la tabla.

Se comprueba que efectivamente la variación del régimen de giro se debe a la modificación del dosado de combustible, como se adelantaba inicialmente al plantear el ejemplo base. La modificación del dosado de combustible afecta también directamente a la temperatura de entrada a la turbina, al gasto másico, al empuje del motor y al consumo específico, comprobándose que todos ellos suben al aumentar el dosado.

Por tanto, un turborreactor al aumentar el dosado aumentará la temperatura de entrada a la turbina y el régimen de giro de su eje. En su funcionamiento real, en general también aumentará la velocidad de vuelo como respuesta al aumento de dosado, pero en este análisis se ha considerado que el Mach de vuelo se mantiene constante para poder analizar el efecto aislado de este parámetro. Esta circunstancia podría producirse, por ejemplo, si aumenta la resistencia aerodinámica de la aeronave, de forma que se incrementa el dosado precisamente para mantener el Mach.

Al aumentar el dosado de combustible el eje del motor se acelera y el compresor trabaja en punto diferente de la línea de actuación. En ese caso aumentan tanto el empuje como el consumo específico de combustible. Al trabajar en otro punto de sus curvas características, también se modifican los valores del rendimiento isentrópico y de la relación de compresión.

9.3.3. Efecto de la modificación de las condiciones de admisión

Si se analizan las expresiones que se han utilizado para obtener la línea de funcionamiento del turborreactor (ecuaciones [9.16], [9.17] y [9.25]), se observa que para comprobar si se trata de un punto posible de funcionamiento del compresor, se podría haber trabajado con los ratios de presiones y de temperaturas, sin necesidad de conocer los valores concretos de las condiciones de admisión (p_{01}, T_{01}) , ni de calcular los valores concretos de T_{02}, T_{03} , etc. Es decir, partiendo de un punto sobre una línea de $n/\sqrt{T_{01}} = cte$

de las curvas características del compresor, que implica unos valores concretos de $\dot{m}\sqrt{T_{01}}/p_{01}$ y p_{02}/p_{01} . Tal como se ha descrito anteriormente, en el caso más general de turbina y tobera no bloqueadas, habría que estimar p_{03}/p_{04} y obtener de las curvas características de la turbina los valores de $\dot{m}\sqrt{T_{03}}/p_{03}$, η_T ; se calcularía el ratio de temperaturas T_{03}/T_{01} mediante la ecuación [9.30] que se deriva de la [9.16]. Sustituyendo valores en la ecuación [9.31] se podrá comprobar si se satisface la igualdad de potencias de turbina y compresor. Si no es así, habrá que iterar el valor estimado p_{03}/p_{04} de hasta la convergencia. Obtenida la convergencia y por tanto, el valor de p_{03}/p_{04} adecuado, se puede fácilmente obtener el ratio de temperaturas en la turbina T_{03}/T_{04} teniendo en cuenta que el rendimiento de la turbina también se conoce a partir de las curvas características (ecuación [9.31]). Posteriormente habrá que comprobar la compatibilidad de gastos entre turbina y tobera, comprobando en primer lugar si la tobera se halla bloqueada. Tal como se describía anteriormente en el caso habitual de bloqueo de la tobera, el valor $\dot{m}\sqrt{T_{04}}/p_{04}$ es conocido, ya que coincide con el correspondiente a las condiciones de diseño. Esta 2.^a condición de igualdad de los gastos pseudo-adimensionales de turbina y tobera equivale a comparar el valor calculado del ratio T_{03}/T_{04} mediante la ecuación [9.31] y la [9.32], que deriva de la [9.17]. Si no coinciden habrá que elegir un nuevo punto de la curva característica del compresor de $n/\sqrt{T_{01}} = cte$ hasta la convergencia.

$$\frac{T_{03}}{T_{01}} = \left(\frac{\frac{\dot{m}\sqrt{T_{03}}}{p_{03}} \cdot \frac{p_{02}}{p_{01}} \cdot \frac{p_{03}}{p_{02}}}{\frac{\dot{m}\sqrt{T_{01}}}{p_{01}}} \right)^2 \quad [9.30]$$

$$c_{pg} \cdot \eta_m \cdot \frac{T_{03}}{T_{01}} \cdot \eta_T \cdot \left[1 - \left(\frac{1}{p_{03}/p_{04}} \right)^{\left(\frac{\gamma_g - 1}{\gamma_g} \right)} \right] = c_{pa} \cdot \frac{1}{\eta_c} \cdot \left[\left(\frac{p_{02}}{p_{01}} \right)^{\left(\frac{\gamma - 1}{\gamma} \right)} - 1 \right] \quad [9.25]$$

$$\frac{T_{04}}{T_{03}} = 1 - \eta_T \cdot \left[1 - \left(\frac{1}{p_{03}/p_{04}} \right)^{\left(\frac{\gamma_g - 1}{\gamma_g} \right)} \right] \quad [9.31]$$

$$\frac{T_{04}}{T_{03}} = \left(\frac{\frac{\dot{m}\sqrt{T_{04}}}{p_{04}} \cdot \frac{p_{04}}{p_{03}}}{\frac{\dot{m}\sqrt{T_{03}}}{p_{03}}} \right)^2 \quad [9.32]$$

Tabla 9.6. Cocientes de presiones y temperaturas en los tres puntos de la línea de funcionamiento del turborreactor del ejemplo base

Punto	N1	Ndiseño	N2
$n/\sqrt{T_{01}}$	315,38	332,14	347,66
p_{03}/p_{04}	10,30725	12	13,49245
p_{03}/p_{04}	2,53	2,53	2,53
p_{03}/p_{01}	5,26	5,68	6,066
p_{04}/p_{03}	0,8168	0,8168	0,8168

Los ratios que se obtienen por este procedimiento se muestran en la tabla 9.6, para el ejemplo base que se está analizando, comprobándose que no es necesario utilizar valores concretos de las condiciones de admisión al compresor, la turbina o la tobera para obtener los puntos de acoplamiento. Por tanto, la línea de funcionamiento obtenida por el procedimiento descrito, queda totalmente definida por los valores de los parámetros adimensionales y pseudo-adimensionales recogidos en las tablas 9.4 y 9.6, también será válida para analizar, por ejemplo, cómo se comporta el turborreactor al variar las condiciones de admisión al compresor, como se va a tratar de poner de manifiesto en el siguiente ejemplo.

Se propone como ejercicio comprobar que efectivamente se cumplen todas las condiciones de acoplamiento en los puntos N1 y N2, partiendo de los datos de las tablas 9.4 y 9.6. En el ejercicio propuesto 9.2, desarrollado al final del capítulo, se justifica el caso concreto del punto N1.

EJEMPLO 9.1

A partir de los datos conocidos de la línea de funcionamiento obtenida en el ejemplo base, que describe el comportamiento del turborreactor de dicho ejemplo trabajando fuera del punto de diseño, se va a determinar en qué condiciones estará trabajando el turborreactor en el punto N1 de la LIFUNE ($315,38 \text{ min}^{-1} \text{K}^{-1/2}$), suponiendo que en esas condiciones de trabajo el régimen de giro sea 5350 min^{-1} y el Mach de vuelo se mantenga en 0,82.

SOLUCIÓN:

En el ejemplo base ese punto N1 estaba situado en una curva de régimen pseudo-adimensional constante que correspondía a un régimen de 5080 min^{-1} y a una temperatura de admisión $T_{01}=259,45 \text{ K}$. Ahora, dado que el parámetro $n/\sqrt{T_{01}}$ se mantiene constante, ya que el compresor está trabajando en el punto concreto N1 de la LIFUNE, el nuevo valor del régimen de giro permite deducir la temperatura de admisión en esta nueva situación de funcionamiento:

$$\sqrt{T_{01'}} = \frac{n'}{n/\sqrt{T_{01}}} \quad T_{01'} = \left(\frac{5350}{315,38} \right)^2 = 287,76 \text{ K}$$

Dicho de otro modo, si la temperatura de admisión al compresor se modifica y en ese punto se comprueba que la temperatura es ahora de $287,76 \text{ K}$, el eje del motor girará a 5350 min^{-1} en lugar de a 5080 min^{-1} , puesto que por hipótesis el motor se mantiene en N1.

Por otra parte, se puede comprobar que una temperatura de entrada al compresor de $287,76 \text{ K}$ implica una temperatura exterior de $253,65 \text{ K}$, tal como se justifica en el ejercicio 9.3 que se plantea al final de este capítulo. En dicho ejercicio se comprueba que efectivamente dicha temperatura exterior ($T_H=253,65 \text{ K}$) se eleva hasta el valor de $287,76 \text{ K}$ como consecuencia de la difusión (compresión dinámica) que tiene lugar previamente a la entrada al compresor, si el Mach de vuelo es 0,82.

Se considera que las condiciones ambientales se ajustan a los valores de la atmósfera estándar, de forma que consultando los datos recogidos en el anexo III e interpolando, se comprueba que ese valor de temperatura ambiente es característico de una altitud de 17.375 pies, donde la presión exterior es de 0,5294 bar. En ese mismo ejercicio se justifica que la presión a la entrada del compresor será ahora 0,816 bar, si se supone un rendimiento de 0,98 en la toma dinámica.

Tabla 9.7. Parámetros adimensionales y pseudo-adimensionales del punto N1 de la línea de funcionamiento del turborreactor del ejemplo 9.1.

$n/\sqrt{T_{01}}$	$\dot{m}\sqrt{T_{01}}/p_{01}$	$\dot{m}\sqrt{T_{03}}/p_{03}$	$\dot{m}\sqrt{T_{04}}/p_{04}$	η_c
315,38	1553,17874	356,3	815,1	0,87030691
p_{02}/p_{01}	p_{03}/p_{04}	T_{03}/T_{01}	T_{04}/T_{03}	η_T
10,30725	2,53	5,26	0,8168	0,89

Dado que a ese punto de funcionamiento N1 le corresponde asimismo un valor del gasto pseudo-adimensional de 1553,17874 $kg\ K^{1/2}/(s\cdot bar)$ se puede obtener el valor del gasto másico en estas nuevas condiciones de funcionamiento:

$$\dot{m}' = \frac{\dot{m}\sqrt{T_{01}}}{p_{01}} \cdot \frac{p_{01'}}{\sqrt{T_{01}'}} = 1553,17874 \cdot \frac{0,816}{\sqrt{287,76}} = 74,71 \frac{kg}{s}$$

Los cocientes de temperaturas de ese punto N1, que se incluyen en la tabla 9.7, para consultarlos con mayor comodidad, junto con el resto de parámetros característicos de ese punto de acoplamiento, permiten obtener fácilmente las temperaturas de parada de entrada a la turbina y de entrada a la tobera.

Se puede comprobar el valor del ratio de temperaturas T_{03}/T_{01} en el punto N1, a partir de la ecuación de compatibilidad de gastos de turbina y compresor [9.30], recordando que se estaba suponiendo una pérdida de carga del 3% en la cámara de combustión:

$$\frac{T_{03'}}{T_{01'}} = \frac{T_{03}}{T_{01}} = \left(\frac{\frac{\dot{m}\sqrt{T_{03}}}{p_{03}} \cdot \frac{p_{02}}{p_{01}} \cdot \frac{p_{03}}{p_{02}}}{\frac{\dot{m}\sqrt{T_{01}}}{p_{01}}} \right)^2 = \left(\frac{356,3}{1553,17874} \cdot 10,30725 \cdot 0,97 \right)^2 = 5,26$$

Siendo por tanto: $T_{03'} = 5,26 \cdot T_{01'} = 5,26 \cdot 287,76 = 1513,62K$

Lo que equivale a afirmar que en un punto concreto de la LIFUNE se mantiene constante el ratio de temperatura T_{03}/T_{01} , de forma que:

$$T_{03'} = \frac{T_{03}}{T_{01}} \cdot T_{01'} = 5,26 \cdot 287,76 = 1513,62K$$

En el caso del ratio de temperaturas en la turbina, recordando la ecuación [9.32], se comprueba que dicho ratio depende de parámetros dimensionales y pseudo-adimensionales que se han determinado en el proceso de cálculo del punto de funcionamiento en equilibrio y ahora se está considerando que ese punto es el mismo (N1), de forma que ese ratio tendrá un valor fijo para el punto de la LIFUNE que se esté considerando, en este caso concreto el punto N1.

$$\frac{T_{04}}{T_{03}} = \left(\frac{\frac{\dot{m}\sqrt{T_{04}}}{p_{04}} \cdot \frac{p_{04}}{p_{03}}}{\frac{\dot{m}\sqrt{T_{03}}}{p_{03}}} \right)^2 = \left(\frac{815,1}{356,3} \cdot \frac{1}{2,53} \right)^2 = 0,817$$

$$T_{04'} = \frac{T_{04}}{T_{03}} \cdot T_{03'} = 0,817 \cdot 1513,62 = 1236,63K$$

Tabla 9.8. Datos del ciclo termodinámico cuando el turborreactor pasa a operar a 17600 pies de altitud en el punto N1, manteniendo los valores de diseño M=0,82 y n=5350 rpm

Punto	Nd	N1
Funcionamiento	Diseño	Fuera de diseño
Altura operación (pies)	30.000	17.375
T_H (K), p_H (bar)	228,7; 0,3	253,6; 0,53
Mach de vuelo	0,82	0,82
T_{01} (K), p_{01} (bar)	259,45; 0,463	287,16; 0,816
Régimen	5350 rpm	5350 rpm
Dosado	0,02818	0,02846
T_{02} (K), p_{02} (bar)	564,3; 5,5	601; 8,4
T_{03} (K), p_{03} (bar)	1473; 5,4	1513,62; 8,15
T_{04} (K), p_{04} (bar)	1203,2; 2,13	1236,32; 3,22
$W_{turbina} \times \eta_m$ (kJ/kg)	306,67	314,8
$W_{compresor}$ (kJ/kg)	306,37	314,8
Gasto másico (kg/s)	50	74,7
Empuje	36,2 kN	52,3 kN
Consumo específico (kg/kNh)	0,14	0,1458

En la tabla 9.8 se recogen las condiciones del ciclo termodinámico y los parámetros principales del turborreactor en estas nuevas condiciones de funcionamiento fuera del punto de diseño que implican diferentes condiciones de admisión al compresor y diferente régimen de giro del eje y, no obstante, corresponden al mismo punto N1 de la LIFUNE. Los resultados se justifican en el ejercicio propuesto 9.4.

Comparando las condiciones de funcionamiento del punto N1 analizado en este caso con las correspondientes al punto de diseño, se comprueba que en ambos casos el régimen de giro del eje es el mismo, el mismo Mach de vuelo y lo que les diferencia es la altitud de vuelo. Se comprueba que cuando el turborreactor desciende a una altitud de 17.375 pies, el gasto másico se incrementa, porque la densidad del aire es mayor a esa menor altitud. Por otra parte, la temperatura de entrada a la turbina, y por tanto el dosado, deben crecer ligeramente para mantener el régimen de giro del eje libre que se ha considerado que se mantiene constante. Se comprueba asimismo que el empuje del turborreactor es mayor a menor altitud, pero también aumenta el consumo específico de combustible.

Cuando el turborreactor desciende y opera a una altitud inferior, el gasto másico se incrementa. Si se mantiene el Mach de vuelo y el régimen de giro del eje, se comprueba que aumentan tanto el empuje como el consumo específico de combustible.

9.3.4. EFECTO DE LA VARIACIÓN DEL MACH DE VUELO

La velocidad del avión respecto de la masa de aire de su entorno influye de dos formas sobre el comportamiento del motor: en primer lugar porque afecta directamente a las condiciones de admisión al compresor; a mayor velocidad mayor será la compresión dinámica, y en segundo lugar porque el empuje está condicionado por esta magnitud. Cuando se determina la línea de funcionamiento en equilibrio del compresor para distintos valores del Mach de vuelo, se comprueba que en la zona de las curvas características correspondiente a bajas relaciones de compresión, que implican un funcionamiento del turborreactor en la que la tobera no se encuentra

bloqueada, el punto de funcionamiento en equilibrio del compresor no es único sobre una línea de $n\sqrt{T_{01}} = cte$, sino que depende del valor de este parámetro (figura 9.11). En la página 429, al explicar el procedimiento de cálculo de los puntos de funcionamiento en equilibrio del turborreactor se justificó este comportamiento. Por tanto, sería más preciso en el caso de un turborreactor hablar en plural de «líneas de funcionamiento» en las que aparece como parámetro el Mach de vuelo a bajas vueltas y reducidas relaciones de compresión del compresor, si bien, se comprueba que confluyen en una única línea cuando la tobera se halla bloqueada, que es lo más habitual. Se va a analizar cómo afecta la velocidad de vuelo al comportamiento del turborreactor, basándose en la información que proporciona la línea de funcionamiento correspondiente al ejemplo base, que corresponde a altas relaciones de compresión en el entorno del valor de diseño.

EJEMPLO 9.2

Se supone que se modifica el Mach de vuelo, que pasará de 0,82 a 0,75, pero que se mantiene la altitud, de forma que el turborreactor trabaja con las mismas condiciones ambientales y varía la velocidad de vuelo. Si el compresor continúa trabajando en el punto N2 de la LIFUNE, se pretende analizar cómo se ven afectados el empuje y el consumo específico de combustible¹⁰.

SOLUCIÓN:

En primer lugar se va a determinar la velocidad de vuelo que corresponde a este nuevo valor del número de Mach, teniendo en cuenta que se mantiene la temperatura exterior:

$$u' = 0,75 \cdot \sqrt{1.005(J/kg \cdot K) \cdot 0,4 \cdot 228,7(K)} = 227,4 \frac{m}{s}$$

¹⁰ Conviene insistir en que en el análisis de la influencia del número de Mach de vuelo, el razonamiento sólo es válido en el caso de que se trate de un punto de las LIFUNES correspondiente al caso de que la tobera se halle bloqueada.

Tabla 9.9. Parámetros adimensionales y pseudo-adimensionales del punto N2 de la línea de funcionamiento del turborreactor del ejemplo base

$n/\sqrt{T_{01}}$	$\dot{m}\sqrt{T_{01}}/p_{01}$	$\dot{m}\sqrt{T_{03}}/p_{03}$	$\dot{m}\sqrt{T_{04}}/p_{04}$	η_c
347,66	1893,3501	356,3	815,1	0,87880229
p_{02}/p_{01}	p_{02}/p_{01}	p_{02}/p_{01}	p_{02}/p_{01}	η_c
13,49254	2,53	6,066	0,8168	0,89

Se modifican las condiciones de entrada al compresor (T_{01} y p_{01}), que están directamente afectadas por el valor del Mach de vuelo. Debido a la compresión dinámica previa al compresor, la temperatura a la entrada de esta máquina será (revisar evolución termodinámica en el diagrama h - s del capítulo 7):

$$h_{01'} = 228,7 \cdot 1,005 \left(\frac{kJ}{kg} \right) + \frac{227,4^2 (J/kg)}{2 \cdot 10^3 (J/kJ)} = 255,69 \frac{kJ}{kg} \rightarrow T_{01'} = 254,43K$$

La presión de entrada se calcula teniendo en cuenta el rendimiento isentrópico estimado de la toma dinámica, que se considera que se mantiene en 0,98:

$$T_{01s'} = 0,98 \cdot (254,43 - 228,7) + 228,7 = \frac{kJ}{kg} \rightarrow T_{01s'} = 253,91K$$

$$\frac{p_{01s'}}{p_H} = \frac{p_{01'}}{p_H} = \left(\frac{T_{01s'}}{T_H} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = \left(\frac{253,91}{228,7} \right)^{1,4} = 1,442$$

$$p_{01'} = 1,442 \cdot 0,3 = 0,433 \text{ bar}$$

A partir de los nuevos datos de admisión al compresor, teniendo en cuenta que se considera el mismo punto adimensional de funcionamiento N2 (igualdad de los parámetros adimensionales y pseudo-adimensionales que se recogen en la tabla 9.9), es posible calcular fácilmente, el régimen de giro, el gasto másico y las condiciones de entrada a la cámara de combustión, a la turbina y a la tobera:

$$n' = \frac{n}{\sqrt{T_{01}}} \cdot \sqrt{T_{01'}} = 347,66 \cdot \sqrt{254,43} \rightarrow n' = 5545,5 \text{ min}^{-1}$$

$$p_{02'} = \frac{p_{02}}{p_{01}} \cdot p_{01'} = 13,49245 \cdot 0,433 = 5,84 \text{ bar}$$

$$T_{03'} = \frac{T_{03}}{T_{01}} \cdot T_{01'} = 6,066 \cdot 254,43 = 1543,37K$$

$$T_{04'} = \frac{T_{04}}{T_{03}} \cdot T_{03'} = 0,8168 \cdot 1543,37 = 1260,63K$$

$$\dot{m}' = \frac{\dot{m} \sqrt{T_{01}}}{p_{01}} \cdot \frac{p_{01'}}{\sqrt{T_{01'}}} = 1893,3501 \cdot 0,433 / \sqrt{254,43} = 51,39 \frac{kg}{s}$$

$$p_{03'} = \frac{\dot{m}' \sqrt{T_{03'}}}{\dot{m} \sqrt{T_{03}} / p_{03}} = \frac{51,39 \cdot \sqrt{1543,37}}{356,3} = 5,67bar$$

$$p_{04'} = \frac{\dot{m}' \sqrt{T_{04'}}}{\dot{m} \sqrt{T_{04}} / p_{04}} = \frac{51,39 \cdot \sqrt{1260,63}}{815,1} = 2,24bar$$

Se comprueba que: $\frac{p_{03'}}{p_{04'}} = 2,53$

$$1,147 \cdot (1543,37 - 1260,63) \cdot 0,99 = 321,06 \frac{kJ}{kgK} = 1,005 \cdot (T_{02'} - 254,43)$$

$$T_{02'} = 573,9K$$

En la tabla 9.10 se resumen los resultados obtenidos en este ejemplo, al que se ha denominado en la tabla N2(b), para distinguirlo del punto N2 calculado en el ejemplo base, al que se denomina N2(a) en la tabla. En dicha tabla se muestran, por tanto, los resultados obtenidos en estas dos situaciones de funcionamiento, representadas en la LIFUNE con el mismo punto N2, para facilitar la comparación del comportamiento del turborreactor.

Los valores del empuje específico, el dosado y el consumo específico de combustible correspondientes al caso analizado en este ejemplo N2(b) se calculan al final del capítulo en el ejercicio propuesto 9.5, con la metodología detallada en el capítulo 7.

Tabla 9.10. Datos del ciclo termodinámico cuando el turborreactor pasa a operar a Mach=0,75 en el punto N2, manteniendo de altura de vuelo de diseño de 30.000 pies

Punto LIFUNE	N2	N2
<i>Funcionamiento</i>	<i>Fuera de diseño. Ejemplo Base (a)</i>	<i>Fuera de diseño(b)</i>
Altura operación (pies)	30.000	30.000
Mach vuelo	0,82	0,75
TH (K), p _H (bar)	228,7; 0,3	228,7; 0,3
T01 (K), p01 (bar)	259,45; 0,463	254,43; 0,433
Régimen	5600 rpm	5545,5 rpm
Dosado	0,03065	0,03
T02 (K), p02 (bar)	585,16; 6,247	573,9; 5,84
T03 (K), p03 (bar)	1573,83; 6,06;	1543,37; 5,67
T04 (K) p04 (bar)	1285,6; 2,39	1260,62; 2,24
Wturbina x η_m (kJ/kg)	327,338	321,06
Wcompresor(kJ/kg)	327,338	321,06
Gasto másico (kg/s)	54,4	51,39
Empuje (kN)	41,9 kN	39,8 kN
Empuje específico (Ns/kg)	770,62	774,36
Consumo específico kg/kNh)	0,143	0,1394

Se observa que el número de Mach de vuelo se reduce, como era de esperar, disminuyendo el dosado, lo que implica una menor temperatura de entrada a la turbina. Como consecuencia, el régimen de giro del eje también se reduce. En estas condiciones de operación (manteniéndose en el punto N2 con menor Mach) disminuyen simultáneamente el gasto de aire y el empuje, sin embargo aumenta el empuje específico.

También se comprueba que se reduce el consumo específico de combustible.

Si se mantienen las condiciones ambientales, al reducir el Mach de vuelo y, por tanto, la velocidad de vuelo, se reduce el consumo específico de combustible y sin embargo aumenta el empuje específico.

No obstante, es importante matizar que la comparación de dos situaciones de funcionamiento siempre es compleja, ya que es difícil comparar situaciones que permitan analizar el efecto de una variable de forma aislada. En general, el punto concreto donde pasaría a trabajar un turborreactor al incrementar el Mach de vuelo dependerá del sistema de control de combustible, que estará a su vez condicionado por la temperatura máxima admisible de entrada a la turbina y la velocidad de giro máxima. Estas magnitudes están limitadas por las tensiones mecánicas y térmicas a las que están sometidos los álabes del rotor de la turbina cuya vida está determinada por la fluencia. Por ello, los valores máximos admitidos están restringidos a periodos de tiempo estrictamente controlados.

En un motor de aviación hay que tener en cuenta la resistencia o arrastre que se opone al desplazamiento del avión en el que está instalado, que depende directamente del peso y de la configuración aerodinámica (por ejemplo, se bajan los flaps o aero-frenos para aumentar la resistencia aerodinámica). Por tanto, la velocidad de vuelo será una consecuencia no sólo del combustible inyectado en la cámara para aumentar o disminuir el empuje, sino del peso y la resistencia aerodinámica del avión y de las condiciones ambientales en la zona de vuelo, que podrán ser diferentes de las correspondientes a la atmósfera estándar, etc. Teniendo en cuenta todos estos factores, los fabricantes proporcionan tablas que en función del peso y de las condiciones ambientales que indican cuál es el Mach óptimo de vuelo, que es el que proporciona mayor alcance específico (millas recorridas/ kg de combustible).

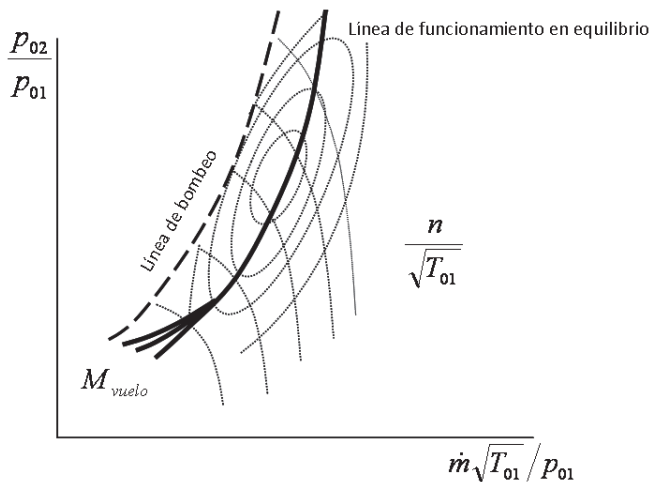


Figura 9.11. Influencia del Mach de vuelo en la zona en la que la tobera no se encuentra bloqueada.

Los ejemplos analizados sólo pretenden poner de manifiesto la utilidad de las curvas características de cara a predecir el comportamiento de la instalación en condiciones operativas variables. Las conclusiones son únicamente válidas si se cumplen todas las condiciones de contorno establecidas. El análisis en profundidad del comportamiento de un turborreactor al variar las condiciones operativas no es el objetivo específico del epígrafe.

9.4. CARACTERÍSTICAS DEL GENERADOR DE GAS PARA MEJORAR EL FUNCIONAMIENTO FUERA DE DISEÑO DE UN TURBORREACTOR

En el capítulo 7 se analizó la repercusión de la relación de compresión de diseño en las prestaciones del turborreactor y se observaba que interesaba incrementar la relación de compresión de cara a reducir el consumo específico de combustible. Sin embargo, cuando se trata de diseñar un turborreactor con una relación de compresión del compresor elevada, es frecuente que la línea de funcionamiento en equilibrio corte a la línea de bombeo en alguna zona para regímenes de giro bajos, tal como se representa de forma aproximada en la figura 9.12.

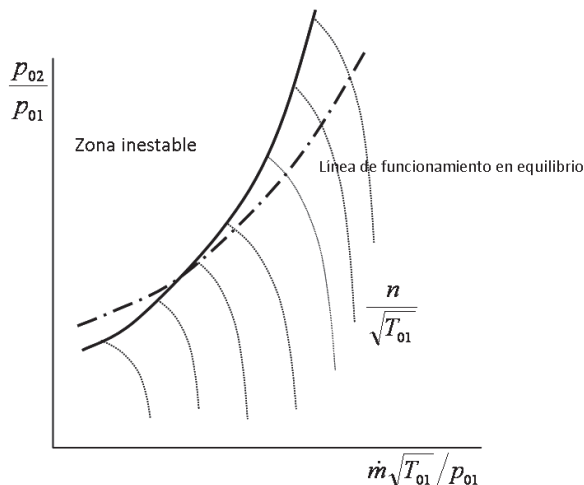


Figura 9.12. Línea de funcionamiento en equilibrio de un generador de gas con elevada relación de compresión y régimen de giro muy variable.

Por otra parte, cuando el generador de gas aumenta su régimen de giro, por ejemplo al incrementar el dosado de combustible, el motor tiene un comportamiento transitorio hasta alcanzar el nuevo estado de equilibrio que no está representado en la línea de funcionamiento descrita y representada en el epígrafe 9.3. Se ha comprobado que el proceso transitorio de aceleración rápida implica que el compresor trabaja durante el transitorio en puntos que se aproximan más a la línea de bombeo, mientras que en los procesos de deceleración transitoria se aleja de la zona inestable, tal como se representa en la figura 9.13.

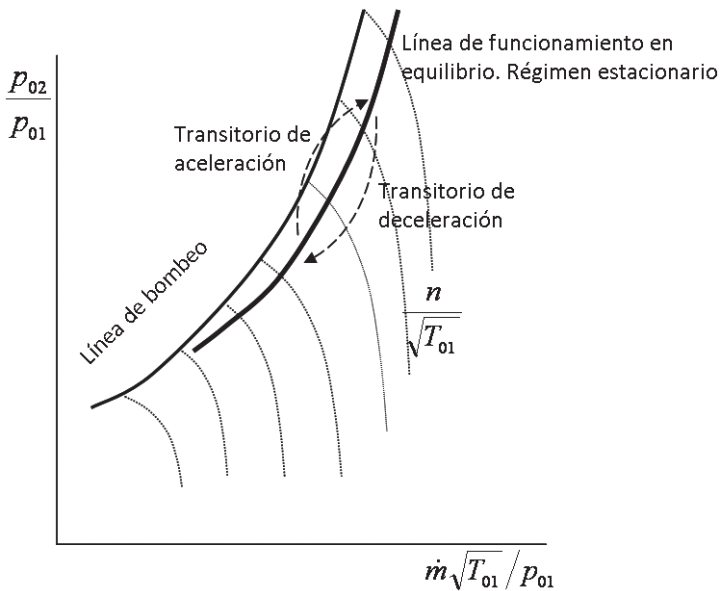


Figura 9.13. Efecto de los procesos de aceleración y deceleración rápida sobre la línea de funcionamiento en equilibrio.

Finalmente, también es importante destacar que cuando los turborreactores utilizan post-combustión se modifica la línea de funcionamiento en equilibrio, dado que varían las condiciones de admisión a la tobera y la línea de funcionamiento en equilibrio se acerca peligrosamente a la línea de bombeo, tal como se explicará en el capítulo 10.

Es importante destacar que cuando el compresor tiende a trabajar en la zona inestable, puede entrar en pérdida y dejar de comprimir, reduciéndolo-

se drásticamente el empuje, con consecuencias lógicamente fatales, por lo que es necesario que exista un amplio margen de seguridad entre la línea de bombeo y la línea de funcionamiento del turborreactor. Por tanto, para evitar los efectos nocivos descritos, se utilizan distintas soluciones de diseño, algunas de las cuales se comentan brevemente a continuación:

Configuración en varios ejes

Es habitual que los generadores de gas de las turbinas de gas de aviación tengan varios ejes con montaje concéntrico (2 o 3 según el modelo y fabricante). En la figura 8.7 se representaba el esquema de un turborreactor con by-pass de doble eje. En este caso se puede hablar de la existencia de dos generadores de gas diferentes, ya que cada turbina acciona el correspondiente compresor. Los regímenes de giro establecidos en el proceso de diseño de cada uno de los generadores de gas serán distintos y se adaptarán mejor al tamaño requerido de las secciones de paso para que el valor de la velocidad periférica sea similar ($\omega \cdot r$). De esta forma, el diseño de cada generador de gas se puede realizar con cierto grado de independencia. No obstante, los dos, o incluso los tres generadores de gas del motor están acoplados a través de la condición de igualdad de gasto másico, al existir una única cámara de combustión, y por los ratios de presión.

Como consecuencia de lo anterior se deduce que cada generador de gas tendrá una línea de funcionamiento en equilibrio diferente, en la que la variación del régimen de giro y de la relación de compresión estarán más acotadas y se reducirá en cierta medida el problema inicialmente comentado de proximidad, e incluso incursión, de la línea de funcionamiento en la zona de bombeo.

Compresores de geometría variable

En el caso de turbinas de gas industriales se utilizan álabes guía de entrada y estatores de las primeras etapas orientables, con el fin de mejorar el comportamiento a carga parcial de estos motores en instalaciones de ciclo combinado y cogeneración, regulando el gasto másico de aire y no sólo el dosado de la cámara de combustión. Son motores de un único eje que trabajan a un número de revoluciones fijo, salvo en el proceso de arranque. Sin embargo, en los motores de reacción, en los que el genera-

dor de gas tiene un régimen de giro muy variable, la geometría variable del estator del compresor es fundamental para evitar el comportamiento inestable de éste cuando baja el régimen de giro. Al modificarse la geometría del compresor se modifican las curvas características del mismo, dado que realmente se transforma en otra máquina de diferente geometría. El efecto de esta medida se muestra en la figura 9.14.

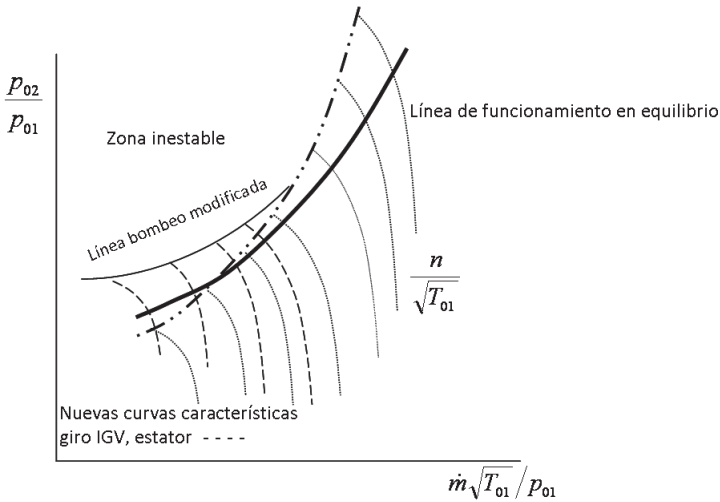


Figura 9.14. Efecto de la geometría variable del compresor.

Tobera de geometría variable

Tal como se justificará en el capítulo 10, esta medida es necesaria en el caso de que se emplee post-combustión para incrementar el empuje. Si no se modifica la sección de salida de la tobera (ver ejemplo 10.8), el compresor tendería a trabajar en la zona inestable, como consecuencia de las condiciones de acoplamiento. Al aumentar la sección de salida de la tobera propulsiva, se aleja la línea de funcionamiento en equilibrio de la zona de bombeo.

Sangrado de aire del compresor

En las turbinas de gas industriales el sangrado del compresor tiene como objetivo obtener caudales de aire para la refrigeración de las partes calientes, en concreto los álabes de las primeras etapas del estator y

del rotor de la turbina y piezas de transición de la cámara de combustión. En el caso de las turbinas de gas de aviación este también es un primer objetivo. No obstante, en determinados rangos de funcionamiento se realizan sangrados de aire hacia el exterior porque por este procedimiento se aleja la línea de funcionamiento en equilibrio de la zona de bombeo, aunque tiene el inconveniente de que se reduce el empuje. A pesar de este inconveniente, es una técnica que permite aumentar el rango de operación del motor en condiciones operativas variables y máxime cuando en ocasiones la línea de bombeo presenta una forma que complica la situación (se ha denominado en la figura 9.15 «con rizo»). Si el aire se extrae de etapas intermedias a bajos regímenes de giro, las curvas características del compresor se ven afectadas y la línea de bombeo se desplaza hacia arriba en ese margen de funcionamiento. Si el sangrado se produce a la salida del compresor, la línea de bombeo no se ve afectada, pero se comprueba que el punto de acoplamiento se desplaza hacia una relación de compresión interior. El efecto de esta última medida se muestra en la figura 9.15.

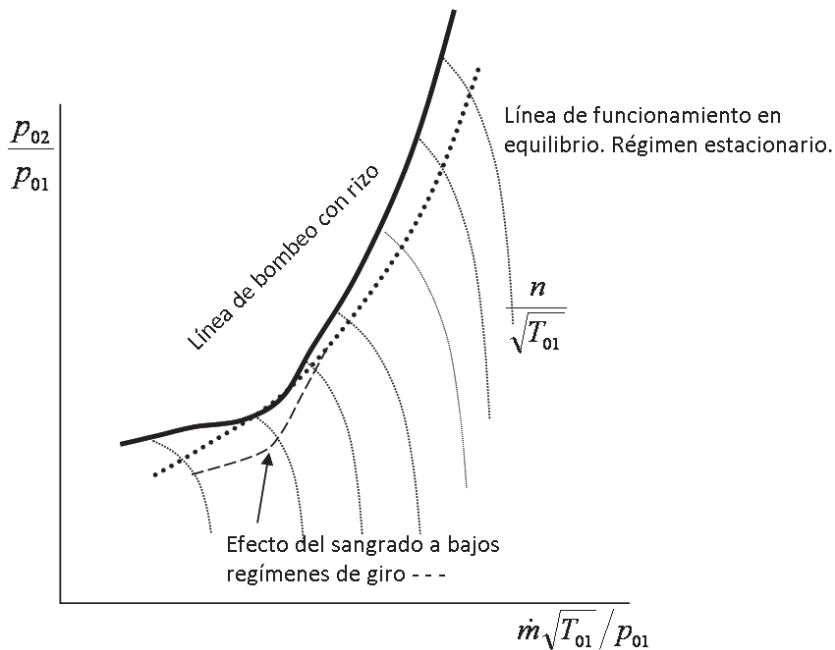


Figura 9.15. Efecto del sangrado.

RESUMEN

Los motores de aviación deben trabajar adecuadamente dentro de un rango de variación de las condiciones operativas mucho más amplio que las turbinas de gas industriales, por las características de su servicio. Además de la variación de potencia a través del dosado de la cámara de combustión, las condiciones ambientales (presión y temperatura) varían de forma muy considerable desde la zona de despegue a la de crucero. La velocidad de vuelo también afecta al ciclo termodinámico de trabajo de estos motores al variar la relación de compresión dinámica.

Para predecir la respuesta de un motor de aviación en condiciones operativas variables es necesario conocer las curvas características de las turbomáquinas que integran el motor, las cuales proporcionan información del comportamiento que tienen estas máquinas cuando trabajan fuera de su punto de diseño. Las curvas características ponen de manifiesto cómo se comporta, por ejemplo, un compresor cuya geometría se ha diseñado para que tenga un óptimo funcionamiento en unas determinadas condiciones de operación, al trabajar fuera de dichas condiciones de diseño. Es habitual que el compresor forme parte de motores o instalaciones de potencia en las que el régimen de giro y el gasto másico sean variables, como es el caso de un motor de aviación. En cada situación, las curvas características permiten predecir el rendimiento isentrópico del compresor y la relación de compresión que se genera en función del gasto másico que evoluciona y del régimen de giro, es decir, en función de las nuevas condiciones operativas.

Se comprueba que el rendimiento isentrópico y la relación de compresión dependen de 8 variables independientes.

$$\eta, p_{02}/p_{01} = f(\dot{m}, n, T_{01}, p_{01}, R, \gamma, \mu, \text{geometría})$$

Las funciones anteriores representan precisamente las denominadas curvas características. Estas curvas se obtienen experimentalmente, aunque también se pueden estimar con cierto grado de aproximación con modelos matemáticos. Para un compresor concreto de geometría definida trabajando con un determinado fluido y para unas condiciones de admisión dadas, la anterior dependencia queda reducida a:

$$\eta, p_{02}/p_{01} = f(\dot{m}, n) \text{ (curvas dimensionales)}$$

A partir del análisis dimensional es posible establecer la dependencia del rendimiento y de la relación de compresión de las 8 variables independientes mencionadas en el caso más general, a través de tan sólo 4 parámetros adimensionales independientes:

$$\frac{p_{02}}{p_{01}}, \eta = f_i \left(\frac{n \cdot D}{\sqrt{\gamma \cdot R \cdot T_{01}}}, \frac{\dot{m} \sqrt{R \cdot T_{01}} / \gamma}{p_{01} \cdot D^2}, \frac{n \cdot D^2 \cdot \rho}{\mu}, \gamma \right) \text{ (curvas dimensionales)}$$

Las curvas características adimensionales permiten predecir el comportamiento de máquinas geoméricamente semejantes trabajando con diferentes condiciones de admisión o con distintos fluidos si se mantuviese el valor de γ , al variar las condiciones operativas (m' , n). Dichas curvas tienen un aspecto similar al de las curvas dimensionales obtenidas para un compresor concreto, trabajando con un fluido determinado y en condiciones ambientales fijas.

Es importante destacar el interés para el estudio que se realiza en el presente capítulo de otro tipo de curvas características a las que se puede denominar pseudo-adimensionales:

$$\frac{p_{02}}{p_{01}}, \eta = f \left(\frac{n}{\sqrt{T_{01}}}, \frac{\dot{m} \sqrt{T_{01}}}{p_{01}} \right) \text{ (curvas pseudo-adimensionales)}$$

Éstas presentan la ventaja de que son válidas para representar el comportamiento de un compresor de geometría fija, trabajando con un gas determinado en cualesquiera condiciones de admisión. Este aspecto es fundamental, teniendo en cuenta que las instalaciones se diseñan para unas condiciones de admisión determinadas, que luego varían debido a las diferentes condiciones ambientales de admisión y en el caso de las turbinas de gas de aviación debido a la modificación de la altitud de operación y de la velocidad de vuelo.

En el caso de las turbinas se comprueba que el comportamiento es relativamente poco dependiente del régimen de giro, de forma que es relativamente habitual definir una única curva característica que represente la variación del gasto másico con la relación de expansión, de forma que la curva característica se asemeja a la correspondiente a una tobera.

Conocidas las curvas características del compresor, de la turbina y de la tobera propulsiva, se puede comprobar que el compresor de la instalación

no puede trabajar en cualquier punto de operación representado en sus curvas características (pareja de valores dentro de la zona estable), sino que para cada régimen de giro sólo existirá un punto de funcionamiento posible en el que se satisfagan las siguientes condiciones de acoplamiento con el resto de los equipos (siempre que la tobera se mantenga bloqueada):

- Igualdad de regímenes de giro del compresor y de la turbina, al estar acoplados en el mismo eje.
- El gasto másico del compresor y de la turbina difieren sólo en el gasto extraído en diversos puntos del compresor (sangrados) y en el gasto másico de combustible aportado en la cámara de combustión.
- Igualdad entre la potencia que desarrolla la turbina y la potencia que absorbe el compresor, teniendo en cuenta el rendimiento mecánico del eje.

Por otra parte, teniendo en cuenta que aguas abajo de la turbina se sitúa la tobera propulsiva, se deberán cumplir las siguientes condiciones de acoplamiento debido a la presencia de este elemento:

- Igualdad del gasto másico que evoluciona por la turbina y por la tobera
 $\dot{m}_T = \dot{m}_{T_o}$
- Las relaciones de compresión y de expansión del compresor y de la turbina estarán relacionadas a través del ciclo termodinámico: relación de compresión total (compresión dinámica + compresor) coincide con la relación de expansión total (turbina + tobera).

Si se unen los distintos puntos en los que el compresor puede operar, correspondientes a diferentes regímenes de giro, se obtiene una línea sobre la representación de las curvas características del compresor a la que se denomina línea de funcionamiento en equilibrio (LIFUNE) o línea de actuación del eje libre.

En la zona de bajas relaciones de compresión y reducidos regímenes de giro, la tobera no se hallará en condiciones de bloqueo y se comprueba que existe una línea de funcionamiento para cada valor del Mach de vuelo. Al ser estas condiciones de funcionamiento poco habituales, en el capítulo se hace referencia a línea de funcionamiento en equilibrio, cuando en realidad hay un ramillete de líneas que confluyen en una única línea para las situaciones de funcionamiento más habituales (figura 9.11).

En ese capítulo se ha descrito la forma de proceder para determinar la línea de funcionamiento en equilibrio. En concreto se han obtenido dos puntos pertenecientes a la línea de funcionamiento en equilibrio, fuera del punto de diseño. El cálculo de la línea completa se deberá realizar recurriendo a una herramienta informática. No obstante, la información obtenida ha permitido deducir conclusiones importantes sobre el efecto que conlleva la modificación de ciertos parámetros de operación sobre el comportamiento del motor. Se pueden destacar las siguientes conclusiones:

Al modificar el dosado de combustible varía el régimen de giro del motor, variando el punto de funcionamiento a lo largo de la línea de actuación, si se supone que no se modifican las condiciones de admisión ni el Mach de vuelo.

Si se modifican simultáneamente varias condiciones de operación, por ejemplo el dosado, las condiciones ambientales o el Mach de vuelo (siempre que se mantenga la tobera bloqueada), el compresor puede, no obstante, estar trabajando en el mismo punto de la LIFUNE definido por parámetros pseudo-adimensionales, si los valores de dichos parámetros coinciden.

Si el turborreactor modifica la altitud de operación, por ejemplo descendiendo, se comprueba que se modifican las condiciones de admisión al compresor y el gasto másico se incrementa, porque la densidad del aire es mayor a esa menor altitud.

Se confirman las conclusiones expuestas en el capítulo 7 en cuanto a la influencia del Mach de vuelo. Si se mantienen las condiciones ambientales (altitud de vuelo), al aumentar la velocidad de vuelo (Mach de vuelo), aumenta el consumo específico de combustible y el empuje, pero se reduce el empuje específico.

En aviación el Mach óptimo de vuelo se define como aquel que proporciona mayor alcance específico (millas recorridas/kg de combustible) y para un avión concreto dependerá del peso del avión, así como de la altitud de vuelo (con la corrección correspondiente si las condiciones atmosféricas difieren de la atmósfera estándar).

Con este estudio no se pretendía analizar en profundidad el comportamiento de un turborreactor en condiciones operativas variables sino simplemente poner de manifiesto que los motores no suelen trabajar, por distintas circunstancias, en unas condiciones de funcionamiento fijas, y por supuesto tampoco lo hacen las turbomáquinas que los integran. De esta forma el

alumno podrá más fácilmente distinguir entre las implicaciones del estudio paramétrico que se realiza para establecer cuales son las características más idóneas del ciclo termodinámico de cara al diseño de la instalación y el comportamiento de una instalación o motor determinado cuando trabaja en condiciones fuera de diseño.

Cuando el rango de variación de la relación de compresión del generador de gas es muy amplio, es frecuente que la línea de funcionamiento en equilibrio corte a la línea de bombeo en alguna zona para bajas relaciones de compresión. Por otra parte, cuando el generador de gas aumenta su régimen de giro, por ejemplo, al incrementar el dosado de combustible, el motor tiene un comportamiento transitorio hasta alcanzar el nuevo estado de equilibrio que no está representado en la línea de funcionamiento descrita. Se ha comprobado que el proceso transitorio de aceleración rápida implica que el compresor trabaja durante el transitorio en puntos que se aproximan más a la línea de bombeo. Para evitar que se produzcan estas situaciones que podrían provocar la entrada en pérdida del compresor y la caída drástica del empuje, los motores incluyen en muchas ocasiones algunas de las características constructivas que se indican a continuación:

- Configuración en varios ejes.
- Compresores de geometría variable.
- Tobera de geometría variable
- Sangrado del aire del compresor

EJERCICIOS PROPUESTOS

Estos ejercicios permiten justificar algunos de los resultados que se han incluido a lo largo de la exposición del capítulo en las tablas 9.4, 9.5, 9.8 y 9.10.

EJERCICIO 9.1:

Calcular el empuje y el consumo específico de combustible de un turbo-reactor cuyo ciclo termodinámico queda definido por los siguientes parámetros (punto N2 del ejemplo base):

$T_H=228,7K$; $p_H=0,3bar$; $u=248,63m/s$; $T_{01}=259,45K$; $p_{01}=0,463bar$; $r_{compresión}=13,49245$; $\eta_C=0,87880229$; $\epsilon_{CC}=3\%$; $F=0,03065$; $\eta_T=0,89$; $\eta_{Tobera}=1$; $\eta_m=0,99$; $\eta_{CC}=0,97$; $(1+F)\approx 1$.

SOLUCIÓN:

$$\left(\frac{p_{02s}}{p_{01}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = 13,49245^{\frac{0,4}{1,4}} = 2,1032 = \frac{T_{02s}}{T_{01}}$$

$$T_{02} = \frac{259,45 \cdot (2,103 - 1)}{0,87880229} + 259,45 = 585,15K$$

$$p_{02} = 13,49245 \cdot 0,463 = 6,247bar$$

$$T_{03} = \frac{\eta_{cc} \cdot F \cdot H_c + c_{pa} \cdot T_{02}}{c_{pg} \cdot (1+F)} = \frac{0,97 \cdot 0,03065 \cdot 42800 + 1,005 \cdot 585,16}{1,147 \cdot 1,03065} = 1573,86K$$

$$p_{03} = 13,49245 \cdot 0,463 \cdot (1 - 0,03) = 6,06 bar$$

$$T_{04} = T_{03} - \frac{c_{pa} \cdot (T_{02} - T_{01})}{c_{pg} \cdot \eta_m} = 1573,86 - \frac{(585,16 - 259,41) \cdot 1,005}{1,147 \cdot 0,99} = 1285,6 K$$

$$\eta_T = 0,89 = \frac{1573,86 - 1285,6}{1573,86 - T_{04s}} \rightarrow T_{04s} = 1249,97K$$

$$\frac{p_{03}}{p_{04}} = \left(\frac{T_{03}}{T_{04s}}\right)^{\frac{1,33}{0,33}} = 2,53 \rightarrow p_{04} = 2,39 bar$$

El salto crítico $T_c = T_{04} \cdot \left(\frac{2}{\gamma+1}\right) = 1103,52 K$

$$\frac{p_{40}}{p_c} = \left(\frac{2,33}{2}\right)^{4,03} = 1,85 \rightarrow p_5 = p_c = 1,2919 bar$$

$$c_s = \sqrt{c_p \cdot (\gamma - 1) \cdot T_c} = \sqrt{1.147 \left(\frac{J}{kg \cdot K} \right) \cdot 0,33 \cdot 1103,52 (K)} = 646,3 \frac{m}{s}$$

$$\frac{A_s}{\dot{m}_a} = c_p \cdot \frac{(\gamma - 1)}{\gamma} \cdot \frac{T_c}{c_s \cdot p_c} = \frac{1.147 \left(\frac{J}{kgK} \right) \cdot 0,33 \cdot 1103,52 (K)}{1,33 \cdot 646,3 \left(\frac{m}{s} \right) \cdot 1,2919 \cdot 10^5 \left(\frac{N}{m^2} \right)} = 0,00376 \frac{m^2 s}{kg}$$

$$E_e = \frac{E}{\dot{m}_a} = (646,3 - 248,63) \left(\frac{m}{s} \right) + 0,00376 \left(\frac{m^2 s}{kg} \right) (1,2919 - 0,3) \cdot 10^5 \left(\frac{N}{m^2} \right)$$

$$E_e = 397,67 \frac{N}{kg/s} + 372,95 \frac{N}{kg/s} = 770,62 \frac{N}{kg/s}$$

$$E = 770,62 \frac{N}{kg/s} \times 54,4 \frac{kg}{s} = 41921,7 N$$

$$\dot{g}_{ef} = \frac{\dot{m}_f}{E} = \frac{F}{E_e} = \frac{0,03065}{770,62 \left(\frac{N}{kg/s} \right)} \cdot 3600 \left(\frac{s}{h} \right) = 0,143 \left(\frac{kg}{Nh} \right)$$

Se comprueba que los valores obtenidos coinciden con los presentados en la tabla 9.5.

EJERCICIO 9.2:

Comprobar que se cumplen las condiciones de acoplamiento para el punto N1 de acoplamiento del ejemplo base, teniendo en cuenta los datos aportados en las tablas 9.4 y 9.6.

SOLUCIÓN:

$$\frac{n}{\sqrt{T_{01}}} = \frac{n}{\sqrt{T_{03}}} \cdot \frac{\sqrt{T_{03}}}{\sqrt{T_{01}}} \rightarrow 315,38 \cong 137,5 \cdot \sqrt{5,26}$$

$$\frac{\dot{m}\sqrt{T_{03}}}{p_{03}} = \frac{\dot{m}\sqrt{T_{01}}}{p_{01}} \cdot \frac{p_{01}}{p_{02}} \cdot \frac{p_{02}}{p_{03}} \cdot \frac{\sqrt{T_{03}}}{\sqrt{T_{01}}} \rightarrow 365,3 \cong \frac{1553,1787}{10,30725 \cdot (1-0,03)} \cdot \sqrt{5,26}$$

$$\frac{\dot{m}\sqrt{T_{04}}}{p_{04}} = \frac{\dot{m}\sqrt{T_{03}}}{p_{03}} \cdot \frac{p_{03}}{p_{04}} \cdot \frac{\sqrt{T_{04}}}{\sqrt{T_{03}}} \rightarrow 815,1 \cong 356,3 \cdot 2,53 \cdot \sqrt{0,8168}$$

Se comprueba que la tobera está bloqueada y se produce una expansión externa $p_c/p_H=3,28$:

$$\frac{p_{02}}{p_H} = \frac{p_{02}}{p_{03}} \cdot \frac{p_{03}}{p_{04}} \cdot \frac{p_{04}}{p_c} \cdot \frac{p_c}{p_H} \rightarrow 15,9 \cong \frac{1}{0,97} \cdot 2,53 \cdot 1,85 \cdot 3,28$$

Finalmente se comprueba que se cumple la condición de igualdad de potencias:

$$1,147 \cdot 0,99 \cdot 5,26 \cdot 0,89 \cdot \left[1 - \left(\frac{1}{2,53} \right)^{0,248} \right] \cong 1,005 \cdot \frac{1}{0,87030691} \cdot \left[(10,30725)^{0,2857} - 1 \right]$$

EJERCICIO PROPUESTO 9.3

Analizar la compresión dinámica que se produce en un turborreactor que vuela a Mach=0,82 a un altitud de 17375 pies, donde las condiciones de la atmósfera estándar son 253,65 K y 0,5294 bar. Comprobar las condiciones a la entrada al compresor son las del ejemplo 9.1. Rendimiento de la toma dinámica 0,98.

SOLUCIÓN:

$$u = 0,82 \cdot \sqrt{1,005 (J/kg \cdot K) \cdot 0,4 \cdot 253,65 (K)} = 261,845 \frac{m}{s}$$

$$h_{01} = 253,65 \cdot 1,005 \left(\frac{kJ}{kg} \right) + \frac{261,84^2}{2 \cdot 10^3 (J/kJ)} = 289,12 \frac{kJ}{kg} \rightarrow T_{01} = 287,76 K$$

$$T_{01s} = 0,98 \cdot (287,76 - 253,65) + 253,65 = \frac{kJ}{kg} \rightarrow T_{01s} = 287,08K$$

$$\frac{p_{01s}}{p_H} = \frac{p_{01}}{p_H} = \left(\frac{T_{01s}}{T_H} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = \left(\frac{303,36}{253,65} \right)^{1,4} = 1,54$$

$$p_{01} = 1,54 \cdot 0,5294 = 0,8165 \text{ bar}$$

EJERCICIO PROPUESTO 9.4

Partiendo de las condiciones de admisión al compresor calculadas en el ejercicio anterior ($T_{01}=287,76K$; $p_{01}=0,8165 \text{ bar}$), justificar los valores que aparecen en la tabla 9.8 calculando el ciclo termodinámico, el empuje y el consumo específico de combustible, a partir de los siguientes datos de entrada: gasto másico ($74,4 \text{ kg/s}$), velocidad de vuelo ($248,63 \text{ m/s}$), relación de compresión del compresor: 10,30725, rendimientos del compresor (0,87030691), la turbina (0,89) y la tobera (1), así como de la temperatura de entrada a la turbina 1513,62K.

SOLUCIÓN:

$$\left(\frac{p_{02s}}{p_{01}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = 10,30725^{0,4} = 1,9475 = \frac{T_{02s}}{T_{01}}$$

$$T_{02} = \frac{287,76 \cdot (1,9475 - 1)}{0,87030691} + 287,76 = 601,04K$$

$$p_{02} = 10,30725 \cdot 0,8165 = 8,4 \text{ bar}$$

$$F = \frac{h_{03} - h_{02}}{\eta_{cc} \cdot H_c - h_{03}} = \frac{1,147 \cdot 1.513,62 - 1,005 \cdot 601,04}{0,97 \cdot 42.800 - 1,147 \cdot 1.513,62} = 0,02846$$

$$p_{03} = 8,4 \cdot 0,97 = 8,15 \text{ bar}$$

$$T_{04} = T_{03} - \frac{c_{pa} \cdot (T_{02} - T_{01})}{c_{pg} \cdot \eta_m} = 1513,62 - \frac{(601,04 - 287,76) \cdot 1,005}{1,147 \cdot 0,99} = 1236,35K$$

$$\eta_T = 0,89 = \frac{1513,62 - 1236,35}{1513,62 - T_{04s}} \rightarrow T_{04s} = 1202,08K$$

$$\frac{p_{03}}{p_{04}} = \left(\frac{1513,62}{1202,08} \right)^{\frac{1,33}{0,33}} = 2,53 \rightarrow p_{04} = 3,22bar$$

El salto crítico $T_c = T_{04} \cdot \left(\frac{2}{\gamma+1} \right) = 1030,3 K$

$$\frac{p_{04}}{p_c} = \left(\frac{2,33}{2} \right)^{4,03} = 1,85 \rightarrow p_5 = p_c = 1,74 bar$$

La tobera se hallará bloqueada, ya que: $\frac{p_{04}}{p_H} \gg \frac{p_{04}}{p_c}$

$$c_s = \sqrt{c_p \cdot (\gamma-1) \cdot T_c} = \sqrt{1,147 \left(\frac{J}{kg \cdot K} \right) \cdot 0,33 \cdot 1030,3(K)} = 624,48 \frac{m}{s}$$

$$\frac{A_s}{\dot{m}_a} = c_p \cdot \frac{(\gamma-1)}{\gamma} \cdot \frac{T_c}{c_s \cdot p_c} = \frac{1,147 \left(\frac{J}{kgK} \right) \cdot 0,33 \cdot 1030,3(K)}{1,33 \cdot 624,48 \left(\frac{m}{s} \right) \cdot 1,74 \cdot 10^5 \left(\frac{N}{m^2} \right)} = 0,0027 \frac{m^2 s}{kg}$$

$$E_e = \frac{E}{\dot{m}_a} = (624,48 - 248,63) \left(\frac{m}{s} \right) + 0,0027 \left(\frac{m^2 s}{kg} \right) (1,74 - 0,5294) \cdot 10^5 \left(\frac{N}{m^2} \right)$$

$$E_e = 702,7 \frac{N}{kg/s}$$

$$E = 702,7 \frac{N}{kg/s} \times 74,4 \frac{kg}{s} = 52280,88 N$$

$$\dot{g}_{ef} = \frac{\dot{m}_f}{E} = \frac{F}{E_e} = \frac{0,02846}{702,7 \left(\frac{N}{\frac{kg}{s}} \right)} \cdot 3600 \left(\frac{s}{h} \right) = 0,1458 \left(\frac{kg}{Nh} \right)$$

Se comprueba que los valores obtenidos coinciden con los presentados en la tabla 9.8.

EJERCICIO PROPUESTO 9.5:

Obtener los valores de dosado, empuje específico y consumo específico de combustible, a partir de las condiciones termodinámicas de los puntos del ciclo termodinámico obtenidas en el caso del ejemplo 9.3 y comprobar que coinciden con los reflejados en la tabla 9.10. Se reproducen los valores obtenidos en la tabla 9.11.

Tabla 9.11

Punto	N2b
T _H (K), p _H (bar)	228,7; 0,3
T ₀₁ (K), p ₀₁ (bar)	254,43; 0,433
T ₀₂ (K), p ₀₂ (bar)	573,9; 5,84
T ₀₃ (K), p ₀₃ (bar)	1543,37; 5,67
T ₀₄ (K) p ₀₄ (bar)	1260,62; 2,24
Gasto másico (kg/s)	51,39
Velocidad vuelo (m/s)	227,4

Dichas condiciones termodinámicas se podrían haber obtenido como en el ejercicio anterior, pero en el ejemplo se han calculado a partir de la igualdad de los parámetros pseudo-adimensionales y dimensionales para el punto N2 en dos situaciones diferentes de funcionamiento N2(a) y N2(b).

$$F = \frac{h_{03} - h_{02}}{\eta_{cc} \cdot H_c - h_{03}} = \frac{1,147 \cdot 1.543,37 - 1,005 \cdot 573,9}{0,97 \cdot 42.800 - 1,147 \cdot 1.543,37} = 0,03$$

La tobera estará bloqueada en estas nuevas condiciones de funcionamiento, pero los valores críticos se modifican, ya que dependen de las condiciones de parada a la entrada, que han variado:

$$T_c = T_{04} \cdot \left(\frac{2}{\gamma+1} \right) = 1082,08 \text{ K}$$

$$\frac{p_{40}}{p_c} = 1,85 \rightarrow p_5 = p_c = 1,2108 \text{ bar}$$

$$c_s = \sqrt{c_p \cdot (\gamma-1) \cdot T_c} = \sqrt{1.147 \left(\frac{J}{kg \cdot K} \right) \cdot 0,33 \cdot 1082,08 (K)} = 640 \frac{m}{s}$$

$$\frac{A_s}{\dot{m}_a} = c_p \cdot \frac{(\gamma-1)}{\gamma} \cdot \frac{T_c}{c_s \cdot p_c} = \frac{1.147 \left(\frac{J}{kgK} \right) \cdot 0,33 \cdot 1082,08 (K)}{1,33 \cdot 640 \left(\frac{m}{s} \right) \cdot 1,2108 \cdot 10^5 \left(\frac{N}{m^2} \right)} = 0,003974 \frac{m^2 s}{kg}$$

$$E_e = \frac{E}{\dot{m}_a} = (640 - 227,4) \left(\frac{m}{s} \right) + 0,003974 \left(\frac{m^2 s}{kg} \right) (1,2108 - 0,3) \cdot 10^5 \left(\frac{N}{m^2} \right)$$

$$E_e = 774,55 \frac{N}{kg/s}$$

$$E = 774,55 \frac{N}{kg/s} \times 51,39 \frac{kg}{s} = 39804,12 \text{ N}$$

$$\dot{g}_{ef} = \frac{\dot{m}_f}{E} = \frac{F}{E_e} = \frac{0,03}{774,55 \left(\frac{N}{kg/s} \right)} \cdot 3600 \left(\frac{s}{h} \right) = 0,1394 \left(\frac{kg}{Nh} \right)$$

Se comprueba que los valores obtenidos coinciden con los presentados en la tabla 9.10.

CAPÍTULO 10
MOTORES DE REACCIÓN IV.
CARACTERÍSTICAS DE ELEMENTOS QUE FORMAN PARTE
DE LAS TURBINAS DE GAS DE AVIACIÓN: TOBERAS, TOMAS
DINÁMICAS Y SISTEMAS DE COMBUSTIÓN

Objetivos fundamentales del capítulo

- Entender qué ventajas puede conllevar la utilización de toberas propulsivas converge-divergentes y de geometría variable.
- Tipos de Tomas dinámicas: subsónicas y supersónicas.
- Conocer básicamente qué problemas presenta el diseño de los difusores de entrada en el caso de motores que han de trabajar en condiciones de vuelo supersónicas.
- Características de las cámaras de combustión de los motores de reacción.
- Fundamento básico de la post-combustión. Repercusiones sobre el diseño de la tobera propulsiva.
- Conocer las características básicas de los combustibles idóneos en este tipo de motores, los problemas de contaminación asociados, así como las soluciones técnicas actuales para reducir la posible contaminación.

10.1. INTRODUCCIÓN

Una vez analizado el ciclo termodinámico de las turbinas de gas de aviación y definidos los parámetros que permiten cuantificar sus prestaciones (empuje, rendimiento propulsivo, consumo específico de combustible, etc.) distinguiendo entre las condiciones de diseño (capítulos 7 y 8) y el comportamiento de motor en condiciones fuera de diseño (capítulo 9), en el presente capítulo se exponen aspectos adicionales del diseño de la tobera propulsiva, de la cámara de combustión, del post-quemador y de la toma dinámica.

10.2. TOBERA PROPULSIVA

Aunque en los motores turbofán y turbohélice se utilizan toberas convergentes de geometría fija, cuyo comportamiento fue analizado en el epígrafe 7.3.1.4, en algunos casos puede resultar conveniente utilizar toberas convergente-divergentes, a pesar de su mayor coste y complejidad. Por otra parte, los motores que tienen capacidad para operar en vuelo supersónico, deben utilizar toberas de geometría variable. Estas ideas se van a tratar de clarificar a largo de los siguientes epígrafes.

10.2.1. Tobera convergente-divergente. Flujo isentrópico

Se va a comenzar por analizar el proceso que experimenta un flujo compresible subsónico al evolucionar por un conducto convergente-divergente. Posteriormente se evaluará en qué casos resulta interesante optar por este tipo de diseño de tobera en lugar del tradicional diseño convergente.

Conviene revisar de nuevo lo expuesto en el epígrafe 7.4 y recordar la limitación de la tobera convergente que sólo puede acelerar el fluido, cómo máximo, hasta que se alcancen las condiciones sónicas en la sección de salida; si se quiere acelerar un fluido por encima de la velocidad del sonido se tendrá que utilizar un conducto convergente-divergente, como se va a justificar a continuación.

En un conducto convergente-divergente, al igual que en el caso de un conducto convergente, el gasto másico que irá creciendo a medida que aumenta el ratio entre la presión de parada a la entrada y la presión estáti-

ca de salida del conducto (p_{00}/p_s). En la figura 10.1 se representa el efecto de disminuir la presión de descarga manteniendo constante la presión de parada a la entrada¹; la evolución de la presión en el conducto en diferentes situaciones se va a analizar a continuación.

Hay que partir de la base de que todas las consideraciones que se realizaron en el epígrafe 7.4 en relación al bloqueo de una tobera convergente pueden extrapolarse al caso de una tobera convergente-divergente. Además, la ecuación de la curva característica de una tobera convergente-divergente es semejante a la de una tobera convergente, ya que puede comprobarse en el anexo I que para su deducción no se ha distinguido entre un tipo u otro de tobera.

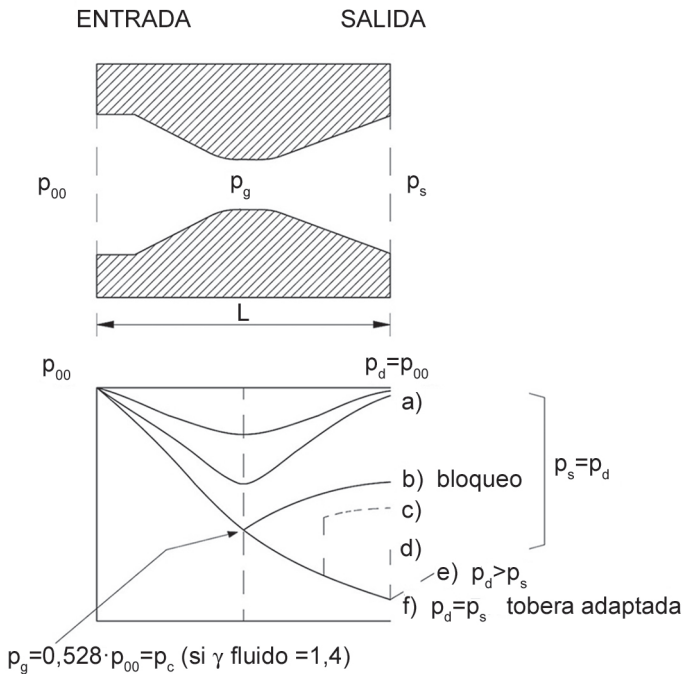


Figura 10.1. Conducto convergente-divergente. Evolución de la presión en su interior al disminuir la presión de descarga.

¹ En general es más habitual en este tipo de motores que se mantenga la presión de descarga y varíe la presión de parada a la entrada de la tobera en condiciones variables fuera de diseño, pero se opta por este planteamiento a la hora de modificar el salto de presiones porque el análisis es más sencillo. No obstante, las conclusiones finales son análogas.

En el caso de que el flujo sea isentrópico, la expresión de la curva característica que relaciona el gasto másico con la inversa del ratio de presiones (presión estática en la sección de salida/ presión de parada a la entrada²) es la siguiente (recordando la ecuación [7.40]):

$$\dot{m} = A_s \frac{p_{00}}{\sqrt{T_{00}}} \sqrt{\frac{2\gamma}{R(\gamma-1)} \left[\left(\frac{p_s}{p_{00}} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_s}{p_{00}} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]} = A_s \frac{p_{00}}{\sqrt{T_{00}}} \Phi \left(\frac{p_s}{p_{00}} \right) \quad [7.40]$$

Si se tiene en cuenta la fricción, se debe sustituir la relación de calores específicos o coeficiente isentrópico, por un coeficiente politrópico, tal como se explicaba en el capítulo 7, resultando:

$$\dot{m} = A_s \frac{p_{00}}{\sqrt{T_{00}}} \sqrt{\frac{2\gamma}{R(\gamma-1)} \left[\left(\frac{p_s}{p_{00}} \right)^{\frac{2}{n}} - \left(\frac{p_s}{p_{00}} \right)^{\frac{n+1}{n}} \right]} \quad [10.1]$$

El gasto másico tiende hacia un valor máximo al aumentar el salto de presiones $p_{00}/p_{descarga}$ (recordar figura 7.7). Tal como se explicaba en el capítulo 7, el máximo de la función [7.40] corresponde a las condiciones en las que se alcanzan las condiciones sónicas en la sección de área mínima. En el caso de la tobera convergente la sección de área mínima es la de salida y se bloquea cuando la sección de salida se iguala a la presión crítica³. En una tobera convergente-divergente la sección mínima es la garganta y por tanto se cloquea cuando la presión la presión de la garganta se iguala a la presión crítica ($p_g = p_c$), siendo $p_s > p_c$ (Figura 10.1-caso b). La tobera convergente-divergente se bloquea antes que la convergente, es decir, para un valor de p_{00}/p_s menor.

Siempre y cuando el salto de presiones no provoque condiciones sónicas en la garganta, el flujo será subsónico a lo largo de todo el conducto y, por tanto, primero se producirá una expansión en la parte convergente, seguida de una compresión en el tramo divergente. En esas condiciones, lógicamente, el gasto no habrá alcanzado su valor máximo (caso a).

² Se utilizan valores de parada a la entrada (p_{00} , T_{00}), ya que de esa forma no es necesario especificar la velocidad de entrada al conducto.

³ Recordar que depende de la presión de parada a la entrada, del rendimiento isentrópico del conducto y del gamma del fluido que evoluciona.

En un conducto convergente-divergente la velocidad de sonido se alcanza en la garganta o sección de área mínima, si el proceso es isentrópico (caso b). Una vez que se alcanza $M = 1$ en la garganta, el conducto estará en condiciones de bloqueo. La evolución del fluido en esta situación se justificará posteriormente en el ejemplo 10.3.

Hay que señalar que mientras que en una tobera convergente con salto subcrítico ($p_{00}/p_{descarga} < (\gamma + 1)/2)^{\gamma/(\gamma-1)}$) disminuir la presión de salida lleva consigo un aumento del gasto, en toberas convergente-divergentes no siempre sucede así. A partir del momento en que se alcanzan condiciones críticas en la garganta (caso b), aún siendo el salto global subcrítico, el gasto se mantendrá en el valor correspondiente a dichas condiciones críticas al disminuir la presión de descarga (caso c, salto global subcrítico pero situación de bloqueo). Tal como se comprueba en la figura 10.1, si se continúa disminuyendo la presión de descarga a partir del caso (b), parte del tramo divergente actuará como tobera (expansión) y parte como difusor (compresión). Para alcanzar el valor de la presión en el escape (presión de descarga p_d), será necesario que el flujo pase de supersónico a subsónico, por lo que se generará una onda de choque plana (caso c). La posición de dicha onda de choque va variando, de forma que se va desplazando hacia la salida al ir disminuyendo la presión de descarga.

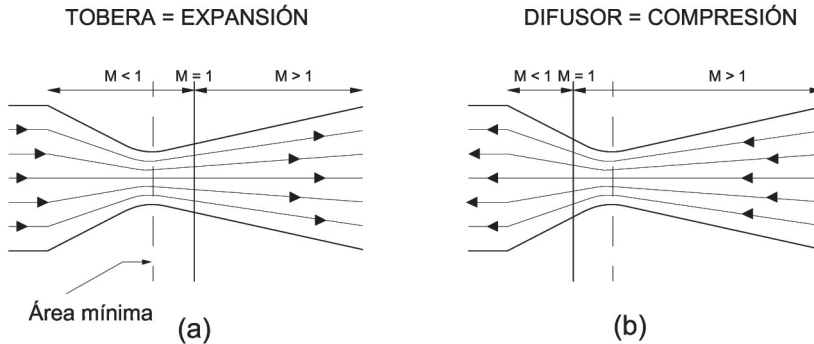


Figura 10.2. Flujo con fricción en tobera y difusor.

Una vez situada la onda de choque en la sección de salida (caso d), al disminuir aún más la presión de descarga se produce una onda oblicua para adaptar la presión del fluido a la salida a la del depósito (caso e). Dicha onda de choque irá reduciendo su intensidad a medida que decrece

la presión de descarga. Llega un momento en que el conducto convergente-divergente actúa todo él como tobera, ya que el fluido se expande y se acelera en todo el conducto, sin existencia de onda de choque de ningún tipo. Se dice entonces que la tobera convergente-divergente está adaptada al salto de presiones (caso f).

Para presiones en el depósito inferiores a la correspondiente a tobera adaptada, se formará una onda de choque oblicua de expansión a la salida, como ocurría en el caso de una tobera convergente con sobre-expansión.

En todas estas situaciones (b, c, d, e, f) el gasto másico es el máximo de bloqueo.

Se dice que una tobera convergente-divergente está adaptada al salto de presiones cuando el fluido se expande a lo largo de todo el conducto de forma que la presión en la sección de salida coincide con la presión de descarga.

De manera análoga, se puede justificar que un conducto convergente-divergente puede actuar todo él como difusor, en cuyo caso la presión aumenta a lo largo del mismo. En ese caso el fluido entrará al conducto con velocidad supersónica y saldrá del mismo con velocidad subsónica, comportamiento típico de los difusores de entrada supersónicos, como se verá en el epígrafe 10.4.

Conviene resaltar que en este apartado se ha analizado el comportamiento de una tobera de geometría conocida al ir modificando la presión de descarga, de forma que el gasto másico era una consecuencia del salto de presiones. No obstante, es interesante aclarar que el planteamiento puede lógicamente ser a la inversa, es decir, al hacer circular un determinado gasto másico por una tobera de sección conocida, se originará un determinado salto de presiones. En determinados análisis de procesos en las máquinas y motores térmicos este planteamiento es más adecuado, pero es importante resaltar que se llega a las mismas conclusiones. En realidad, tal como se ha explicado en el capítulo 9, en el caso de que la tobera forme parte de un motor de reacción, al acoplar este elemento al generador de gas se establecerá un determinado gasto másico que evolucionará por la instalación y un salto de presiones p_{00}/p_{salida} , como consecuencia de las ecuaciones de acoplamiento. Los valores de estos parámetros dependerán

de las condiciones de operación y de las curvas características de las turbomáquinas. Lógicamente el gasto másico y el salto de presiones en la tobera propulsiva se ajustarán a su curva característica.

10.2.2. Comparación de curvas características de tobera convergente y convergente-divergente

La formulación de la curva característica de la tobera convergente-divergente es idéntica a la de una tobera convergente. Ya se ha mencionado que la ecuación [7.40] que mostraba la expresión matemática de dicha curva en el caso de flujo isentrópico se justificaba sin necesidad de hacer referencia al diseño de la misma (figura 10.3). En este caso, sin embargo, el gasto másico estará condicionado por la sección de la garganta, y no por la sección de salida. Cuando se alcancen las condiciones críticas ($M = 1$) en la garganta el gasto másico no podrá seguir aumentando aunque se aumente el salto de presión (tobera bloqueada). Dicho gasto será:

$$\dot{m}_{m\acute{a}x} = A_g \cdot \sqrt{\gamma \cdot R \cdot T_c} \cdot \rho_c = A_g \cdot \frac{p_{00}}{\sqrt{T_{00}}} \Phi \left(\frac{p_c}{p_{00}} \right) \quad [10.2]$$

Por tanto, dos toberas que operen con el mismo fluido, las mismas condiciones de parada a la entrada y tengan el mismo área de garganta (en el caso de la tobera convergente será el área de la sección de salida) tendrán una curva característica que tenderá hacia el mismo valor de gasto másico máximo (figura 10.4). Teniendo en cuenta el análisis realizado en el epígrafe 10.2.1, (figura 10.1) cuyas conclusiones se van a ir comprobado en los distintos ejemplos expuestos en el presente capítulo, el gasto está condicionado por la evolución de presión en el tramo convergente y en concreto por la presión en la garganta. Por esa razón en la figura 10.3 en abcisas aparece el salto p_{00}/p_g , en lugar de p_{00}/p_s . Representada de esa forma, la curva característica de una tobera convergente y de una tobera convergente-divergente será idéntica si coincide el área de la sección de garganta o mínima. Si se desea representar la curva característica mostrando la evolución del gasto másico en función del salto de presiones a disposición de la tobera, la curva tendrá un aspecto similar pero será diferente en cuanto a correspondencia entre salto de presiones y gasto másico (figura 10.4).

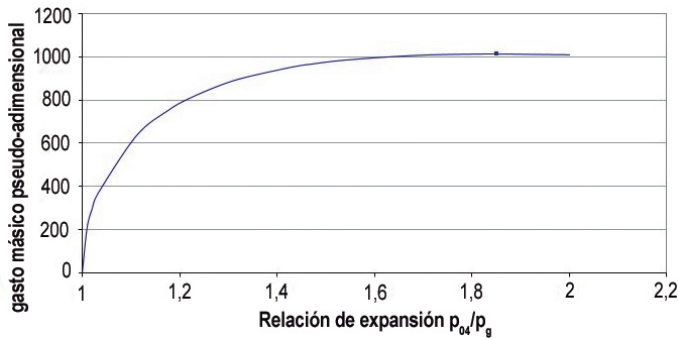


Figura 10.3. Curva característica válida para la tobera convergente y la tobera convergente-divergente del ejemplo 10.1, ambas con idéntica sección de garganta. Las condiciones de entrada 00 coinciden con las punto 04 del diagrama termodinámico, si la tobera forma parte de un motor.

En la figura 10.4 se muestran las curvas características de dos toberas de la misma sección mínima, donde en este caso en abcisas se presenta el salto de presiones respecto a la presión estática a la salida y no respecto a la presión en la garganta, como en la figura anterior. Se visualiza más claramente en esta figura que se bloquea antes la tobera convergente-divergente y el gasto de bloqueo es exactamente el mismo, a pesar de que la sección de salida es superior en el caso de convergente-divergente debido a que se ha considerado que ambas toberas tienen el mismo área de la sección de garganta. Se insistirá en estas ideas en los ejemplos posteriores.

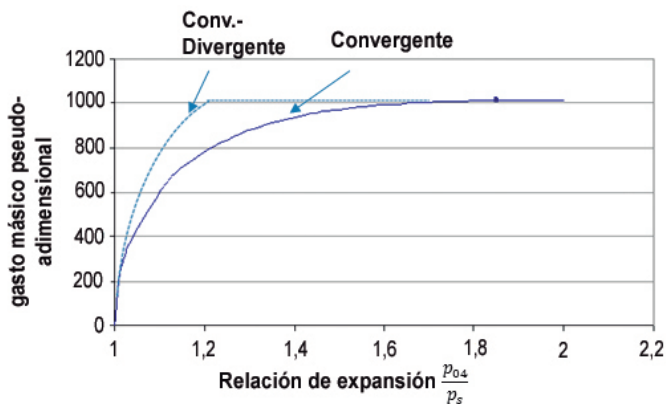


Figura 10.4. Curvas características de dos toberas, una tobera convergente y otra tobera convergente-divergente, ambas con idéntica sección de garganta.

10.2.3. Tobera convergente-divergente con fricción

Cuando existe fricción (proceso politrópico con coeficiente «n») se comprueba que el número de Mach en la garganta tiene la siguiente expresión:

$$M_g = \sqrt{\frac{n-1}{\gamma-1}} \quad [10.3]$$

Aquellos interesados en analizar paso a paso el razonamiento que justifica la expresión [10.3] deben consultar el anexo I (epígrafe I.3).

Dado que para una expansión politrópica adiabática $n < \gamma$, se obtiene $M_g < 1$, lo que implica que cuando existe fricción no se alcanzan las condiciones críticas en la garganta, sino que se alcanzan en una sección ligeramente aguas abajo de la garganta, en la zona divergente.

Por otra parte, se sabe que para una compresión politrópica adiabática $n > \gamma$, luego en ese caso $M_g > 1$.

Estas conclusiones se ponen de manifiesto en la figura 10.2. En el caso (a) el conducto convergente-divergente actúa todo él como una tobera. El flujo es inicialmente subsónico y circula de izquierda a derecha, expandiéndose y acelerándose tanto en la parte convergente como en la divergente. Las condiciones sónicas se alcanzan en la zona divergente, después de la garganta.

También se ha representado el caso de que el conducto convergente-divergente actúe como difusor (caso (b)), decelerando y comprimiendo el fluido, para lo cual el flujo tiene que ser supersónico a la entrada, de forma que se decelere en la parte convergente y se siga decelerando en la parte divergente, pero ya siendo el régimen subsónico. En este caso se ha supuesto la circulación de derecha a izquierda; las condiciones sónicas se alcanzan también después de la garganta, como puede apreciarse en la figura.

En los motores de reacción se pueden emplear toberas convergentes-divergentes con el fin de incrementar el empuje a base de acelerar la corriente de gases de escape por encima de la velocidad del sonido. En el siguiente ejemplo se pretende comprobar la afirmación anterior, comparando los resultados con los obtenidos en los ejemplos del capítulo 7.

Una tobera convergente-divergente con flujo isentrópico se bloquea cuando se alcanzan condiciones sónicas en la garganta ($M_g=1$), de forma que el gasto másico también alcanza su valor máximo.

En un conducto convergente-divergente con fricción que actúa como tobera recibiendo un flujo subsónico, las condiciones sónicas ($M=1$) se alcanzan en una sección ligeramente aguas abajo de la garganta, en la zona divergente ($M_g < 1$). Este hecho se va a desprejir a lo largo del capítulo y se considerará que se alcanzan las condiciones sónicas en la garganta, dado que ambas secciones están muy próximas.

Un conducto convergente-divergente puede actuar como un difusor si recibe un flujo supersónico que se decelerará en el tramo convergente hasta alcanzar $M=1$ en la garganta, si se despreja la fricción. Teniendo en cuenta la fricción se comprueba que el $Mach=1$ se obtiene en una sección ligeramente aguas abajo de la garganta, en el tramo divergente, de manera que en la garganta el flujo es ligeramente supersónico ($M_g > 1$).

EJEMPLO 10.1

Se va a volver a analizar el caso del turborreactor del ejemplo 7.4, cuyos datos recordamos que eran idénticos a los del ejemplo 7.1 pero con tobera convergente con flujo no isentrópico. Ahora se plantea analizar la repercusión que tiene sobre el empuje específico del turborreactor el sustituir la tobera convergente por una tobera convergente-divergente adaptada al salto de presiones con un rendimiento isentrópico 0,98 (figura 10.5). En la tabla 10.1 se presentan los datos de entrada del ejercicio 7.1 y los resultados que no varían, dado que se refieren a la línea de compresión y de expansión en la turbina, resultados que se considera que no se ven afectados por el cambio del tipo de tobera propulsiva:

SOLUCIÓN:

Se inicia el cálculo del salto en la tobera sabiendo las condiciones de parada a la entrada ($T_{04} = 1161,3 \text{ K}$ y $p_{04} = 1,71 \text{ bar}$) y la presión estática a la salida ($p_H = 0,3 \text{ bar}$).

En este caso, por estar la tobera adaptada al salto de presiones $p_5 = p_H = 0,3 \text{ bar}$. El flujo será subsónico en la parte convergente de la tobera y supersónico en la divergente.

Tabla 10.1. Datos y resultados coincidentes con los de los ejercicios 7.1-7.4.

Datos comunes		
$T_H = 228,7 \text{ K}$	$p_H = 0,3 \text{ bar}$	$r_{c.compresor} = 8$
$c_{pa} = 1,005 \text{ kJ/kgK}$	$\gamma_a = 1,4$	$c_{pg} = 1,147 \text{ kJ/kgK}$
$\eta_m = 0,99$	$\eta_c = 0,88$	$\eta_T = 0,9$
$T_{03} = 1373 \text{ K}$	$\gamma_g = 1,33$	$\eta_{CC} = 0,97$
Resultados comunes		
$u = 248,63 \text{ m/s}$	$T_{01} = 259 \text{ K}$	$p_{01} = 0,456 \text{ bar}$
$T_{02} = 498,7 \text{ K}$	$p_{02} = 3,65 \text{ bar}$	$T_{04} = 1161,3 \text{ K}$
$p_{00}/p_c = 1,876 \text{ K}$	$p_{04} = 1,71 \text{ bar}$	$p_{04}/p_H = 5,7$
$p_c = 0,91 \text{ bar}$	$T_c = 996,79 \text{ K}$	Siendo $\eta_{To} = 0,98$

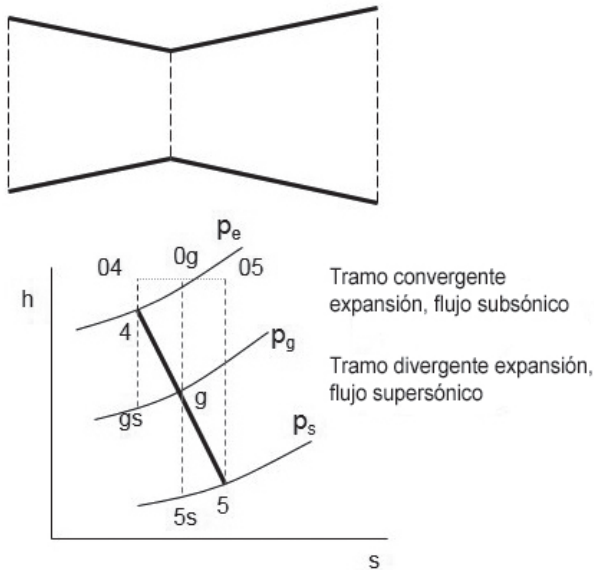


Figura 10.5. Tobera convergente-divergente del ejemplo 10.1 adaptada al salto de presiones.

Analizando en primer lugar la evolución isentrópica en la tobera, se procede a obtener T_{5s} :

$$\frac{T_{04}}{T_{5s}} = \left(\frac{p_{04}}{p_5} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad [10.4]$$

$$\frac{T_{04}}{T_{5s}} = \left(\frac{p_{04}}{p_5} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \left(\frac{1,71}{0,3} \right)^{\frac{0,33}{1,33}} = 1,54 \rightarrow T_{5s} = 754,1K$$

Teniendo en cuenta el rendimiento de la tobera propulsiva:

$$T_5 = T_{04} - \eta_{TO} \cdot (T_{04} - T_{5s}) \quad [10.5]$$

$$T_5 = T_{04} - \eta_{TO} \cdot (T_{04} - T_{5s}) = 1161,3 - 0,98 \cdot (1161,3 - 754,1) = 762,24K$$

La velocidad de salida será:

$$c_s = \sqrt{2 \cdot c_{pg} \cdot (T_{04} - T_5)} \quad [10.6]$$

$$c_s = \sqrt{2 \cdot c_{pg} \cdot (T_{04} - T_5)} = \sqrt{2 \cdot 1,147 \cdot 10^3 \cdot (1161,3 - 762,24)} = 956,79 \frac{m}{s}$$

Se puede comprobar que la velocidad de salida es muy superior a la velocidad del sonido en ese punto, que se calcula a continuación, debido a que, como ya se ha comentado, el flujo es supersónico en la parte divergente de la tobera propulsiva:

$$c_{sonido} = \sqrt{\gamma \cdot R \cdot T_5} = \sqrt{c_{pg} \cdot (\gamma - 1) \cdot T_5} = \sqrt{1,147 \cdot 10^3 \cdot 0,33 \cdot 762,24} = 537,14 \frac{m}{s}$$

Luego efectivamente se comprueba que a la salida de la tobera convergente-divergente el flujo es supersónico, siendo el número de Mach igual a 1,78.

El empuje específico, despreciando el dosado de combustible frente a 1, será:

$$E_e = c_s - u = 956,79 - 248,63 = 708,16 \frac{N}{kg/s}$$

En el caso del ejemplo 7.1, con tobera convergente bloqueada de rendimiento 0,98, se obtenía un empuje específico de 677,84 (N/(kg/s)), despreciando también el gasto de combustible frente al de aire.

Se comprueba, por tanto, que el empuje específico es más elevado en el caso de que se utilice una tobera convergente-divergente adaptada al salto de presiones, aunque en este caso no existe el término de presiones. En concreto, el empuje específico se ha incrementado un 4,8%.

Tabla 10.2. Comparación resultados ejemplo 7.4 y 10.1.

Parámetro	Convergente	Convergente-divergente
Velocidad de salida	614,24 m/s	956,79 m/s
Temperatura de salida	996,79 K	762,24 K
Presión de salida	0,911 bar	0,3 bar
Mach de salida	1	1,78
Empuje específico	675,39 N·s/kg	708,16 N·s/kg

Aunque no se va a justificar, se puede afirmar que el incremento en % del empuje está relacionado con el salto a disposición de la tobera. A mayor p_{04}/p_{H^*} , mayor es el incremento de empuje obtenido utilizando una tobera convergente-divergente respecto de la tobera convergente. Habrá que valorar en cada caso si compensa el mayor coste y peso de la tobera convergente-divergente.

En la tabla 10.2 se resumen los resultados obtenidos, comparándolos con los del ejercicio 7.4

Una tobera propulsiva convergente-divergente permite acelerar los gases de escape por encima de la velocidad del sonido.

Si se utiliza una tobera propulsiva convergente-divergente en lugar de una tobera convergente, se obtiene un mayor empuje.

EJEMPLO 10.2

A continuación se va a analizar qué geometría tendrá la tobera convergente-divergente del ejemplo 10.1 para que esté adaptada al salto de presiones, tal como se indicaba en el enunciado. Se supone un valor del gasto másico de 50,07 kg/s.

SOLUCIÓN:

En el ejemplo 7.5 se calculaba el área de la sección de salida de la tobera convergente del turborreactor del ejemplo 7.4 para un gasto másico de 50,07 kg/s, y resultaba ser 0,2538 m².

Operando de forma análoga y teniendo en cuenta las premisas del enunciado se puede calcular el área de salida de la tobera convergente-divergente a partir de la ecuación de la continuidad, ya que se conocen las condiciones de presión y temperatura, así como la velocidad en la sección de salida:

$$\dot{m} = A_s \cdot c_s \cdot \frac{p_s}{R \cdot T_s} = A_s \cdot c_s \cdot \frac{\gamma \cdot p_s}{c_{pg} \cdot (\gamma - 1) \cdot T_s} \quad [10.7]$$

Despejando el área de salida, se obtiene:

$$A_s = 50,07 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) \cdot \frac{1147 (\text{J/kg}) \cdot 0,33 \cdot 762,24 (\text{K})}{956,79 (\text{m/s}) \cdot 1,33 \cdot 0,3 \cdot 10^5 (\text{N/m}^2)} = 0,3784 \text{m}^2$$

El área de la sección en la que se alcanzan las condiciones sónicas, seguirá siendo 0,2538 m². Teniendo en cuenta lo indicado en el epígrafe 10.2.2, la sección de la garganta será ligeramente inferior a este valor. Si se desprecia este efecto y se considera que aproximadamente se alcanzan las condiciones sónicas en la garganta, se podría afirmar que para conseguir que la tobera esté adaptada al salto de presiones se deberá prolongar la tobera acoplando un tramo divergente con un área de la sección de salida de 0,3784 m², manteniendo la sección de salida de la tobera convergente como sección de garganta (figura 10.6).

Cabría preguntarse si el área de la sección de entrada, deberá ser igual o será diferente si se utiliza una tobera convergente o una convergente-divergente. Hay que tener en cuenta que el área de la sección de entrada dependerá de la velocidad de entrada. Si se supone igual velocidad de entrada en ambos casos, el área de la sección de entrada será la misma para un determinado gasto y condiciones termodinámicas de parada en esa sección.

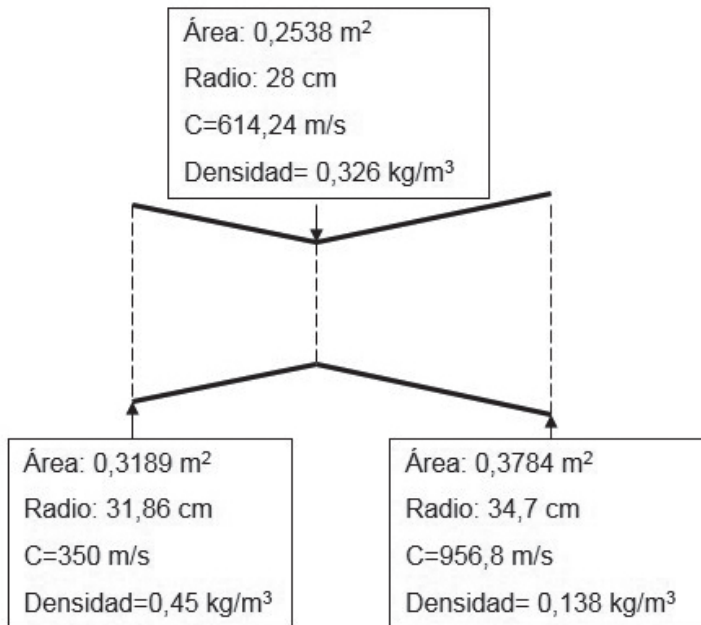


Figura 10.6. Geometría de la tobera del ejemplo 10.2.

Para obtener el área de la sección de entrada que aparece reflejada en la figura 10.6 se ha considerado una velocidad de entrada de 350 m/s. Se propone como ejercicio comprobar que el área de entrada será en ese caso 0,3189 m², tal como se refleja en la figura.

En una tobera convergente-divergente adaptada al salto de presiones las condiciones a la salida son supersónicas y las condiciones en la garganta son sónicas. El fluido se acelera y expande a lo largo de todo el conducto.

Si se utiliza una tobera convergente-divergente adaptada al salto de presiones, el empuje específico es mayor que si se emplea una tobera convergente. Ambas estarán bloqueadas, pero en el caso de la tobera convergente-divergente la presión en la sección de salida coincidirá con la presión de descarga, mientras que no sucederá así en el caso de la tobera convergente, produciéndose una expansión fuera del conducto hasta la presión de descarga.

**Tabla 10.3. Resultados del ejemplo 10.2.
Comparación con los resultados del ejemplo 7.4.**

Parámetro	Convergente	Convergente-divergente
Presión sección de salida	0,91bar	0,3 bar
Mach de salida	1	1,78
Empuje específico	675,39 N·s/kg	708,16 N·s/kg
Área garganta	0,2538 m ²	0,2538m ²
Área salida	0,2538 m ²	0,3784 m ²
Empuje	33,82 kN	35,46 kN
Gasto másico	50,07 kg/s	50,07 kg/s

A continuación se va a analizar el caso de que la tobera convergente-divergente anterior trabaje con un valor de la presión de descarga que implique un proceso de expansión en el tramo convergente y de compresión en todo el tramo divergente, tal como se pone de manifiesto en la figura 10.7. Aunque en ese caso la presión en la sección de salida coincide con la presión de descarga, no se dice que la tobera trabaja adaptada al salto de presiones, ya que parte del conducto trabaja como difusor. Sólo se utiliza el término tobera adaptada cuando todo el conducto actúa como tobera, expandiendo el fluido, y además la presión en la sección de salida coincide con la de descarga.

EJEMPLO 10.3

Comprobar que la tobera convergente-divergente de los ejemplos 10.1 y 10.2 comienza a estar bloqueada cuando trabaja con un salto de presiones de $p_{00}/p_d=1,71/1,47$, de forma que en el tramo convergente el fluido se expande (actúa como tobera) y en el tramo divergente el fluido se comprime (actúa como difusor). Esta situación se corresponde justamente con el caso (b) de la figura 10.1.

Se parte, por tanto, de las siguientes premisas:

- Se mantienen los valores de las condiciones de parada a la entrada (1161,3 K y 1,71 bar)
- La tobera está bloqueada y, por tanto, el gasto másico ha alcanzado el máximo, que resultaba ser 50,07 kg/s; las condiciones en la garganta serán las sónicas y a partir de ahí en el tramo divergente el flujo sigue siendo subsónico, de forma que el fluido se comprime.
- La presión de salida es 1,47 bar.
- Rendimiento isentrópico de la tobera 0,98, en expansión y en compresión.
- La geometría de la tobera coincide con la calculada en el ejemplo 10.2.

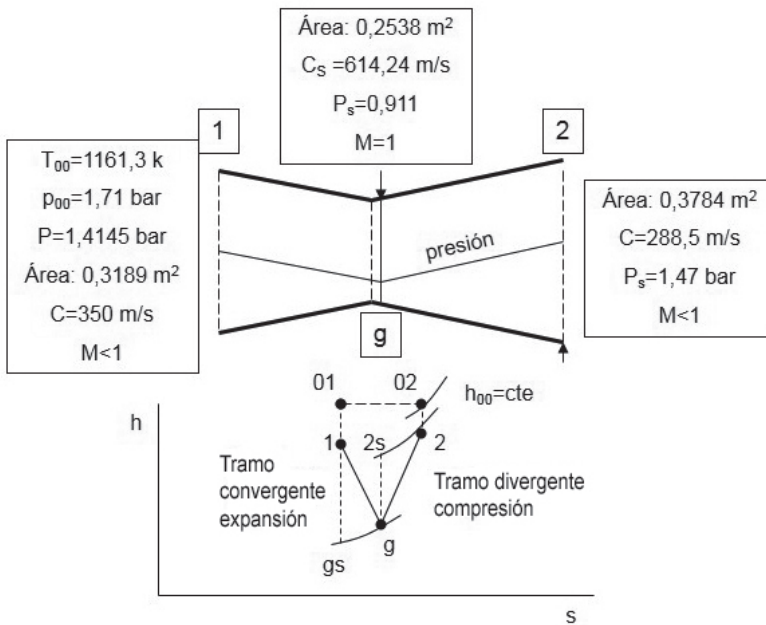


Figura 10.7. Representación del diagrama h-s de la evolución del fluido en la tobera del caso del ejemplo 10.3.

Se va a analizar si estas condiciones de operación son posibles, comprobando que se cumple la ecuación de la continuidad.

SOLUCIÓN:

Las condiciones críticas de presión, temperatura y velocidad fueron calculadas en el ejemplo 7.4 para el caso de una tobera convergente en la sección de salida y coinciden con las que se alcanzan en la garganta de esta tobera convergente-divergente (996,79K y 0,911 bar, ver tabla 10.2).

En el tramo divergente se puede comenzar por analizar la compresión, considerando el proceso isentrópico, relacionando las condiciones de presión y temperatura de entrada (garganta) y de salida (punto 2s):

$$\frac{T_{2s}}{T_g} = \left(\frac{p_{2s}}{p_g} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \left(\frac{1,47}{0,911} \right)^{0,2481} = 1,126 \rightarrow T_{2s} = 996,79 \cdot 1,126 = 1122,43K$$

Considerando que el rendimiento isentrópico del proceso de compresión es 0,98, se puede calcular la temperatura en la sección de salida del conducto convergente-divergente:

$$T_2 = T_g + \frac{(T_{2s} - T_g)}{\eta_{isentrópico}} = 1125K$$

Por otra parte, dado que se mantiene la entalpía de parada en el proceso a lo largo de todo el conducto, puede obtenerse la velocidad en la sección de salida, conocida la temperatura en ese punto y la temperatura de parada, como se hace habitualmente:

$$h_{00} = h_{0g} = h_{02} = h_2 + \frac{c_s^2}{2} \quad [10.8]$$

$$c_s = \sqrt{2 \cdot c_{pg} \cdot (T_{00} - T_2)} = \sqrt{2 \cdot 1,147 \cdot 10^3 \cdot (1161,3 - 1125)} = 288,5 \frac{m}{s}$$

Comprobamos que con estas condiciones se cumple la ecuación de la continuidad en la sección de salida:

$$\dot{m} = 0,3784 \left(m^2 \right) \cdot 288,5 \left(\frac{m}{s} \right) \cdot \frac{1,47 \cdot 10^5 \cdot 1,33}{1147 \cdot 0,33 \cdot 1125} \left(\frac{kg}{m^3} \right) = 50,1 \frac{kg}{s}$$

Se comprueba, por tanto, que esa presión de salida es efectivamente correcta para esta geometría y el gasto másico de 50,07 kg/s, la diferencia se debe a errores de redondeo. Ello implica que tiene lugar una compresión desde 0,911 bar a 1,47 bar en el tramo divergente del conducto, tal como se muestra en la figura 10.7.

Por tanto, la tobera convergente-divergente cuya geometría se ha representado en las figuras 10.4 y 10.5, tendrá el siguiente comportamiento al modificar la presión de descarga:

$p_d = 1,47 \rightarrow$ Bloqueo. $M = 1$ en sección ligeramente aguas debajo de la garganta.

Despreciando el hecho de que las condiciones sónicas se alcanzan en una sección que no coincide exactamente con la de garganta al existir fricción, se puede concluir:

- $p_{00} > p_d > 1,47 \rightarrow$ Se producirá una expansión en la zona convergente y una compresión en la divergente.
- $1,47 > p_d > 0,3 \rightarrow$ En parte del conducto divergente tiene lugar una expansión (flujo supersónico) y en la parte final una compresión (flujo subsónico) separadas por una onda de choque.
- $p_d = 0,3 \rightarrow$ Tendrá lugar una expansión en toda la zona divergente; tobera trabajando adaptada al salto de presiones.

Un conducto convergente-divergente puede expandir el fluido en la parte convergente y comprimir el fluido en la parte divergente si la presión de descarga no es inferior a cierto valor que provoca que se alcancen condiciones sónicas en la garganta.

EJEMPLO 10.4

A continuación se van a comparar dos toberas, una convergente y otra convergente-divergente, en cuanto a la velocidad de descarga y al gasto másico que evoluciona en cada caso. Se considerará que ambas toberas tienen la misma sección de salida $0,435 \text{ m}^2$ y que trabajan con las mismas condiciones de parada a la entrada ($T_{00} = 865 \text{ °C}$, $p_{00} = 3,4 \text{ bar}$) e idéntica presión de descarga (1 bar). Se supone que la tobera convergente-divergente trabaja en condiciones de diseño, adaptada al salto y que la evolución es isentrópica en ambos casos.

En la figura 10.8 se han representado ambas toberas en el supuesto de que también coincida el área de la sección de entrada.

SOLUCIÓN:

Caso a): Empezando por el análisis de la tobera convergente-divergente, se sabe que trabaja en condiciones de diseño, luego $p_s = p_d = 1 \text{ bar}$.

Se va a calcular en primer lugar la velocidad de salida, teniendo en cuenta que se mantiene la entalpía de parada.

$$\dot{m} = A_s \cdot c_s \cdot \frac{p_s}{R \cdot T_s} = A_s \cdot c_s \cdot \frac{\gamma \cdot p_s}{c_{pg} \cdot (\gamma - 1) \cdot T_s} \quad [10.9]$$

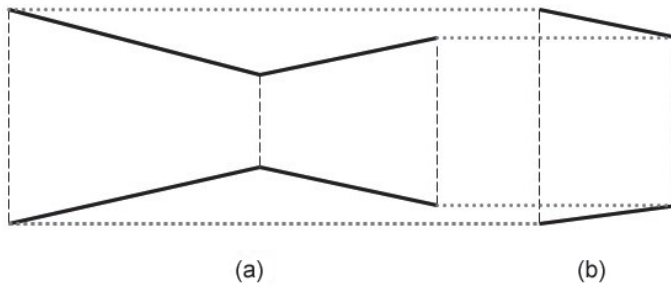


Figura 10.8. Geometría de las toberas del ejemplo 10.4.

$$c_s = \sqrt{2 \cdot c_p \cdot T_{00} \cdot \left(1 - \frac{T_s}{T_{00}}\right)} = \sqrt{2 \cdot 1,147 \cdot 10^3 \cdot (865 + 273) \cdot \left(1 - \left(\frac{p_s}{p_{00}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right)}$$

$$c_s = \sqrt{2610,572 \cdot 10^3 \left(1 - \left(\frac{1}{3,4}\right)^{0,2481}\right)}$$

Operando se obtiene:

$$c_{sa} = 826,8 \text{ m/s}$$

El gasto másico se calculará a través de la ecuación de la continuidad:

$$\dot{m}_a = \frac{A_s \cdot c_s}{v_s} \quad [10.10]$$

A continuación se procede a calcular el valor del volumen específico. Por tratarse de un gas perfecto:

$$p_s \cdot v_s = R \cdot T_s \quad [10.11]; \quad \frac{T_s}{T_{00}} = \frac{p_s}{p_{00}}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad [10.12]$$

$$R = c_p \cdot \left(\frac{\gamma-1}{\gamma} \right) \quad [10.13]$$

Sustituyendo valores, se obtiene:

$$v_s = \frac{c_p \cdot \left(\frac{\gamma-1}{\gamma} \right) \cdot (865 + 273) \cdot \left(\frac{1}{3,4} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \cdot 10^3}{p_s} = 2,39 \frac{m^3}{kg}$$

$$\dot{m}_a = \frac{0,435 \cdot 826,8}{2,39} = 150,48 \text{ kg/s}$$

Por otra parte, en la garganta de esta tobera el flujo es sónico ($M = 1$; condiciones críticas), ya que está adaptada al salto de presiones. Las condiciones de presión y temperatura en la garganta, que como se ha demostrado dependen de las condiciones de parada del fluido a la entrada, serán en este caso:

$$T_c = (2/2,33) \cdot T_{00} = 0,8584 \cdot 1138 = 976,86 \text{ K}$$

$$p_c = \left(\frac{2}{2,33} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \cdot 3,4 = 0,5275 \cdot 40 = 1,837 \text{ bar}$$

Caso b): Cortando la tobera de forma que la sección de salida sea $0,435 \text{ m}^2$, se obtendrá una tobera convergente que operará con salto supercrítico, y por tanto, la tobera se encontrará bloqueada y la velocidad de salida coincidirá con la del sonido en ese punto ($M = 1$). Las condiciones en la sección de salida serán precisamente las condiciones críticas calculadas anteriormente, de forma que:

$$c_{sb} = a_s = \sqrt{R \cdot T_c \cdot \gamma} = \sqrt{c_p \cdot (\gamma-1) \cdot 976,86 \cdot 10^3}$$

$$c_{sb} = 608,07 \text{ m/s}$$

Comparando los valores obtenidos para las velocidades de salida en ambos casos, se observa que $c_{sa} > c_{sb}$, como era de esperar, ya que al estar la tobera convergente-divergente adaptada al salto de presiones se alcanza flujo supersónico en el tramo divergente y por tanto a la salida.

Expresando en ambos casos el gasto en función de las condiciones en la garganta (en el caso (b) coincidente con la sección de salida) se obtiene la siguiente relación:

$$\frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_b} = \frac{A_{ga} \cdot \frac{p_{00}}{\sqrt{T_{00}}} \cdot \Phi\left(\frac{p_c}{p_{00}}\right)}{A_{gb} \cdot \frac{p_{00}}{\sqrt{T_{00}}} \cdot \Phi\left(\frac{p_c}{p_{00}}\right)} = \frac{A_{ga}}{A_{gb}} \quad [10.14]$$

Por ser $A_{ga} < A_{gb}$, el gasto en el caso de la tobera convergente-divergente (a) será menor. Se procede a comprobar numéricamente esta conclusión. En este caso se va a calcular el gasto en función de la densidad correspondiente a las condiciones críticas, por ser el salto supercrítico y encontrarse la tobera bloqueada, por tanto:

$$\rho_c = \frac{p_c}{R \cdot T_c} = \frac{p_{00} \cdot \gamma}{c_p \cdot (\gamma - 1) \cdot T_{00}} \cdot \left(\frac{2}{\gamma + 1}\right)^{\frac{1}{\gamma - 1}} \quad [10.15]$$

Sustituyendo los valores:

$$\rho_c = \left(\frac{1,33}{1147 \cdot 0,33}\right) \left(\frac{N \cdot m}{kg \cdot K}\right) \cdot \left(\frac{3,4 \cdot 10^5}{1138(K)}\right) \left(\frac{N}{m^2}\right) \cdot \left(\frac{2}{2,33}\right)^{\frac{1}{0,33}} = 0,661 \frac{m^3}{kg}$$

Por la ecuación de la continuidad, se tendrá:

$$\dot{m}_b = 0,435 \cdot 608,07 \cdot 0,661 = 174,84 \frac{kg}{s}$$

Por tanto, como ya se había adelantado, el gasto en el caso de la tobera convergente-divergente (a) será menor que en el caso de tobera convergente (b).

El gasto másico máximo está determinado por el área de sección mínima de la tobera. Tendrá un gasto másico máximo menor la tobera que tenga un área de garganta menor, aunque el área de la sección de salida sea la misma y el salto de presiones a disposición del conducto sea idéntico.

EJEMPLO 10.5

Comprobar si es posible que dos toberas del tipo convergente-divergente, que tienen las mismas secciones de entrada y de salida pero diferente sección de garganta, puedan estar ambas adaptadas a un mismo salto de presiones. Se mantienen los datos del ejemplo anterior en cuanto a condiciones de entrada y salida, características del fluido y valor del área de la sección de salida. Considerar que una de las toberas coincide en diseño con el correspondiente al caso (a) del ejemplo anterior, mientras que la segunda tobera, a la que denominaremos (c), tiene un área de garganta un 20% inferior a la del caso (a).

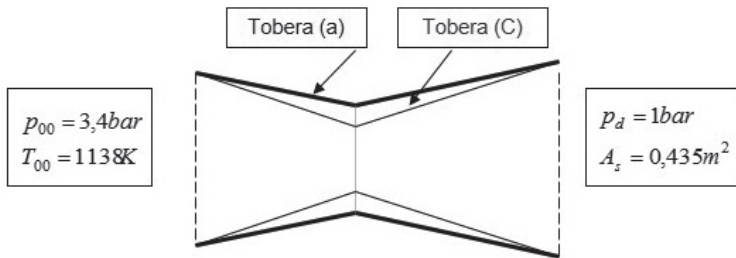


Figura 10.9. Geometría y condiciones de operación de las toberas del ejemplo 10.5.

SOLUCIÓN:

El salto de presiones p_{00}/p_s nos determina una velocidad de salida de la tobera en el caso de que se considere que está adaptada al salto, tal como se comprobaba en el ejercicio anterior. Se obtenía una velocidad de salida de 836,8 m/s y un valor de la densidad del fluido a la salida de 0,418 kg/m³ (la inversa del volumen específico) que queda determinada por los datos del enunciado, no dependiendo de la geometría de la tobera. El valor del área de la sección de salida era 0,435 m², por lo que el gasto másico coincide con el calculado en el caso (a) del ejemplo anterior, igual a 150,48 kg/s, ya que se mantienen las condiciones de contorno que determinan la geometría de la tobera. Por otra parte, el área de la garganta de esta tobera se podrá determinar sabiendo que en esa sección se alcanzan las condiciones críticas, determinadas en el ejemplo anterior ($c_{sc} = 608,07$ m/s, $T_c = 976,86$ K y $p_c = 1,837$ bar). Al ser el gasto conocido, e igual al correspondiente a la sección de salida (150,48 kg/s), se puede obtener el área de la garganta de la tobera (a), que resulta ser:

$$A_{ga} = \frac{\dot{m}}{c_{sc} \cdot \rho_c} = \frac{150,48}{608,07 \cdot 0,661} = 0,3744 \text{ m}^2$$

Se llega a la conclusión que para un salto dado de presiones y para un gasto dado, la geometría de la tobera estará determinada. Cada gasto de diseño implicará una pareja de valores (A_{garganta} , A_{salida}).

Una tobera convergente-divergente con menor área de la garganta implicará un gasto másico más reducido, tal como se desprende de la ecuación [10.12]:

$$\frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_a} = \frac{A_{gc} \cdot \frac{p_{00}}{\sqrt{T_{00}}} \cdot \Phi\left(\frac{p_c}{p_{00}}\right)}{A_{ga} \cdot \frac{p_{00}}{\sqrt{T_{00}}} \cdot \Phi\left(\frac{p_c}{p_{00}}\right)} = \frac{A_{gc}}{A_{ga}} = \frac{0,8 \cdot A_{ga}}{A_{ga}} = 0,8$$

Sin embargo, anteriormente se ha justificado que el salto de presiones condiciona el valor de la velocidad de salida y de la densidad de salida, de manera que si la sección de salida es idéntica, forzosamente el gasto también lo será y no podrá ser un 20% más reducido como impone la reducción de la sección de la garganta (recordar cálculos caso (a) ejemplo 10.4). Por tanto, una tobera convergente-divergente con una geometría como la representada en la figura 10.9 (tobera (a)) no podrá estar adaptada al mismo salto de presiones que la tobera (c) de dicha figura. Si se modifica el área de la garganta, también deberá modificarse el área de la sección de salida para que esté adaptada al salto de presiones, y en ese caso el gasto que evoluciona será un 20% menor.

$$\frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_a} = 0,8 = \frac{A_{sc} \cdot \frac{p_{00}}{\sqrt{T_{00}}} \cdot \Phi\left(\frac{p_s}{p_{00}}\right)}{A_{sa} \cdot \frac{p_{00}}{\sqrt{T_{00}}} \cdot \Phi\left(\frac{p_s}{p_{00}}\right)} = \frac{A_{sc}}{A_{sa}} = 1 \neq 0,8$$

Dos toberas convergente-divergentes de diferente geometría no pueden estar adaptadas ambas al mismo salto de presiones, proporcionando el mismo gasto.

Dos toberas convergente-divergentes de diferente geometría pueden estar adaptadas ambas al mismo salto de presiones, proporcionando distinto gasto.

EJEMPLO 10.6

En este ejemplo se va analizar que pasaría si la tobera convergente-divergente del ejemplo 10.2 no estuviera bien dimensionada para el salto de presiones (1,71/0,3), de forma que el área de salida es distinta de la calculada anteriormente (0,3784 m²), pero se mantiene el área de garganta. Analizar dos casos:

- El área de salida es algo menor (0,36 m²).
- El área de salida es algo mayor (0,39 m²).

SOLUCIÓN:

Si se mantienen las condiciones de parada a la entrada y la sección de garganta, el gasto másico será el mismo, ya que depende de estos valores.

Por tanto, si la sección de salida no es la de diseño, lo que ocurrirá es que la presión en la sección de salida no será ya la correspondiente a salto adaptado, es decir 0,3 bar. La presión de salida será aquella para la que se cumpla la ecuación de la continuidad en la sección de salida, teniendo en cuenta que se conoce el área de salida y el gasto.

El cálculo supone un proceso iterativo, cuyo diagrama de flujo sería el siguiente:

Estimación de la *presión de salida* → cálculo de la *temperatura de salida* por ecuación de expansión isentrópica y la expresión del rendimiento del proceso → cálculo de la *densidad* por la ecuación de estado y de la *velocidad de salida* por mantenimiento de la entalpía de parada. Se realiza la comprobación de que se cumple la ecuación de la continuidad y si no se cumple → se debe modificar la estimación de la *presión de salida* hasta la convergencia.

Caso (a):

Realizando el cálculo, por ejemplo con ayuda de una hoja de cálculo, se obtiene que para un área de la sección de salida de 0,36 m², la presión en la sección de salida de la tobera convergente-divergente será 0,3285 bar. Por tanto, se producirá a la salida una expansión hasta la presión exterior de 0,3 bar (caso (g) de la figura 10.1).

Caso (b):

Procediendo de forma análoga, se comprueba que si el área de la sección de salida es 0,385 m², la presión a la salida será 0,289 bar, luego en ese caso habrá una onda oblicua de compresión a la salida de la tobera para acomodar la presión al valor de descarga de 0,3 bar. (caso (e) de la figura 10.1).

Una tobera convergente-divergente debe tener una geometría determinada para que esté adaptada a un salto de presiones dado, trasegando un determinado caudal. Si no está bien dimensionada la presión en la salida no será la inicialmente esperada.

10.2.4. Toberas de geometría variable

Estas toberas son habituales en el caso de los turborreactores que utilizan post-combustión, cuyo fundamento se abordará en el epígrafe 10.3.2. Manteniendo el área de la sección de entrada, este tipo de toberas modifican su geometría para adaptarse a las nuevas condiciones de operación. Cuando se pone en funcionamiento el post-quemador es necesario aumentar la sección de paso para acomodar la geometría al incremento de gasto másico y de salto entálpico que conlleva el realizar un proceso de combustión aguas abajo de la turbina, antes de que los gases se introduzcan en la tobera, tal como se justificará con la ayuda de ejemplos en el epígrafe 10.3.2. Los motores incorporan mecanismos que modifican automáticamente la geometría en función del grado de post-combustión.

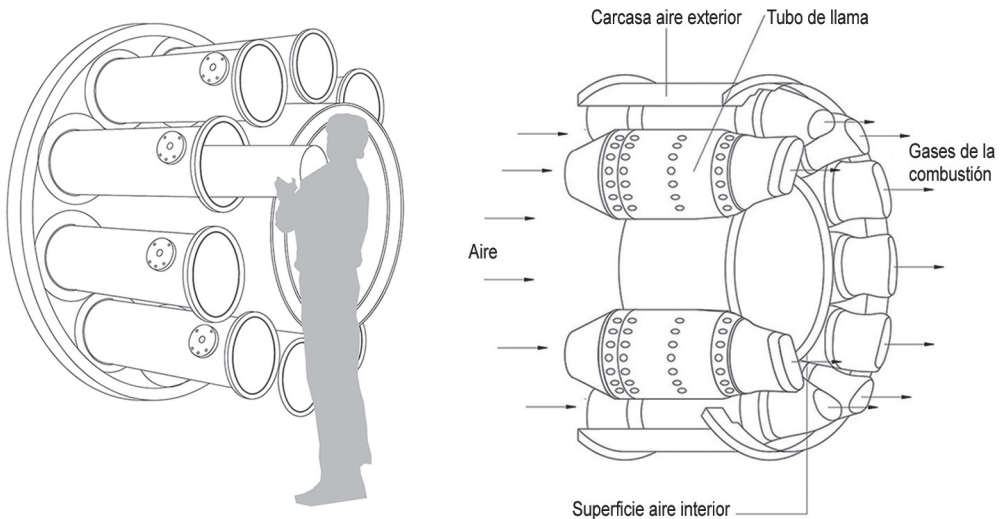


Figura 10.10. Cámaras tubulares independientes (izquierda) y cámara tubo anular (derecha).

10.3. CÁMARAS DE COMBUSTIÓN

10.3.1. Tipos de cámaras de combustión

Los motores de reacción utilizan distintos tipos de cámaras de combustión, cuyas características básicas se describen a continuación. En este epígrafe se hace referencia a las cámaras de combustión tradicionales en las que la combustión tiene lugar mediante llama de difusión, en zonas en las que el dosado es prácticamente estequiométrico⁴, aunque globalmente sea pobre por el aire de dilución.

- *Cámaras tubulares o cilíndricas*: Se trata de cámaras independientes, con una geometría como la representada en la figura 10.10, que se sitúan alrededor del eje del motor entre el compresor y la turbina, tal como se muestra en la figura 7.3. El aire a la salida del compresor se reparte equitativamente entre todas ellas, al igual que el combustible, que se envía a los inyectores de cada cámara. No es necesaria más que una bujía de encendido, ya que las cámaras van conectadas por tubos denominados interconectores de llama.

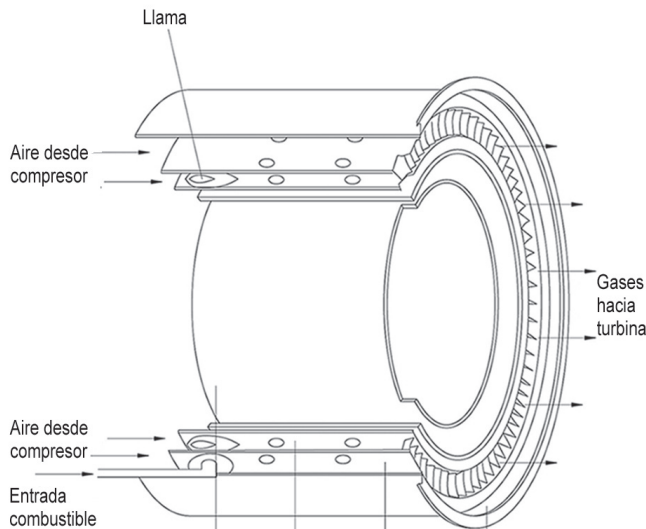


Figura 10.11. Cámara de combustión anular.

⁴ Ver capítulo de Combustión en la asignatura Máquinas Térmicas.

Estas cámaras, muy empleadas en el pasado, son fáciles de ensayar, pero tienen una superficie total elevada que favorece las pérdidas de calor al exterior.

- *Anulares*: Se trata de una única cámara compuesta por un tubo de llama y una carcasa de aire ambas anulares y concéntricas que rodean el eje del motor (figura 10.11). Esta cámara fue desarrollada inicialmente para turbinas de gas de aviación por su reducido peso, pero se ha extendido su uso también a las turbinas de gas industriales. Es mucho más compacta que el conjunto de cámaras de tipo cilíndrico, siendo sus pérdidas de carga y su superficie exterior también inferiores, lo que contribuye a la ventaja adicional de un mayor rendimiento. Por otra parte, las cámaras anulares dan lugar a una temperatura de salida de los gases espacialmente más uniforme y sus emisiones contaminantes son más reducidas.

Algunas desventajas frente a las de tipo cilíndrico serán: más costosas de ensayar, ya que se requiere la introducción del gasto másico total de combustible, menos robustas y, por tanto, más deformables.

En este caso también son necesarios varios inyectores, que se situarán distribuidos en la sección de entrada del tubo de llama anular.

- *Tubo-anular*: Es un diseño combinación de los dos anteriores, es decir, varios tubos de llama y una carcasa de aire común. Este tipo de cámara se ha empleado también en motores de aviación (figura 10.10-derecha).

10.3.2. Fundamento de la post-combustión

Consiste en inyectar y quemar combustible adicional a la salida de la turbina, utilizando como comburente el oxígeno excedente presente en los gases de escape (figura 10.12). Al aumentar considerablemente la energía térmica (temperatura y entalpía) a la entrada de la tobera, la velocidad de salida de los gases se eleva de forma importante, incrementándose el empuje del motor, aunque hay que tener en cuenta que esta técnica también conlleva un aumento considerable del consumo de combustible. Este sistema se utiliza en los motores de los aviones militares para incrementar el empuje de forma significativa en maniobras de combate.

Cuando se pone en funcionamiento el post-quemador se produce un ligero incremento del gasto másico y una importante reducción de la densidad del fluido, debido al incremento de la temperatura como consecuencia de un segundo proceso de combustión en el seno del fluido motor. Por tanto, es necesario acomodar la geometría de la tobera a las nuevas condiciones del fluido, aumentando las secciones de paso. En los siguientes ejemplos se van a justificar las afirmaciones anteriores.

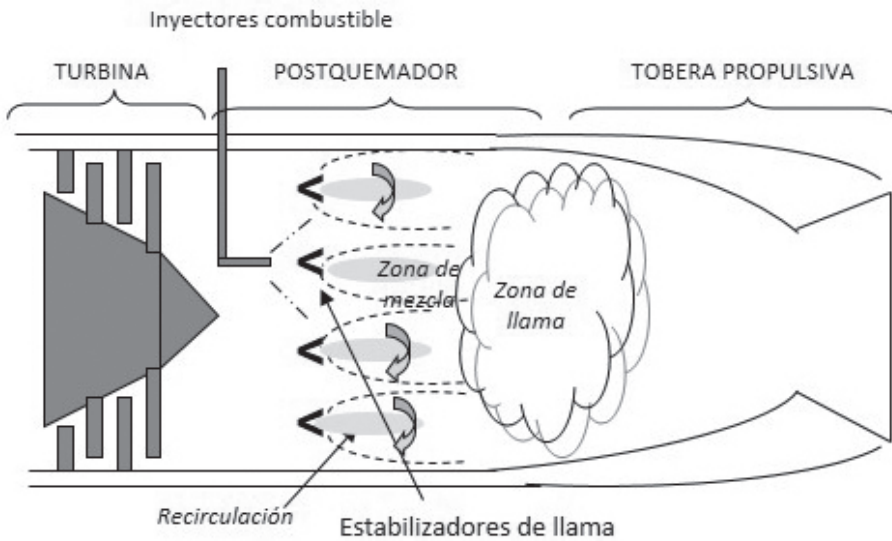


Figura 10.12. Post-combustión. Esquema mecánico.

Conviene aclarar, por otra parte, que cuando los motores de reacción modifican su empuje regulando el dosado de combustible en la cámara de combustión y, por tanto, la temperatura de entrada a la turbina, también se modifican las condiciones de parada a la entrada de la tobera. En el caso de aumentar el dosado, no sólo aumenta T_{04} , al aumentar T_{03} , sino que también se aumenta ligeramente p_{04} para mantener el salto entálpico necesario para mover el compresor y el fan (en el caso de un turbofan), dado que las líneas isobaras son divergentes y se requiere menor relación de expansión en la turbina que de compresión en el compresor para un mismo salto de entalpías. El descenso de la densidad de entrada a la tobera por el incremento de la temperatura, se ve compensado en cierta medida por el incremento de

la presión de parada. La variación de las condiciones de parada a la entrada a la tobera debido a la variación del dosado, o bien de las condiciones de vuelo, no es tan acusada como cuando se utiliza post-combustión y no justifica el utilizar toberas de geometría variable, que implica mayor coste y complejidad.

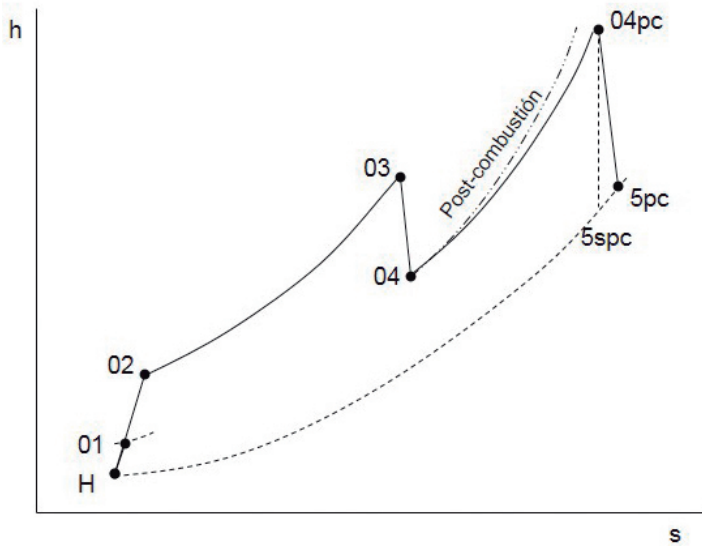


Figura 10.13. Diagrama h-s turborreactor con post-combustión.

EJEMPLO 10.7

Se va a volver sobre el caso del turborreactor analizado en los ejemplos 10.1, 10.2 y 10.3. En dichos ejemplos se partía de una condiciones de diseño operativas (ambientales y Mach de vuelo) y de unos parámetros de diseño del ciclo termodinámico que se establecían en el ejemplo 7.1. Los datos se resumían en la tabla 10.1, pero ahora se vuelven a mostrar en la tabla 10.4. Se recuerda que en esos ejemplos se comparaban los resultados de la velocidad de salida, el empuje específico y el empuje que proporcionaba el motor, al utilizar dos tipos de toberas (convergente y convergente-divergente). Los resultados de la comparación se mostraban en las tablas 10.2 y 10.3, llegándose a la conclusión de que el empuje específico aumentaba en el caso de utilizar una tobera convergente-divergente.

Tabla 10.4. Datos adicionales para cálculo de post-combustión en el turborreactor del ejemplo 10.1.

Datos comunes		
$T_H = 228,7 K$	$p_H = 0,3 bar$	$M_{vuelo} = 0,82$
$c_{pa} = 1,005 kJ/kgK$	$\gamma_{aire} = 1,4$	$r_{c\ compresor} = 8$
$c_{pgturbina} = 1,147 kJ/kgK$	$\gamma_{pgturbina} = 1,33$	$T_{03} = 1373 K$
$\eta_{TD} = 0,95$	$\eta_C = 0,88$	$\eta_T = 0,9$
$\eta_m = 0,99$	$\eta_{TD} = 0,98$	$\eta_{CC} = 0,97$
Resultados comunes		
$u = 248,63 m/s$	$T_{01} = 259,41 K$	$p_{01} = 0,456 bar$
$T_{02} = 498,7 K$	$p_{02} = 3,65 bar$	$T_{04} = 1161,3 K$
	$p_{04} = 1,71 bar$	

Temperatura alcanzada	Rendimiento post-combustión	Pérdida carga en post-quemador	Propiedades del fluido después de la post-combustión
$T_{04pc} = 1700^\circ C$	$\eta_{pc} = 0,97$	$\epsilon = 6,5 \%$	$c_{pa} = 1,124 kJ/kg; \gamma = 1,3$

En el presente ejemplo se va a analizar cómo se modifica el ciclo termodinámico, la velocidad de salida y el empuje, en el caso de que se realice una post-combustión (suponiendo que se mantienen las condiciones del ciclo termodinámico básico). También en este ejemplo se va a distinguir entre los resultados obtenidos utilizando una tobera convergente o bien una convergente-divergente.

Los datos adicionales para el cálculo de la post-combustión están también recogidos en la tabla 10.4.

SOLUCIÓN:

Caso de tobera convergente-divergente adaptada al salto de presiones:

Se considera que se produce cierta pérdida de carga, es decir, de presión de parada, en la zona del post-quemador, de forma que:

$$p_{04pc} = (1 - 0,065) \cdot 1,71 = 1,6 bar$$

$$\frac{T_{04pc}}{T_{5spc}} = \left(\frac{p_{04pc}}{p_5} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \left(\frac{1,6}{0,3} \right)^{\frac{0,3}{1,3}} = 1,4715 \rightarrow T_{5spc} = 1340,8K$$

Teniendo en cuenta el rendimiento de la tobera propulsiva:

$$T_{5pc} = T_{04pc} - \eta_{TO} \cdot (T_{04pc} - T_{5spc}) = 1973 - 0,98 \cdot (1973 - 1340,8) = 1353,4K$$

La velocidad de salida será:

$$c_s = \sqrt{2 \cdot c_{pg} \cdot (T_{04pc} - T_{5pc})} = \sqrt{2 \cdot 1,124 \cdot 10^3 \cdot (1973 - 1353,4)} = 1180,2 \frac{m}{s}$$

Se puede comprobar que la velocidad de salida es muy superior a la velocidad del sonido en ese punto, debido a que, como ya se ha comentado, el flujo es supersónico en la parte divergente de la tobera propulsiva y además es superior al caso sin postcombustión, en el que la velocidad era 956,79 m/s, tal como se mostraba en la tabla 10.2.

El empuje específico, despreciando el gasto de combustible, será:

$$E_e = c_s - u = 1180,2 - 248,63 = 931,57 \frac{N}{kg/s}$$

$$E = 46,64 kN$$

Suponiendo el mismo gasto másico de aire (50,07 kg/s), el empuje que genera el turborreactor con post-combustión para estas condiciones de diseño (46,64 kN), será un 31,5% superior al caso de que no exista post-combustión, donde el empuje resultaba ser 35,46 kN (tabla 10.3).

Caso de tobera convergente:

$$\frac{p_{04pc}}{p_c} = \frac{1}{\left[1 - \frac{1}{0,98} \left(\frac{0,3}{2,3} \right) \right]^{4,3}} = 1,857 \quad p_c = 0,8616 bar$$

$$T_c = T_{04pc} \cdot \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right) = 1715,65 K$$

Salto crítico ligeramente diferente por variar las propiedades del fluido (relación de calores específicos que pasa de 1,33 a 1,3⁵). La tobera sigue bloqueada y a la salida se alcanzarán las condiciones sónicas, que son diferentes por variar las condiciones termodinámicas de parada a la entrada.

$$\left(\frac{p_{04pc}}{p_5} \right) = \left(\frac{1,6}{0,3} \right) = 5,33 > 1,857$$

$$c_{sonido} = \sqrt{\gamma \cdot R \cdot T_5} = \sqrt{c_{pg} \cdot (\gamma - 1) \cdot T_c} = \sqrt{1,124 \cdot 10^3 \cdot 0,3 \cdot 1715,65} = 760,6 \frac{m}{s}$$

En este caso, en el que la tobera está bloqueada y la presión de salida no coincide con la presión ambiente, el empuje específico (empuje por unidad de gasto másico de aire admitido) se obtiene a partir de la expresión [7.54], si se desprecia el gasto de combustible (cámara de combustión y post-combustión) frente al gasto másico de aire:

$$\frac{E}{\dot{m}_a} = (c_s - u) + \frac{A_s}{\dot{m}_a} (p_s - p_H) \quad [7.54]$$

Se procede de la misma forma que en el capítulo 7, ya que en principio no se conoce la sección de salida de la tobera; sin embargo, por la ecuación de la continuidad, se tiene:

$$\dot{m}_a = A_s \cdot c_s \cdot \rho_s = A_s \cdot c_s \cdot \frac{p_c}{R \cdot T_c} \quad [7.55]$$

$$\frac{A_s}{\dot{m}_a} = \frac{R \cdot T_c}{c_s \cdot p_c} = c_p \cdot \frac{(\gamma - 1)}{\gamma} \cdot \frac{T_c}{c_s \cdot p_c} = \frac{1124 \left(\frac{J}{kg \cdot K} \right) \cdot 0,3 \cdot 1715,65 (K)}{1,3 \cdot 760,6 \left(\frac{m}{s} \right) \cdot 0,8616 \cdot 10^5 \left(\frac{N}{m^2} \right)}$$

$$\frac{A_s}{\dot{m}_a} = 0,00679 \frac{m^2 \cdot s}{kg}$$

⁵ La relación de calores específicos (γ) de los productos de la combustión va disminuyendo a medida que se incrementa la cantidad de combustible frente al aire en la mezcla que reacciona.

Sustituyendo en la expresión del empuje específico:

$$E_e = \frac{E}{\dot{m}_a} = (760,6 - 248,63) \left(\frac{m}{s} \right) + 0,00679 \left(\frac{m^2 \cdot s}{kg} \right) (0,8616 - 0,3) \cdot 10^5 \left(\frac{N}{m^2} \right)$$

$$E_e = 511,97 \frac{N}{kg/s} + 381,33 \frac{N}{kg/s} = 893,3 \frac{N}{kg/s}$$

$$E_{tobera-convergente} = 44,73 kN$$

El empuje es ligeramente inferior al obtenido con una tobera convergente-divergente adaptada al salto de presiones (46,64 kN).

Un motor con post-combustión realmente no mantiene su Mach de vuelo, sino que en general el incremento de empuje asociado permite aumentar la velocidad y alcanzar condiciones de vuelo supersónicas.

La post-combustión supone un incremento de la temperatura a la entrada de la tobera, que conduce a un mayor salto entálpico en la tobera, lo que implica un aumento del empuje específico del turboreactor.

EJEMPLO 10.8

Los objetivos de este ejemplo son los siguientes:

- Calcular el gasto másico de combustible requerido en el post-quemador y compararlo con el necesario en la cámara de combustión.
- Obtener el valor del consumo específico de combustible del turboreactor con post-combustión en el caso de la tobera convergente-divergente.

SOLUCIÓN:

Para calcular el consumo específico habrá que obtener previamente el dosado de la cámara de combustión. Tomando como origen de entalpía (entalpía nula) la correspondiente a 0 K como en el resto de ejercicios del capítulo, y calculando las entalpías en kJ/kg, se obtiene:

$$F = \frac{h_{03} - h_{02}}{\eta_{cc} \cdot H_c - h_{03}} = \frac{1,147 \cdot 1373 - 1,005 \cdot 498,7}{0,97 \cdot 42800 - 1,147 \cdot 1373} = 0,0269$$

Hay que tener en cuenta que en los ejercicios del capítulo se ha estado considerando un valor del gasto másico de gases de escape de 50,07 kg/s. En anteriores capítulos se ha despreciado el gasto de combustible frente al gasto másico de aire, pero ahora sí se va a tener en cuenta.

El gasto másico de combustible en la cámara de combustión será:

$$\dot{m} = \dot{m}_a + \dot{m}_f = \dot{m}_f \cdot \left(\frac{1}{F} + 1 \right) \quad [10.16]$$

$$\dot{m}_f = \frac{50,07}{\left(\frac{1}{0,0269} + 1 \right)} = 1,312 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

El dosado de post-combustión y el gasto másico de combustible asociado, se calculan de forma análoga:

$$F_{pc} = \frac{\dot{m}_{fpc}}{\dot{m}_{gturbina}} = \frac{h_{04pc} - h_{04}}{\eta_{pc} \cdot H_c - h_{04pc}} = \frac{1,124 \cdot 1973 - 1,147 \cdot 498,7}{0,97 \cdot 42.800 - 1,124 \cdot 1973} = 0,0418$$

$$\dot{m}_{fpc} = F_{pc} \cdot (\dot{m}_a + \dot{m}_f) = 0,0418 \cdot (50,07) = 2,093 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Para el cálculo de los consumos específicos de combustible se utilizarán los valores de los empujes calculados anteriormente despreciando el dosado de combustible, aunque habría sido más exacto no realizar esta hipótesis.

Tobera convergente-divergente SIN post-combustión (ver valor del empuje en tabla 10.3):

$$\dot{g}_{ef} = \frac{\dot{m}_f}{E} = \frac{1,312 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)}{35,46 \cdot 10^3 \left(\frac{\text{N}}{\text{kg}/\text{s}} \right)} \cdot 3600 \left(\frac{\text{s}}{\text{h}} \right) = 0,133 \left(\frac{\text{kg}}{\text{N} \cdot \text{h}} \right)$$

Tobera convergente-divergente CON post-combustión (resumen de resultados en la tabla 10.5):

$$\dot{g}_{ef} = \frac{\dot{m}_f + \dot{m}_{fpc}}{E} = \frac{(1,312 + 2,093) \left(\frac{kg}{s} \right)}{46,64 \cdot 10^3 \left(\frac{N}{kg/s} \right)} \cdot 3600 \left(\frac{s}{h} \right) = 0,263 \left(\frac{kg}{N \cdot h} \right)$$

El consumo específico de combustible se incrementa un 97,7 % al utilizar post-combustión y el empuje un 31,5 %.

Tabla 10.5 Comparación resultados con y sin post-combustión en el caso de tobera convergente-divergente

Parámetro	SINPost-comb.	CON Post-comb.
Velocidad de salida	956,79 m/s	1180,2 m/s
Temperatura de salida	762,24 K	1353,4 K
Presión de salida	0,3bar	0,3 bar
Mach de salida	1,78	1,55
Empuje específico	708,16 N·s/kg	931,57 N·s/kg
Empuje	35,46 kN	46,64 kN
Gasto combustible post	0	2,093 kg/s
Consumo específico.comb.	0,133 kg/(Nh)	0,263 kg/(Nh)

En el caso de post-combustión, aunque la velocidad de salida es superior, el número de Mach es menor. Hay que tener en cuenta que el número de Mach compara la velocidad del fluido con la del sonido en esa localización, que a su vez depende de la temperatura en ese punto. La temperatura de salida con post-combustión es superior y como consecuencia de todo ello el Mach de salida es más reducido.

El consumo específico de combustible del turborreactor se incrementa de forma considerable en el caso de utilizar post-combustión.

EJEMPLO 10.9

A continuación se va a analizar qué área de salida de la tobera sería necesaria en el caso de que el turborreactor trabaje con post-combustión estando la tobera también en ese caso adaptada al salto de presiones en el caso de la tobera convergente-divergente.

SOLUCIÓN:

Caso de tobera convergente-divergente adaptada al salto de presiones:

Se utilizará la misma expresión que en el caso de no utilizar post-combustión, pero con los nuevos valores obtenidos en los ejemplos anteriores:

$$\dot{m} = A_s \cdot c_s \cdot \frac{p_s}{R \cdot T_s} = A_s \cdot c_s \cdot \frac{\gamma \cdot p_s}{c_{pg} \cdot (\gamma - 1) \cdot T_s} \quad [10.17]$$

$$\dot{m} = A_s \cdot c_s \cdot \frac{\gamma \cdot p_5}{c_{pg} \cdot (\gamma - 1) \cdot T_{5pc}} \quad [10.18]$$

$$A_s = (50,07 + 2,093) \left(\frac{kg}{s} \right) \cdot \frac{1124 (J/kg) \cdot 0,3 \cdot (K) \cdot 1353,4 (K)}{1180,2 (m/s) \cdot 1,3 \cdot 0,3 \cdot 10^5 (N/m^2)} = 0,5172 m^2$$

Se recuerda que sin post-combustión el área requerida era 0,3784 m² (ejemplo 10.2). En el caso de que exista post-combustión es necesario que la tobera convergente tenga un área de sección de salida mayor, si se quieren mantener las condiciones del ciclo termodinámico y el gasto másico. También se puede comprobar que se modificará la sección requerida en la garganta, que también aumentará.

Caso de tobera convergente:

Teniendo en cuenta lo obtenido en el ejemplo 10.6 en cuanto a la relación entre el área de salida y el gasto másico:

$$A_s = 0,00679 \left(\frac{m^2 \cdot s}{kg} \right) \cdot 52,163 \left(\frac{kg}{s} \right) = 0,354 m^2$$

Se recuerda que sin post-combustión el área requerida era 0,2538 m² (ejemplo 7.5). Tal como se explica en el ejemplo 10.2, este valor coincide con el área requerida en la sección de garganta de la tobera convergente-divergente, ya que se están considerando las mismas condiciones de contorno.

Con el razonamiento anterior se justifica que un motor turborreactor que opera en condiciones de diseño sin post-combustión tendrá dimensionada la tobera para dichas condiciones. Sin embargo, cuando trabaja con post-combustión, aumenta la temperatura de parada de entrada a la tobera propulsiva y disminuye de forma importante la densidad del fluido. Si se quieren mantener la presión de parada de entrada a la tobera (salvo pérdidas de carga) que coincide con la de salida de la turbina, de forma que el salto en esta última no se vea afectado, será necesario aumentar la sección de salida de la tobera, en el caso de que sea convergente, o bien la geometría de la tobera (área de la garganta y de la sección de salida) en el caso de que sea una tobera convergente-divergente.

En los turborreactores con post-combustión se utilizan toberas de geometría variable.

La ecuación [10.17] permite justificar esta conclusión de forma matemática. Se considera el caso de una tobera convergente-divergente que trabaja bloqueada, tanto en el caso en que haya, como en el que no haya post-combustión. Las condiciones en la garganta serán las críticas, de forma que el salto crítico será muy similar y sólo se diferencia en el γ del fluido que evoluciona. Se va a despreciar la pérdida de carga en el conducto de forma que se supone que se mantiene la presión de parada. Con estas premisas, se tendrá:

$$\frac{\dot{m}_{pc}}{\dot{m}_{gturbina}} = \frac{\dot{m}_{gturbina} + \dot{m}_{fpc}}{\dot{m}_{gturbina}} = (1 + F_{pc}) = \frac{A_{gpc} \cdot \frac{p_{04}}{\sqrt{T_{04pc}}} \cdot \Phi' \left(\left(\frac{2}{1 + \gamma_{pc}} \right)^{\frac{\gamma_{pc}}{\gamma_{pc}-1}} \right)}{A_g \cdot \frac{p_{04}}{\sqrt{T_{04}}} \cdot \Phi \left(\left(\frac{2}{1 + \gamma} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \right)} \quad [10.19]$$

Despreciando el efecto de de la modificación de la relación de calores específicos por la variación de la composición de los gases (suponiendo $\gamma = \gamma_{pc}$) y despreciando asimismo el dosado de post-combustión frente a 1, es decir, suponiendo que el gasto se mantiene básicamente constante, se comprueba que:

$$\frac{A_{gpc}}{A_g} \simeq \frac{\sqrt{T_{04pc}}}{\sqrt{T_{04}}} \quad [10.20]$$

A medida que aumenta la temperatura de post-combustión debe aumentar el área de la sección de garganta.

Este razonamiento es perfectamente válido para el caso de una tobera convergente, en relación con la sección de salida.

Es muy importante tener en cuenta que, si no se modifica el área de la garganta, no se mantendrán las condiciones termodinámicas de parada aguas arriba de la tobera, como se comprobará en el siguiente ejemplo.

EJEMPLO 10.10

Estimar cómo se modificará la presión de parada a la entrada de la tobera en el caso del ejemplo 10.7 (tobera convergente), si se incrementa la temperatura hasta el valor de 1700 °C debido a una post-combustión, pero se mantiene el área de salida en 0,2538 m².

SOLUCIÓN:

Hay que tener en cuenta que se conoce el gasto másico total, ya que el gasto másico de combustible para la post-combustión será el mismo calculado anteriormente. Al considerar el mismo valor de la temperatura de post-combustión se está considerando que se mantiene el valor de T_{04pc} y, por lo tanto, el valor del gasto para alcanzar dicha temperatura.

La velocidad de salida será la del sonido, que depende de la temperatura crítica que es función a su vez de la de parada de entrada a la tobera, que se considera que no varía en esta comprobación, tal como se ha comentado. Ya se han calculado estos valores en el ejemplo 10.7. Se recuerda que se obtenían los valores siguientes:

$$T_c = T_{04pc} \cdot \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right) = 1715,65 \text{ K}; \quad c_{sonido} = \sqrt{\gamma \cdot R \cdot T_c} = 760,6 \frac{m}{s}$$

Bajo esas premisas se obtiene la siguiente relación a partir de la ecuación [7.55]:

$$p_c = \frac{\dot{m} \cdot c_{ppc} \cdot (\gamma_{pc} - 1) \cdot T_c}{\gamma_{pc} \cdot A_g \cdot c_s} = \frac{52,163 \cdot 1124 \cdot 0,3 \cdot 1715,65}{1,3 \cdot 0,2538 \cdot 760,6 \cdot 10^5} = 1,2025 \text{ bar}$$

Teniendo en cuenta la ecuación [7.52] que expresa el salto crítico en una tobera con fricción, se puede calcular cuál será la nueva presión de parada de entrada a la tobera si no se modifica la sección de salida:

$$p_{04'} = \frac{1,2025}{\left[1 - \frac{1}{0,98} \left(\frac{0,3}{2,3}\right)\right]^{4,3}} = 2,23 \text{ bar}$$

La presión que se obtenía en condiciones de diseño era 1,71 bar, luego se comprueba que si no se modifica la geometría de la tobera, si se inyecta una cantidad de combustible que permita por post-combustión alcanzar los 1700 °C antes de entrar en la tobera, aumenta como consecuencia la presión de parada a la entrada de la tobera.

Cuando se pone en funcionamiento la post-combustión se comprueba que si no se modifica el área de la tobera (garganta o salida, si es convergente) la presión aguas arriba se modifica, afectando a toda la instalación, que ya no trabajará en las condiciones de diseño inicialmente consideradas óptimas.

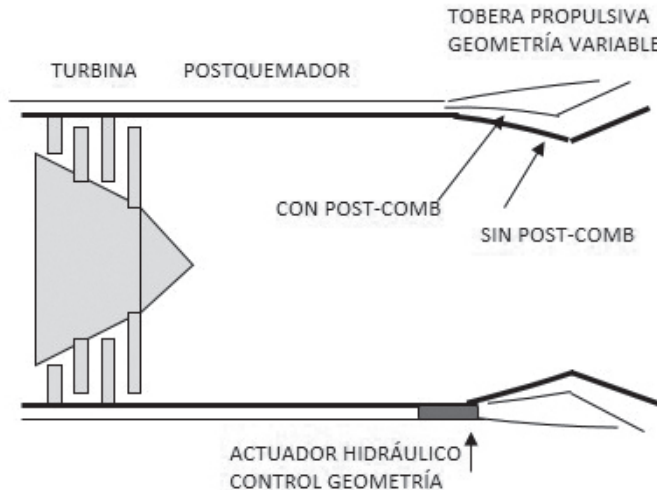


Figura 10.14. Modificación de la geometría de la tobera propulsiva con post-combustión.

El análisis anterior es muy simplificado y sólo es válido para justificar la necesidad de utilizar una tobera de geometría variable. Implícitamente se parte de unas condiciones de diseño sin post-combustión, se dimensiona la tobera en ese caso y luego para cada grado de post-combustión (valor de \dot{m}_{pc} que implica un valor de T_{04pc}) se redimensiona la tobera, bajo el supuesto de que el resto del ciclo no se ve afectado. Esto permite obtener una ley de variación de la sección de salida con el grado de post-combustión. Sin embargo, un estudio más preciso implica el análisis del comportamiento del motor en condiciones fuera de diseño, en la línea de lo estudiado en el capítulo anterior, ya que al considerar los gastos de combustible aportados en la cámara de combustión y en el postquemador, podrán variar ligeramente los puntos de trabajo de las turbomáquinas, a pesar de que se adapte la geometría de la tobera.

10.3.3. Contaminación asociada

En el caso de las turbinas de gas en general, las emisiones más preocupantes corresponden a los óxidos de nitrógeno, mezcla de dos compuestos: óxido nitroso NO y dióxido de nitrógeno NO₂. Aunque una pequeña parte de los NOx puede provenir de la reacción del posible nitrógeno presente en el combustible con el oxígeno del aire, la mayoría de los óxidos de nitrógeno se producen como consecuencia de la reacción del nitrógeno del aire con el oxígeno. Esta reacción depende fundamentalmente de la temperatura máxima de combustión⁶ y del tiempo de permanencia de los productos en esas condiciones. Se comprueba que la formación de NO_x se incrementa al aumentar el valor de dicha temperatura, aunque hay que precisar que para temperaturas por debajo aproximadamente de los 1400 °C, su formación es escasa. Conviene recordar que la temperatura de combustión depende de la temperatura inicial de la mezcla y del dosado de la mezcla en la zona primaria. En relación con la dependencia de la temperatura de entrada del aire a la cámara de combustión se puede afirmar que a medida que aumenta la relación de compresión del ciclo, mayor será la producción de NO_x. Por otra parte, dado que el dosado tiene una influencia directa sobre la tempe-

⁶ Temperatura adiabática de la llama. Revisar capítulo 2 de la Unidad Didáctica de Máquinas Térmicas.

ratura máxima de combustión, se deduce que la formación de NO_x está muy afectada por este parámetro, tal como se refleja en la figura 10.15. En dicha figura se comprueba que la mayor tasa de producción de NO_x se obtiene cuando se produce la combustión de una mezcla con dosado próximo al estequiométrico, de lo que se deduce que en las cámaras de combustión convencionales mencionadas anteriormente, que trabajan con llamas de difusión en las que el dosado es prácticamente el estequiométrico en la zona de reacción, la formación de este tipo de contaminantes es relevante.

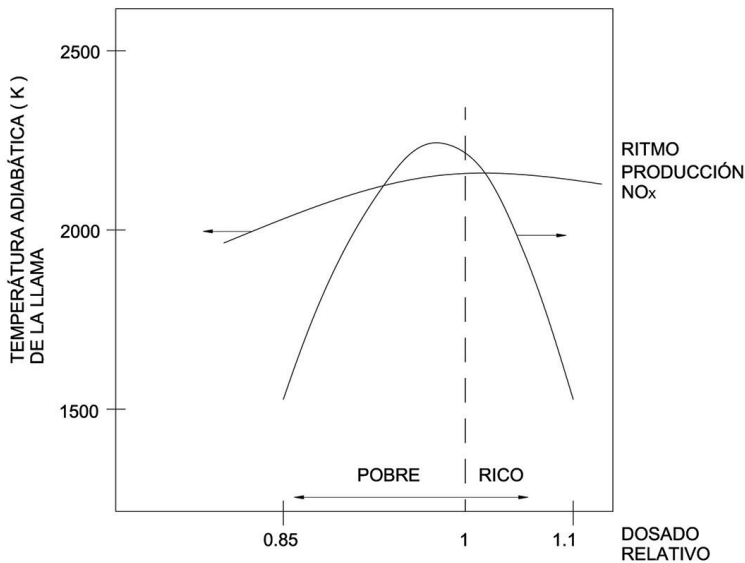


Figura 10.15. Influencia del dosado sobre la tasa de formación de NO_x y sobre la temperatura adiabática de la llama.

De todo lo anterior se deduce que en el caso de los motores de reacción que trabajan en condiciones operativas muy variables, la máxima producción de NO_x tendrá lugar durante el despegue y, en general, en situaciones en las que se alcance la máxima potencia (figura 10.16).

El monóxido de carbono y los hidrocarburos sin quemar no son contaminantes importantes en el caso de las turbinas de gas de aviación ni en las industriales, debido al gran exceso de aire global con el que trabajan estos motores, ya que en principio existe oxígeno suficiente para que se produzca la reacción de oxidación completa en el interior de la cámara de combus-

ción. En el caso de las turbinas de gas de aviación, estos contaminantes se generan principalmente a muy bajas cargas, cuando las condiciones de presión y temperatura en la cámara de combustión son reducidas. En el resto de las condiciones de operación (despegue, ascenso, crucero o aproximación) su producción es mínima.

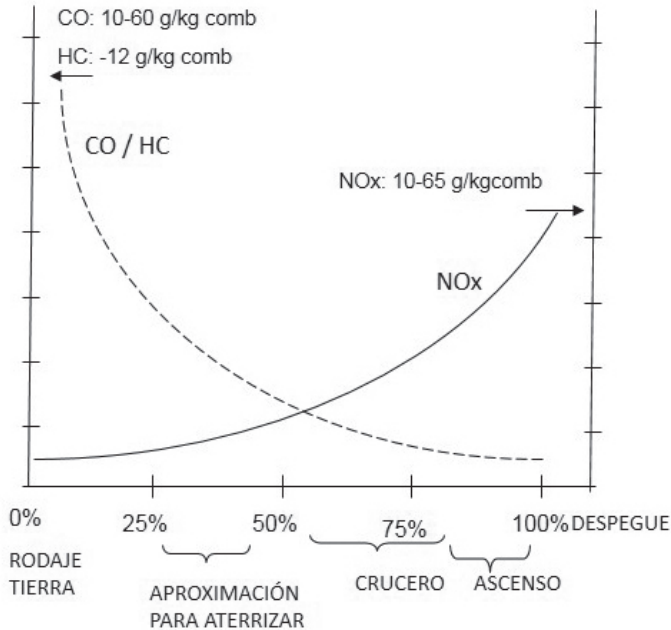


Figura 10.16. Influencia de la situación operativa del motor sobre las emisiones (expresadas en gramos / kg de combustible quemado).

Por otra parte, no se suele hablar del problema de las emisiones de óxidos de azufre porque se utilizan en la mayoría de los casos combustibles que una proporción muy reducida de azufre en su composición.

La producción de partículas carbonosas (humo), en general no es excesivamente importante en las turbinas de gas, pero pueden producirse en zonas de la cámara con dosados excesivamente ricos por una mala formación de la mezcla. Las cámaras de premezcla pobre que se explican a continuación, reducen significativamente la presencia de este tipo de contaminante.

Es interesante señalar que el interés por reducir las emisiones contaminantes por parte de este tipo de motores es relativamente reciente. Hace 30 años ese condicionante del diseño no existía, excepto en lo que se refería a la contaminación por ruido. Como consecuencia de ello las instalaciones y los motores contaminaban más que en la actualidad, debido a que no se tomaban medidas correctoras en este sentido y el diseño tenía como único objetivo conseguir una combustión estable y eficiente, con poca pérdida de carga. El estado del arte actual permite contar con turbinas de gas industriales y de aviación muy poco contaminantes, y hay que destacar que la cámara de combustión se está convirtiendo en un elemento condicionante del diseño de las turbinas de gas avanzadas. En la industria los límites permitidos de NO_x han sido inferiores a los permitidos en aviación, de forma que, por esta razón, las turbinas de gas industriales han liderando por primera vez el diseño de este tipo de motores en el aspecto concreto del diseño del sistema de combustión. En cualquier caso, hay presiones sobre la industria de los motores de aviación para que se reduzcan sus emisiones y se está endureciendo la normativa al respecto, de forma que los distintos fabricantes están incorporando en los nuevos modelos sistemas de control de emisiones.

10.3.4. Cámaras de combustión de premezcla pobre

A estas cámaras se les suele denominar cámaras de reducción seca de NO_x o cámaras de combustión con premezcla pobre y con su diseño se pretende reducir la formación este tipo de contaminantes en el proceso de combustión a través del control de dicho proceso.

Estas cámaras se diseñan para que la combustión tenga lugar mediante una deflagración (llama de premezcla a velocidad subsónica). Por tanto, primero se forma la mezcla de aire y combustible y a continuación se introduce en la cámara para su combustión. El frente de llama debe permanecer en una posición estacionaria determinada, de forma que se debe garantizar que la velocidad de propagación de la llama es adecuada, para no verse arrastrada por la mezcla fresca que se introduce de forma continua en la cámara.

Es importante resaltar que la premezcla aire-combustible es pobre en combustible, con un dosado que puede ser de 1:35, frente a un dosado estequiométrico ~ 1:17,1 en el caso del gas natural (dosado relativo 0,48) sien-

do bastante inferior al dosado medio en la zona primaria de los sistemas convencionales; se trata, por tanto, de operar cerca del límite inferior de inflamabilidad. Cuando se produce la combustión de dicha mezcla pobre, la energía liberada por el combustible aumenta la entalpía sensible de una masa superior de gases, debido al exceso de aire primario, de forma que la temperatura máxima alcanzada es inferior al caso de llama de difusión (entorno de 1600°C , cuando en el caso de combustión por difusión se alcanzan temperaturas de llama que pueden llegar a superar los 2200°C). En contrapartida, no se requiere prácticamente aire secundario y es necesario menor gasto de aire para dilución, al reducirse la temperatura de los gases producto de la combustión. Lo que se ha descrito corresponde a cámaras de premezcla pobre en las que se controla el flujo de aire y el reparto entre lo que se introduce en la zona primaria y en la zona de dilución, aunque la cantidad total de aire necesario en el proceso se mantiene y el dosado global también para mantener la temperatura de entrada a la turbina.

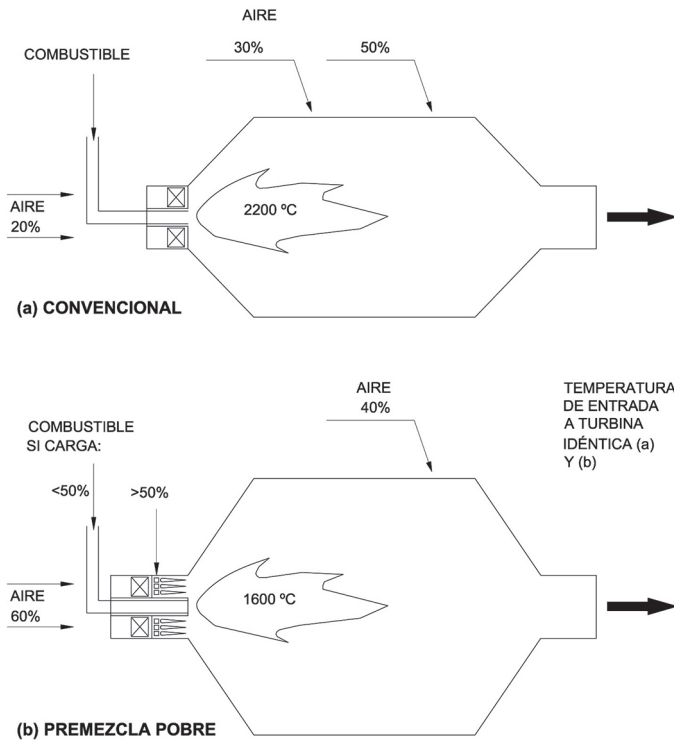


Figura 10.17. Comparación entre cámaras de combustión convencionales y de premezcla pobre.

Otra característica importante de este tipo de cámaras frente a las convencionales es su mayor volumen, con lo que se pretende aumentar el tiempo de residencia del fluido con el fin de garantizar que la combustión sea completa y evitar que la llama se apague en las proximidades de la pared. De esta forma, se logran emisiones extremadamente bajas no sólo de NO_x sino también de CO y HC.

En la figura 10.17 se comparan ambos sistemas de combustión, de forma muy esquemática, en cuanto a temperatura de llama, tanto por ciento de aire que aproximadamente interviene directamente en el proceso de combustión a plena carga y volumen de la cámara

Es importante destacar que en las instalaciones de turbina de gas es muy habitual modificar el nivel de potencia (grado de carga) variando el dosado de la cámara de combustión, manteniendo el gasto de aire básicamente constante. En este sentido, las cámaras de premezcla pobre presentan el inconveniente de que a cargas parciales reducidas la mezcla llegue a tener un dosado tan bajo que se halle fuera del margen de inflamabilidad de llamas de premezcla. En esas en dichas circunstancias es necesario volver al sistema de combustión por difusión en ciertos grados de carga, con dosados localmente estequiométricos en la zona primaria. Esto conduce a altas emisiones de NO_x , pero es un modo de operación poco frecuente.

Esta técnica tiene, por tanto, un margen de operación satisfactoria para que tanto los NO_x como el CO y el HC se mantengan en niveles bajos. En general, estas cámaras trabajan con llamas de difusión para cargas menores del 25%. Por encima del 50% de la potencia máxima trabajan propiamente con premezcla, y entre el 25% y el 50% trabajan con una situación híbrida, controlando el reparto de aire entre la zona primaria y la de dilución. Otros sistemas, en la misma línea de realizar la combustión con llama de premezcla pobre, realizan una combustión en dos etapas (etapa piloto y etapa principal). En ese caso lo que se controla es el reparto del combustible inyectado en cada etapa.

En el caso de las turbinas de gas industriales, esta técnica da lugar a una considerable reducción en los NO_x , que en el caso de utilizar gas natural es suficiente para cumplir con las legislaciones más estrictas, ya que se pueden lograr incluso valores por debajo de 10 ppmv⁷. Sin embargo, en el caso de

⁷ Hay que resaltar que estos datos de reducción de emisiones se obtienen en el caso de que se trabaje por encima del 50% de carga máxima.

emplear un combustible líquido, esta tecnología debe combinarse con la inyección de diluyente (agua) en el caso de reglamentaciones anticontaminantes exigentes.

En el caso de los motores de reacción la emisión de NO_x varía significativamente a lo largo del ciclo de operación (rodar en tierra, despegue, crucero, aproximación para toma), siendo las emisiones máximas durante el despegue, ya que en esas condiciones de funcionamiento se requiere la máxima potencia, las condiciones de presión y temperatura de entrada a la cámara de combustión serán más elevadas y la temperatura de combustión también. Con el empleo de las cámaras de premezcla pobre se puede reducir la formación de NO_x , pero se tiene que extremar el cuidado en el diseño, ya que en este caso el problema de la estabilidad de la llama, posibles apagados de llama y el reencendido a elevadas altitudes conlleva el problema añadido de conseguir suficiente margen para no comprometer la seguridad en la operación. La inyección de diluyente para controlar las de NO_x se descarta en este caso, dado que se requieren caudales de agua similares a los de combustible para reducir en un 50% la producción de NO_x , lo que conlleva tanques de almacenamiento y un peso excesivo⁸.

10.4. COMBUSTIBLES

Las turbinas de gas de aviación se utilizan combustibles líquidos de la familia de los querosenos (en algunos casos mezclas de queroseno con gasolina) bajo las siguientes denominaciones:

JP4: Es un combustible muy utilizado en aviación militar. Sin embargo, debido a su bajo punto de inflamación, tiene un riesgo potencial de manejo, y además es muy volátil.

JP5: Combustible utilizado también en aplicaciones militares Este combustible posee un punto inflamación más alto (60°C) y una temperatura de inicio de evaporación más alta (180°C), lo que supone menores problemas de almacenaje y manipulación, aunque su precio es más elevado.

⁸ La inyección de agua en la cámara de combustión se ha utilizado durante años con el fin de aumentar la potencia en el despegue, pero está en desuso en los motores actuales.

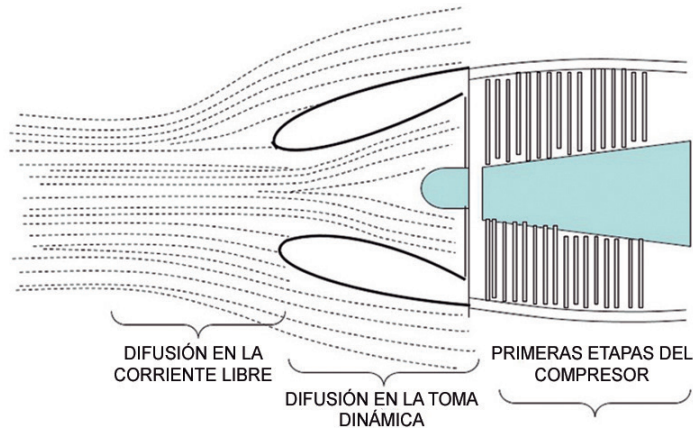


Figura 10.18. Esquema de una toma dinámica subsónica.

JET A y **JET B**: Similares al JP5 y al JP4 respectivamente, son las denominaciones utilizadas en aplicaciones civiles.

10.5. TOMA DINÁMICA

En el capítulo 7 se explicaba que, salvo durante la operación del avión en tierra, el motor tiene una velocidad relativa a la masa de aire de admisión y ello implica que se produce una compresión que se ha denominado compresión dinámica previa a la entrada física al motor. No obstante, en la parte frontal del motor siempre existe un conducto al que se denomina difusor de entrada o toma dinámica, que puede tener geometrías diferentes, dependiendo de las condiciones operativas previstas para la aeronave, de forma que no siempre es un conducto internamente divergente, pudiendo ser convergente-divergente e incluso en algunos diseños convergente, con el fin de aumentar la estabilidad de la corriente y conseguir un campo uniforme de velocidades de entrada al compresor, como se va a tratar de clarificar a continuación.

10.5.1. Tomas dinámicas subsónicas

En la figura 10.18 se ha representado el flujo de aire en la admisión de un motor que está instalado en una aeronave con velocidad de vuelo sub-

sónica. En el esquema se muestra una geometría aproximada del conducto difusor de entrada en ese caso. Se comprueba que debido a la forma que adoptan las líneas de corriente por la presencia del motor en la masa de aire, se produce una compresión en la corriente libre, que supone aproximadamente el 75% de lo que se ha denominado compresión dinámica. Posteriormente, dentro de la toma física, el fluido se seguirá comprimiendo y decelerando hasta la sección de entrada al compresor (25% de compresión dinámica restante). Interesa que gran parte de la compresión dinámica se realice en la corriente libre debido a que las pérdidas de rozamiento son menores, lo que aumenta el rendimiento isentrópico de la compresión dinámica en su conjunto. No obstante, el tubo de corriente en el que se produce dicha compresión exterior será más corto a medida que aumenta la velocidad de vuelo

10.5.2. Tomas dinámicas supersónicas

Cuando un motor dotado de una toma dinámica como la representada en la figura 10.18 recibe el aire a velocidad supersónica (Mach vuelo >1), el aire no tiene tiempo de adaptarse a la presencia del motor y no se forma el tubo de corriente divergente como en el caso anterior, ya que la perturbación que produce la aeronave se desplaza a la velocidad del sonido, que es inferior a la de la velocidad del aire respecto del motor⁹, al ser la velocidad supersónica. Por tanto, se formará una onda de choque plana previa a la entrada a la toma, en la que el flujo se decelerará bruscamente (el flujo pasará de supersónico a subsónico) produciéndose elevadas pérdidas de presión de parada (figura 10.19). Por ello, cuando el motor va a trabajar a velocidades de vuelo supersónicas elevadas se requiere un diseño especial del difusor de entrada para reducir las pérdidas que tienen lugar en el proceso necesario de deceleración de la corriente previa a la entrada al compresor, favoreciendo la formación de ondas de choque oblicuas que contribuyan a la compresión final del aire de admisión y que sin embargo

⁹ Se está considerando en todo el razonamiento el sistema de referencia unido al motor, siendo «u» la velocidad de incidencia del aire sobre el motor. En general, se ha asimilado esta velocidad a la de vuelo de la aeronave, que debe ser entendida como velocidad de vuelo respecto de la masa de aire circundante. En la mayoría de los casos esta velocidad no coincide con la de la aeronave respecto de un observador unido a tierra debido a que el avión vuela en zonas de la atmosfera donde la masa el aire que lo rodea tiene una velocidad respecto de tierra no despreciable y muchas ocasiones muy significativa.

conlleven pérdidas de carga mucho más reducidas (pérdidas de presión de parada). Conviene recordar que las ondas de choque oblicuas reducen la velocidad del fluido supersónico en una cuantía que depende de su inclinación. Sólo las ondas de choque planas o normales ($\beta=90^\circ$) producen el cambio de supersónico a subsónico (figura 10.20).

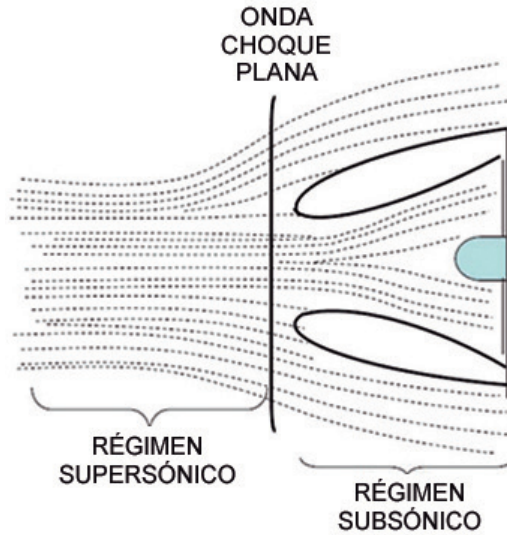


Figura 10.19. Toma dinámica subsónica trabajando a régimen supersónico.

En la figura 10.20 se muestra la posible geometría de una toma dinámica supersónica, de las denominadas en cuña, de sección frontal rectangular, cuyo conducto interno es convergente y actúa como difusor en el caso de que la corriente que penetra en el conducto tenga régimen supersónico.

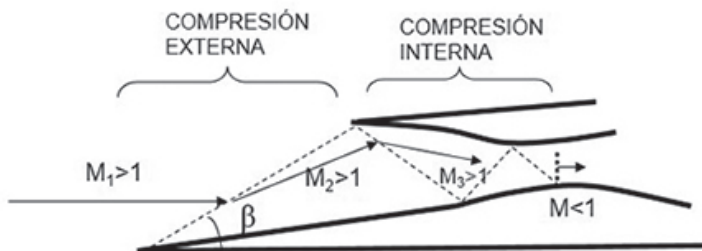


Figura 10.20. Toma dinámica supersónica en cuña. Sección frontal rectangular. Compresión dinámica mediante ondas de choque oblicuas.

En la figura 10.21 se muestra un esquema aproximado de otro tipo de toma dinámica supersónica, en este caso de las denominadas de doble cuña, en la que se observa que el conducto por el que pasa el aire a lo largo de la toma es convergente-divergente. Tal como se estudió en el epígrafe 10.1.2, este conducto puede actuar todo él como difusor. Para las condiciones de diseño se podría lograr que el aire se decelerara hasta las condiciones sónicas en la garganta, de forma que siguiera comprimiéndose y decelerándose en el tramo divergente.

Hay que tener en cuenta, no obstante, que los reactores con capacidad de vuelo en condiciones supersónicas también tienen que trabajar correctamente en vuelo subsónico, de forma que la toma dinámica de estos motores debe tener geometría variable. Una posibilidad es que el cuerpo central que define las cuñas se desplazar o bien que se modifique por algún procedimiento la geometría interna del conducto.

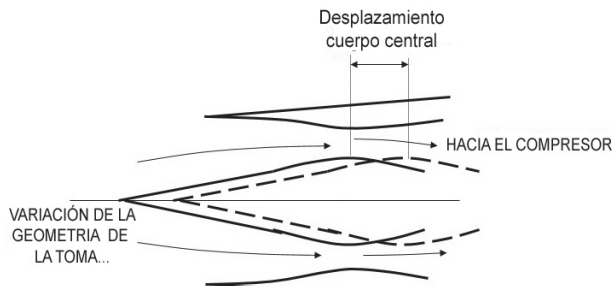


Figura 10.21. Toma dinámica supersónica de geometría variable.

RESUMEN

En este capítulo se han analizado algunas características adicionales de algunos de los equipos que forman parte del motor de reacción, en concreto: toberas propulsivas, cámaras de combustión, postquemador y tomas dinámicas.

En algunos casos puede resultar conveniente utilizar toberas propulsivas convergente-divergentes, a pesar de su mayor coste y complejidad.

Un conducto convergente-divergente puede expandir el fluido en la parte convergente y comprimir el fluido en la parte divergente si el fluido se admite a velocidad subsónica y la presión de descarga no es inferior a cierto valor que provoca que se alcancen condiciones sónicas en la garganta.

Una tobera convergente-divergente con flujo isentrópico se bloquea cuando se alcanzan condiciones sónicas en la garganta ($M_g=1$), de forma que el gasto másico también alcanza su valor máximo.

Una tobera propulsiva convergente-divergente permite acelerar los gases de escape por encima de la velocidad del sonido.

Se dice que una tobera convergente-divergente está adaptada al salto de presiones cuando el fluido se acelera y se expande a lo largo de todo el conducto de forma que la presión de salida coincide con la presión de descarga; las condiciones a la salida son supersónicas y las condiciones en la garganta son sónicas.

Dos toberas convergente-divergentes de diferente geometría no pueden estar adaptadas ambas al mismo salto de presiones, proporcionando el mismo gasto.

Una tobera convergente-divergente debe tener una geometría determinada para que esté adaptada a un salto de presiones dado, trasegando un determinado caudal. Si no está bien dimensionada la presión en la salida no será la inicialmente esperada.

El gasto másico máximo está determinado por el área de sección mínima de la tobera. Tendrá un gasto másico máximo menor la tobera que tenga un área de garganta menor, aunque el área de la sección de salida sea la misma y el salto de presiones a disposición del conducto sea idéntico.

Si se utiliza una tobera propulsiva convergente-divergente, en lugar de una tobera convergente, se obtiene un mayor empuje, siempre que se alcancen condiciones sónicas en la garganta.

Si se utiliza una tobera convergente-divergente adaptada al salto de presiones, el empuje específico es mayor que si se emplea una tobera convergente para el mismo ciclo termodinámico del turborreactor. Ambas estarán bloqueadas pero en el caso de la tobera convergente-divergente la presión en la sección de salida coincide con la presión de descarga, mientras que no sucede así en el caso de la tobera convergente, produciéndose en este último caso una expansión fuera del conducto hasta la presión de descarga.

La post-combustión consiste en inyectar y quemar combustible adicional a la salida de la turbina, utilizando como comburente el oxígeno excedente presente en los gases de escape.

La post-combustión supone un incremento de la temperatura a la entrada de la tobera, que conduce a un mayor salto entálpico en la tobera; la velocidad de salida de los gases se eleva de forma importante, lo que implica un aumento del empuje específico del turborreactor.

El consumo específico de combustible del turborreactor se incrementa de forma considerable en el caso de utilizar post-combustión.

Este sistema se utiliza en los motores de los aviones militares para incrementar el empuje de forma significativa en maniobras de combate.

En los turborreactores con post-combustión se deben utilizar toberas de geometría variable. A medida que aumenta la temperatura de post-combustión debe aumentar el área de la sección de garganta y el área de salida.

Cuando se pone en funcionamiento la post-combustión se comprueba que si no se modifica el área de la tobera, la presión aguas arriba se modifica, afectando a toda la instalación, que ya no trabajará en las condiciones de diseño inicialmente consideradas óptimas.

En cuanto a las emisiones contaminantes de estos motores, se puede destacar que la emisión más importante corresponde a los NO_x , cuya formación, a partir de la reacción del oxígeno y nitrógeno atmosféricos, está favorecida por altas temperaturas de combustión. Dado que los motores de reacción trabajan en condiciones operativas muy variables, la máxima producción de NO_x tendrá lugar durante el despegue y, en general, en situaciones en las que se alcance la máxima potencia.

El monóxido de carbono y los hidrocarburos sin quemar no son contaminantes importantes en el caso de las turbinas de gas de aviación, como tampoco lo son en el caso de las turbinas de gas industriales, debido al elevado exceso de oxígeno durante el proceso de combustión característico de estos motores y los mayores tiempos de residencia, que favorecen que la combustión llegue a ser completa.

Las denominadas cámaras de combustión con premezcla pobre o cámaras de reducción seca de NO_x , pretenden reducir la formación este tipo de contaminantes en el proceso de combustión a través del control de dicho proceso.

Estas cámaras se diseñan para que la combustión tenga lugar mediante una deflagración (llama de premezcla a velocidad subsónica). Por tanto, primero

se forma la mezcla de aire y combustible y a continuación se introduce en la cámara para su combustión. Cuando se produce la combustión de dicha mezcla pobre, la energía liberada por el combustible aumenta la entalpía sensible de una masa superior de gases, debido al exceso de aire primario (a expensas del secundario y terciario), de forma que la temperatura máxima alcanzada es inferior al caso de llama de difusión (en el entorno de 1600°C, cuando en el caso de combustión por difusión se alcanzan temperaturas de llama que pueden llegar a superar los 2200°C).

En la parte frontal del motor siempre existe un conducto al que se denomina toma dinámica o difusor de entrada, que puede tener geometrías diferentes, dependiendo de las condiciones operativas previstas para la aeronave, de forma que no siempre es un conducto internamente divergente, pudiendo ser convergente-divergente e incluso en algunos diseños convergente, con el fin de aumentar la estabilidad de la corriente y conseguir un campo uniforme de velocidades

En el caso de vuelo subsónico, se comprueba que debido a la forma que adoptan las líneas de corriente por la presencia del motor en la masa de aire, se produce una compresión en la corriente libre, que supone aproximadamente el 75% de lo que se ha denominado compresión dinámica. Posteriormente, dentro de la toma, el fluido se seguirá comprimiendo y decelerando hasta la sección de entrada al compresor (25% restante de la compresión dinámica).

En el caso de velocidades de vuelo supersónicas se tenderá a formar una onda de choque plana previa a la entrada a la toma, en la que el flujo se decelerará bruscamente (el flujo pasará de supersónico a subsónico) produciéndose elevadas pérdidas de presión de parada. Aunque las denominadas tomas subsónicas pueden utilizarse en el caso de un Mach de vuelo supersónico moderado, cuando el motor va a trabajar a velocidades de vuelo supersónicas elevadas (por encima de $M \sim 2$) se requiere un diseño especial del difusor de entrada para reducir las pérdidas que tienen lugar en el proceso necesario de deceleración de la corriente previa a la entrada al compresor. Se trata de diseños que favorezcan la formación de ondas de choque oblicuas que contribuyan a la compresión gradual del aire de admisión (a su paso por la onda oblicua el flujo se decelera pero sigue siendo supersónico) y que sin embargo conlleven pérdidas de carga mucho más reducidas.

Anexos

ANEXO I

JUSTIFICACIÓN DE ECUACIONES DE LOS CAPÍTULOS 7 Y 10.

I.1. Demostración de la ecuación [7.15] que relaciona la forma del conducto con el número de Mach en procesos de expansión y compresión

Por ser el flujo estacionario y unidimensional, se puede aplicar la ecuación de la conservación de la masa o de la continuidad:

$$\frac{A \cdot c}{v} = cte \quad [\text{AI.1}]$$

Tomando logaritmos y diferenciando se obtiene:

$$\frac{dA}{A} + \frac{dc}{c} - \frac{dv}{v} = 0 \quad [\text{AI.2}]$$

Por ser flujo isentrópico y considerar que el gas se comporta como un gas perfecto, se cumple:

$$p \cdot v^\gamma = cte \quad [\text{AI.3}]$$

que en forma diferencial resulta:

$$\frac{dv}{v} = -\frac{1}{\gamma} \cdot \frac{dp}{p} \quad [\text{AI.4}]$$

La ecuación de la conservación de la energía para sistemas abiertos, supuesto el trabajo exterior nulo y el proceso adiabático será:

$$h + \frac{c^2}{2} = h_{00} = cte \quad [\text{AI.5}]$$

Diferenciando la ecuación [AI.5] y dividiendo por c^2 , se llega a la siguiente expresión:

$$\frac{dc}{c} = -\frac{dh}{c^2} \quad [\text{AI.6}]$$

En procesos isentrópicos se cumple (ecuación de Gibbs):

$$dh = v dp \quad [\text{AI.7}]$$

Por tanto:

$$\frac{dc}{c} = -\frac{v \cdot dp}{c^2} \quad [\text{AI.8}]$$

Sustituyendo en [AI.2], las expresiones [AI.4] y [AI.8] y teniendo en cuenta la ecuación de estado, resulta:

$$\frac{dA}{A} - \frac{v \cdot dp}{c^2} + \frac{1}{\gamma} \cdot \frac{dp}{p} = 0 \quad [\text{AI.9}]$$

$$\frac{dA}{A} = \frac{dp}{p} \cdot \left[\frac{p \cdot v}{c^2} - \frac{1}{\gamma} \right] = \frac{1}{\gamma} \cdot \frac{dp}{p} \cdot \left[\frac{\gamma \cdot R \cdot T}{c^2} - 1 \right] \quad [\text{AI.10}]$$

$$\frac{dA}{A} = \frac{1}{\gamma} \cdot \frac{dp}{p} \cdot \left[\frac{a^2}{c^2} - 1 \right] = \frac{1}{\gamma} \cdot \frac{dp}{p} \cdot \left[\frac{1}{M^2} - 1 \right] \quad [\text{AI.11}]$$

I.2. Justificación de la expresión de la curva característica de una tobera convergente: el gasto en función del salto de presiones p_{00}/p (ecuación 7.40).

$$\dot{m} = A \cdot \rho \cdot c = cte \quad [\text{AI.12}]$$

La velocidad a lo largo del conducto se puede expresar a partir de la ecuación de la energía:

$$h_{00} = h + \frac{c^2}{2} \quad [\text{AI.13}]$$

$$c = \sqrt{2 \cdot (h_{00} - h)} = \sqrt{2 \cdot c_p \cdot (T_{00} - T)} = \sqrt{2 \cdot \frac{c_p}{R} \cdot (p_{00} \cdot v_{00} - p \cdot v)} \quad [\text{AI.14}]$$

$$c = \sqrt{2 \cdot \frac{\gamma}{\gamma - 1} \cdot p_{00} \cdot v_{00} \cdot \left(1 - \frac{p \cdot v}{p_{00} \cdot v_{00}} \right)} \quad [\text{AI.15}]$$

Teniendo en cuenta que por ser el proceso isentrópico:

$$p_{00} \cdot v_{00}^\gamma = p \cdot v^\gamma \quad [\text{AI.16}]$$

$$c = \sqrt{2 \cdot \frac{\gamma}{\gamma-1} \cdot p_{00} \cdot v_{00} \cdot \left[1 - \left(\frac{p}{p_{00}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]} \quad [\text{AI.17}]$$

De la expresión anterior se deduce que la velocidad del fluido en un punto de su trayectoria, a lo largo del conducto, depende de las condiciones de entrada P_{00} , v_{00} así como del valor de la presión en dicho punto.

Sustituyendo la expresión obtenida para la velocidad en la ecuación del gasto:

$$\dot{m} = \frac{A \cdot c}{v} = \frac{A}{v} \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{\gamma}{\gamma-1} \cdot p_{00} \cdot v_{00} \cdot \left[1 - \left(\frac{p}{p_{00}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]} \quad [\text{AI.18}]$$

$$\dot{m} = A \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{\gamma}{\gamma-1} \cdot \frac{p_{00} \cdot v_{00}}{v^2} \cdot \left[1 - \left(\frac{p}{p_{00}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]} \quad [\text{AI.19}]$$

$$\dot{m} = A \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{\gamma}{\gamma-1} \cdot \frac{p_{00}}{v_{00}} \cdot \left(\frac{v_{00}}{v} \right)^2 \cdot \left[1 - \left(\frac{p}{p_{00}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]} \quad [\text{AI.20}]$$

$$\dot{m} = A \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{\gamma}{\gamma-1} \cdot \frac{p_{00}}{v_{00}} \cdot \left[\left(\frac{p}{p_{00}} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p}{p_{00}} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]} \quad [\text{AI.21}]$$

Dado que, por la ecuación de los gases perfectos:

$$\frac{1}{v_{00}} = \frac{p_{00}}{R \cdot T_{00}} \quad [\text{AI.22}]$$

Resulta:

$$\dot{m} = A \cdot \frac{p_{00}}{\sqrt{T_{00}}} \cdot \Phi \left(\frac{p}{p_{00}} \right) \quad [\text{AI.23}]$$

donde:

$$\Phi \left(\frac{p}{p_{00}} \right) = \sqrt{\frac{2}{R} \cdot \frac{\gamma}{\gamma-1} \cdot \left[\left(\frac{p}{p_{00}} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p}{p_{00}} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]} \quad [\text{AI.24}]$$

I.3. Justificación de que en una tobera convergente-divergente con fricción la velocidad del sonido no se alcanza en la garganta. Demostración ecuación [10.2]

Teniendo en cuenta que en la tobera se mantiene la entalpía de parada, porque no hay posibilidad de intercambio de trabajo con el entorno y se supone el proceso adiabático, la velocidad del fluido en una sección genérica en la que la temperatura estática sea T , se obtendrá a través de la ecuación [AI.25], para un proceso politrópico, teniendo en cuenta la ecuación de estado de los gases ideales:

$$c = \sqrt{2 \cdot c_p (T_{00} - T)} = \sqrt{2 \cdot c_p \cdot T \cdot \left(\frac{T_{00}}{T} - 1 \right)} = \sqrt{\frac{2 \cdot R \cdot \gamma}{\gamma-1} \cdot T \cdot \left(\left(\frac{p_{00}}{p} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right)} \quad [\text{AI.25}]$$

Por otra parte, operando como en el capítulo 7, se llega a la conclusión de que en la garganta (sección de área mínima) se obtiene el máximo de la función Φ' que será similar a la expresada en [AI.24], pero en el caso de que el proceso sea politrópico. Se llega a la siguiente expresión de Φ' en función del salto de presiones para un proceso politrópico:

$$\Phi' \left(\frac{p}{p_{00}} \right) = \sqrt{\frac{2\gamma}{R(\gamma-1)} \left[\left(\frac{p}{p_{00}} \right)^{\frac{2}{n}} - \left(\frac{p}{p_{00}} \right)^{\frac{n+1}{n}} \right]} \quad [\text{AI.26}]$$

El máximo de Φ' se obtiene derivando la función anterior, resultando el siguiente ratio de presiones en la garganta que dará lugar al máximo de la función (máximo en la sección de área mínima):

$$\frac{p_{gta}}{p_{00}} = \left(\frac{2}{n+1} \right)^{\frac{n}{n-1}} \quad [\text{AI.27}]$$

Particularizando la ecuación [10.2] para el caso de la garganta y utilizando la expresión [10.4], se obtiene:

$$c_{gta} = \sqrt{\frac{2 \cdot R \cdot \gamma \cdot T_{gta}}{\gamma - 1} \cdot \left(\left(\frac{p_{00}}{p_{gta}} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right)} \quad [\text{AI.28}]$$

Teniendo en cuenta la expresión de la velocidad del sonido para gases ideales y la expresión [10.4], en el supuesto de que se haya alcanzado el máximo del gasto másico, se puede comprobar que se llega a la siguiente relación:

$$c_{gta} = a_{gta} \cdot \sqrt{\frac{n-1}{\gamma-1}} \quad [\text{AI.29}]$$

Luego el número de Mach en la garganta, en el caso de flujo con fricción, será:

$$M_g = \sqrt{\frac{n-1}{\gamma-1}} \quad [\text{AI.30}]$$

Dado que para una expansión politrópica adiabática $n < \gamma$, se obtiene $M_g < 1$.

Por otra parte, se sabe que para una compresión politrópica adiabática $n > \gamma$, luego en ese caso $M_g > 1$.

ANEXO II

DATOS DE LA ATMÓSFERA NORMAL INTERNACIONAL

Es una estimación de la distribución vertical de temperatura atmosférica, presión y densidad que se ha definido por acuerdos internacionales y que sirve de base para la calibración de instrumentos, diseño de motores de aviación y aeronaves, etc.

Altitud		Temperatura	Presión		Peso específico
ft	m	(°K)	in Hg	kg/m ²	kg/m ³
0	0	288,1	29,92	10.331	1,225
1.000	304,8	286,1	28,86	9.965	1,189
2.000	609,6	284,1	27,82	9.606	1,154
3.000	914,4	282,2	26,82	9.261	1,121
4.000	1.219,2	280,2	25,84	8.922	1,088
5.000	1.524,0	278,2	24,90	8.998	1,055
6.000	1.828,8	276,2	23,98	8.280	1,023
7.000	2.133,6	274,2	23,09	7.973	0,993
8.000	2.438,4	272,2	22,23	7.676	0,962
9.000	2.743,2	270,3	21,39	7.386	0,933
10.000	3.048,0	268,3	20,58	7.106	0,904
11.000	3.352,8	266,3	19,79	6.833	0,876
12.000	3.657,6	264,3	19,03	6.571	0,849
13.000	3.962,4	262,4	18,29	6.315	0,822
14.000	4.267,2	260,4	17,58	6.070	0,796
15.000	4.572,0	258,4	16,89	5.382	0,770
16.000	4.876,8	256,4	16,22	5.600	0,746
17.000	5.181,6	254,4	15,57	5.376	0,721
18.000	5.886,4	252,4	14,94	5.158	0,698
19.000	5.791,2	250,5	14,34	4.951	0,675
20.000	6.096,0	248,5	13,75	4.747	0,652
21.000	6.400,8	246,5	13,18	4.551	0,630
22.000	6.705,6	244,5	12,64	4.364	0,609
23.000	7.010,4	242,5	12,11	4.181	0,588
24.000	7.315,2	240,5	11,60	4.005	0,568
25.000	7.620,0	238,5	11,10	3.832	0,549
26.000	7.924,8	236,5	10,63	3.670	0,529
27.000	8.229,6	234,5	10,17	3.511	0,511
28.000	8.534,4	232,5	9,72	3.356	0,493
29.000	8.839,2	230,7	9,29	3.207	0,475
30.000	9.144,0	228,7	8,88	3.066	0,458
35.000	10.688,0	218,8	7,04	2.431	0,379
36.000	11.000	216,6	6,68	2.306	0,364
40.000	12.192	216,6	5,53	1.909	0,301
45.000	13.716	216,6	4,35	1.502	0,237
50.000	15.140	216,6	3,42	1.181	0,186

ANEXO III

APLICACIÓN DEL TEOREMA π DE VASCHY-BUCKINGHAM PARA LA DETERMINACIÓN DE LAS CURVAS CARACTERÍSTICAS ADIMENSIONALES DE LAS TURBOMÁQUINAS

En el capítulo 9 se decía que el rendimiento isentrópico y la relación de compresión de una turbomáquina se pueden expresar en función de 8 variables independientes (caso de gas perfecto):

$$\frac{p_{02}}{p_{01}} = f_3(\dot{m}, n, T_{01}, p_{01}, R, \gamma, \mu, D) \quad [\text{AIII.1}]$$

$$\eta = f_2(\dot{m}, n, T_{01}, p_{01}, R, \gamma, \mu, D) \quad [\text{AIII.2}]$$

No obstante, las condiciones del fluido pueden establecerse en función de 4 variables (ρ_{01} , a_{01} , μ , γ) en lugar de 5 (T_{01} , p_{02} , R , γ , μ) y de esta forma

$$\begin{aligned} \frac{P_{02}}{P_{01}} &\equiv L^0 M^0 T^0 & \eta &\equiv L^0 M^0 T^0 \\ \dot{m} &\equiv M^1 T^{-1} & n(\text{régimen}) &\equiv T^{-1} \\ \rho_{01} &\equiv L^{-3} M^1 & a_{01} &\equiv L^1 T^{-1} \\ \mu &\equiv ML^{-1} T^{-1} & \gamma &\equiv L^0 M^0 T^0 \\ D &\equiv L^1 \end{aligned}$$

no interviene la temperatura como magnitud fundamental.

$$\frac{p_{02}}{p_{01}}, \eta = f(\dot{m}, n, \rho_{01}, a_{01}, \mu, \gamma, D) \quad [\text{AIII.3}]$$

El Teorema π de *Vaschy-Buckingham* es el teorema fundamental del análisis dimensional; dicho teorema establece que dada una relación física expresable mediante una ecuación en la que están involucradas n variables independientes, si dichas variables se expresan en términos de k magnitudes físicas dimensionalmente independientes, entonces la ecuación original puede escribirse de forma equivalente en función de $n - k$ números adimen-

sionales construidos con las variables originales.

En este caso se va a aplicar dicho teorema al caso que nos ocupa de las curvas características de las turbomáquinas. Como se ha explicado anteriormente, la relación de compresión y el rendimiento de las turbomáquinas dependen de 7 variables independientes que a su vez dependen de 3 magnitudes dimensionalmente independientes (masa, longitud y tiempo). Por tanto, según dicho teorema, las funciones mostradas en la ecuación [AIII.3] se pueden expresar en función de 4 parámetros adimensionales independientes.

$$\frac{p_{02}}{p_{01}}, \eta = f(\Pi_1, \Pi_2, \Pi_3, \gamma) \quad [\text{AIII.4}]$$

Hay que tener en cuenta que no existe una solución única, sino que la solución depende de la elección inicial de las tres variables fundamentales que se desea que aparezcan en esos tres parámetros. En este caso se elige: el gasto másico, el régimen de giro y la viscosidad, ya que la relación de calores específicos, es ya adimensional.

Como consecuencia de lo anterior, las curvas características van a representar la relación de compresión y el rendimiento isentrópico de la turbomáquina en función de dos variables que podríamos denominar de control (gasto y régimen de giro) y dos características del fluido (viscosidad y γ).

Las variables fundamentales que se tienen en cuenta son: masa (M), longitud (L) y tiempo (T), de forma que las distintas magnitudes que intervienen en las curvas características tienen las siguientes dimensiones, en función de estas tres variables fundamentales:

El parámetro Π_1 va a expresar el gasto adimensional, luego habrá que obtener los exponentes de las variables densidad, velocidad y dimensión geométrica para que realmente dicho parámetro sea adimensional:

$$\Pi_1 \equiv \dot{m} \cdot \rho_{01}^a \cdot a_{01}^b \cdot D^c \quad L^0 M^0 T^0 \equiv (MT^{-1}) \cdot (ML^{-3})^a \cdot (LT^{-1})^b \cdot L^c \quad [\text{AIII.5}]$$

Se obtiene, por tanto:

$$a = -1; \quad b = -1; \quad c = -2$$

$$\Pi_1 \equiv \frac{\dot{m}}{\rho_{01} \cdot a_{01} \cdot D^2} = \frac{\dot{m}}{D^2 \cdot \rho_{01} \cdot \sqrt{\gamma \cdot R \cdot T_{01}}} \quad [\text{AIII.6}]$$

El parámetro Π_2 expresa el régimen de giro adimensional:

$$\Pi_2 \equiv n \cdot \rho_{01}^d \cdot a_{01}^e \cdot D^f \quad L^0 M^0 T^0 \equiv (T^{-1}) \cdot (ML^{-3})^d \cdot (LT^{-1})^e \cdot L^f \quad [\text{AIII.7}]$$

De forma que $d=0$; $e=-1$; $f=1$

$$\Pi_2 \equiv \frac{n \cdot D}{a_{01}} \quad [\text{AIII.8}]$$

El parámetro Π_3 expresa la viscosidad adimensional:

$$\Pi_3 \equiv \mu \cdot \rho_{01}^g \cdot a_{01}^h \cdot D^i \quad L^0 M^0 T^0 \equiv (ML^{-1}T^{-1}) \cdot (ML^{-3})^g \cdot (LT^{-1})^h \cdot L^i \quad [\text{AIII.9}]$$

De forma que $g=-1$; $h=-1$; $i=-1$:

$$\Pi_3 \equiv \frac{\mu}{\rho_{01} \cdot a_{01} \cdot D} \quad [\text{AIII.10}]$$

Combinando los parámetros Π_2 y Π_3 :

$$\frac{\Pi_2}{\Pi_3} \equiv \frac{n \cdot \rho_{01} \cdot D^2}{\mu} \quad [\text{AIII.11}]$$

Por tanto, las curvas características pueden expresarse como:

$$\frac{p_{02}}{p_{01}}, \eta = f_i \left(\frac{n \cdot D}{\sqrt{\gamma \cdot R \cdot T_{01}}}, \frac{\dot{m} \sqrt{R \cdot T_{01}} / \gamma}{p_{01} \cdot D^2}, \frac{n \cdot D^2 \cdot \rho}{\mu}, \gamma \right) \quad [\text{AIII.12}]$$

ANEXO IV

TABLAS DATOS CURVAS CARACTERÍSTICAS EJEMPLO 9.1

Tobera

p_{04}/p_s	$\dot{m}\sqrt{T_{04}} / p_{04}$
1	0
1,01010101	144,3399564
1,02040816	202,9610096
1,03092784	247,1393986
1,11111111	432,4654749
1,17647059	512,7065267
1,2195122	550,2366964
1,28205128	591,1359065
1,33333333	616,1159067
1,42857143	648,6041492
1,47058824	658,7379558
1,53846154	671,1347554
1,66666667	684,8028907
1,75438596	689,0377557
1,88679245	690,2460364
1,85060435	690,4130491

Compresor***Curvas características dimensionales***
5600 min⁻¹

\dot{m} (kg/s)	η_c	p_{02}/p_{01}
55,9508	0,8537729	6,649196
55,6957	0,8712364	8,412925
55,43851	0,8776553	9,782524
55,17926	0,880397	10,94076
54,91794	0,8812159	11,94931
54,65459	0,8806925	12,8338
54,38918	0,8785232	13,5897
54,12175	0,8739111	14,17639

5350 min⁻¹

\dot{m} (kg/s)	η_c	p_{02}/p_{01}
52,1937	0,8569029	6,145247
51,91039	0,8717146	7,388959
51,62513	0,8780801	8,39804
51,33794	0,8812037	9,272507
51,04884	0,8825613	10,04746
50,75782	0,8827603	10,74142
50,46491	0,8820597	11,36254
50,17012	0,8805209	11,90907
49,87345	0,877685	12,34591
49,57491	0,8734077	12,66
49,27453	0,8683203	12,89219

5080 min⁻¹

\dot{m} (kg/s)	η_c	p_{02}/p_{01}
47,74517	0,8639542	5,909219
47,43391	0,873132	6,698708
47,12085	0,877646	7,364552
46,80604	0,879832	7,943831
46,48949	0,880578	8,453125
46,17119	0,8802536	8,896029
45,85117	0,8791026	9,278255
45,52942	0,8772231	9,598919
45,20597	0,8746929	9,858053
44,88084	0,8715875	10,05503

Curvas características pseudo-adimensionales**347,66 min⁻¹K^{-1/2}**

$\dot{m}\sqrt{T_{01}} / p_{01} \left(\text{kg} \cdot \text{K}^{1/2} / \text{s} \cdot \text{bar} \right)$	η_c	p_{02}/p_{01}
1946,48987	0,8537729	6,649196
1937,61511	0,8712364	8,412925
1928,66765	0,8776553	9,782524
1919,64852	0,880397	10,94076
1910,55738	0,8812159	11,94931
1901,39561	0,8806925	12,8338
1892,16218	0,8785232	13,5897
1882,85847	0,8739111	14,17639

332,14 min⁻¹K^{-1/2}

$\dot{m}\sqrt{T_{01}} / p_{01} \left(\text{kg} \cdot \text{K}^{\frac{1}{2}} / \text{s} \cdot \text{bar} \right)$	η_c	p_{02}/p_{01}
1815,78294	0,8569029	6,145247
1805,92678	0,8717146	7,388959
1796,00278	0,8780801	8,39804
1786,01164	0,8812037	9,272507
1775,95405	0,8825613	10,04746
1765,82966	0,8827603	10,74142
1755,63952	0,8820597	11,36254
1745,38398	0,8805209	11,90907
1735,06304	0,877685	12,34591
1724,67704	0,8734077	12,66
1714,22702	0,8683203	12,89219

315,38 min⁻¹K^{-1/2}

$\dot{m}\sqrt{T_{01}} / p_{01} \left(\text{kg} \cdot \text{K}^{\frac{1}{2}} / \text{s} \cdot \text{bar} \right)$	η_c	p_{02}/p_{01}
1661,02164	0,8639542	5,909219
1650,19312	0,873132	6,698708
1639,30198	0,877646	7,364552
1628,34995	0,879832	7,943831
1617,3374	0,880578	8,453125
1606,26396	0,8802536	8,896029
1595,13068	0,8791026	9,278255
1583,93722	0,8772231	9,598919
1572,68462	0,8746929	9,858053
1561,37357	0,8715875	10,05503
1553,17874	0,87030691	10,30725

Turbina

139,4 min⁻¹K^{-1/2}

$\dot{m}\sqrt{T_{03}} / p_{03} \left(\text{kg} \cdot \text{K}^{\frac{1}{2}} / \text{s} \cdot \text{bar} \right)$	η_t	p_{03}/p_{04}
196,973	0,6008791	1,105166
203,5271	0,6940053	1,121779
209,9807	0,7459033	1,138965
216,3308	0,7788961	1,15674
222,5742	0,8015951	1,175136
228,7082	0,8183014	1,194134
234,7294	0,8309449	1,2138
240,6354	0,8409467	1,234122
246,4232	0,8491026	1,255114
252,09	0,8554417	1,276948
257,6331	0,8609032	1,29948
263,0502	0,8655743	1,32278
268,3384	0,8695803	1,346897
273,4956	0,8729969	1,371889
278,5191	0,8759075	1,397806
283,4069	0,8785844	1,424587
288,1566	0,88087	1,452382
292,7661	0,8830803	1,481077
297,2333	0,8849141	1,510919
301,5564	0,8863097	1,542047
305,7334	0,8874365	1,574436
309,7626	0,8883888	1,608098
313,6419	0,8892254	1,643059
317,3702	0,8900347	1,679312
320,9459	0,890703	1,717033
324,3672	0,89126	1,756281
327,6329	0,8915269	1,797354
330,7419	0,8917055	1,84014
333,6928	0,8918249	1,884699
336,4849	0,8919004	1,931108
339,1168	0,8919247	1,979482
341,5878	0,8919011	2,029926
343,8973	0,8918328	2,082552
346,0446	0,8917276	2,137471
348,0287	0,8915863	2,194814
349,8496	0,8914133	2,25471
351,5065	0,8910981	2,31755
352,9995	0,8907318	2,383327
354,3282	0,8903469	2,452144
355,4927	0,8899454	2,524174
356,4929	0,8895295	2,599605
357,3289	0,8890607	2,678756
358,0011	0,8885619	2,761799
358,5098	0,8880546	2,848909
358,8553	0,88754	2,940336
359,0381	0,8869833	3,036484

BIBLIOGRAFÍA

- COHEN, H.; ROGERS, C. F. C.; SARAVANAMUTTOO, H. I. H. (1983). *Teoría de las turbinas de gas*. Barcelona: Marcombo Boixareu.
- CUMPSTY, N. A. (1989). *Compressor aerodynamics*. Harlow, Essex: Longman Scientific and Technical.
- DIXON, S. L. (1978). *Fluid mechanics, thermodynamics of turbomachinery*. Oxford: Pergamon Press.
- FAROKHI, S. (2009). *Aircraft Propulsion*. John Wiley & Sons.
- FERGUSON, C. R. (1986). *Internal combustion engines: Applied thermosciences*. New York: John Wiley and Sons.
- HAWTHORNE, W. R. (1964). *Aerodynamics of turbines and compressors*. Princeton, New Jersey: Princeton University Press.
- HEYWOOD, J. B. (1989). *Internal combustion engine fundamentals*. New York: MacGraw-Hill Book Company.
- LECUONA, A.; NOGUEIRA, J. I. (2000). *Turbomáquinas. Procesos, análisis y tecnología*. Barcelona: Ariel Ciencia y Tecnología.
- LEWIS, R. I. (1996). *Turbomachinery Performance Analysis*. London: Arnold.
- MUÑOZ, M.; PAYRI, F. (1989). *Motores de Combustión Interna Alternativos*. Madrid: Ed. Sección de publicaciones ETSII.
- MUÑOZ, M.; PAYRI, F. (1999). *Máquinas Térmicas*. Madrid: Universidad Nacional de Educación a Distancia.
- MUÑOZ, M.; VALDÉS, M.; MUÑOZ, M. (2001). *Turbomáquinas Térmicas. Fundamentos del Diseño Termodinámico*. Madrid: Ed. Sección de publicaciones ETSII.
- OÑATE, A. E. (1981). *Turborreactores. Teoría, sistemas y propulsión de aviones*. Madrid: Aeronáutica SUMAAS.
- PAYRI, F, DESANTES, J.M. (2011) Editores. *Motores de Combustión Interna alternativos*. Editorial reverté-Editorial UPV.
- ROLLS ROYCE (1986). «The jet engine». ISBN 0 902121 04 9.
- STECHKIN, B. S. (1962) *Teoría de los motores de reacción*. Editorial Dossat.

- TAYLOR, C. F. (1978). *The internal combustion engine in theory and practice*. Cambridge, Massachusetts: MIT Press.
- VAN BASSHUYSEN, R., SCHÄFER, F. (2004). *Internal Combustion Engine. Handbook. Basics, Components, Systems and Perspectives*. SAE International.
- WATSON, N. & JANOTA, M.S.(1986) *Turbocharging The Internal Combustión Engine*. McMillan Education LDT.
- WILSON, D. G. (1993). *The design of high-efficiency turbomachinery and gas turbines*. Cambridge, Massachusetts: MIT Press.



Juan del Rosal, 14
28040 MADRID
Tel. Dirección Editorial: 913 987 521