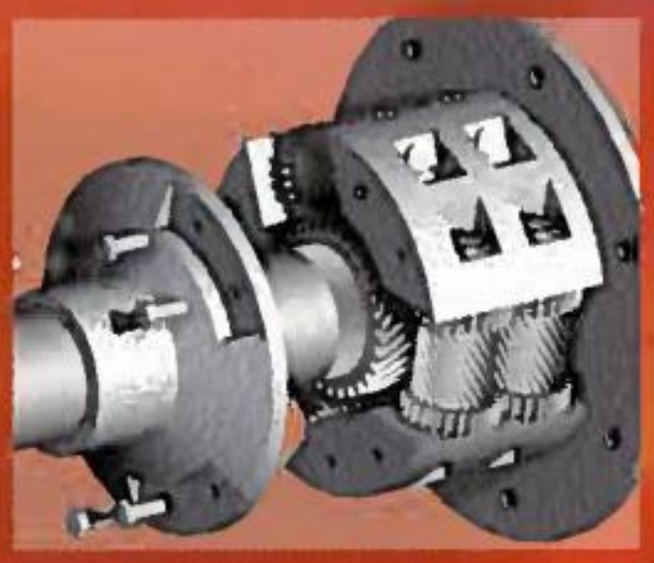
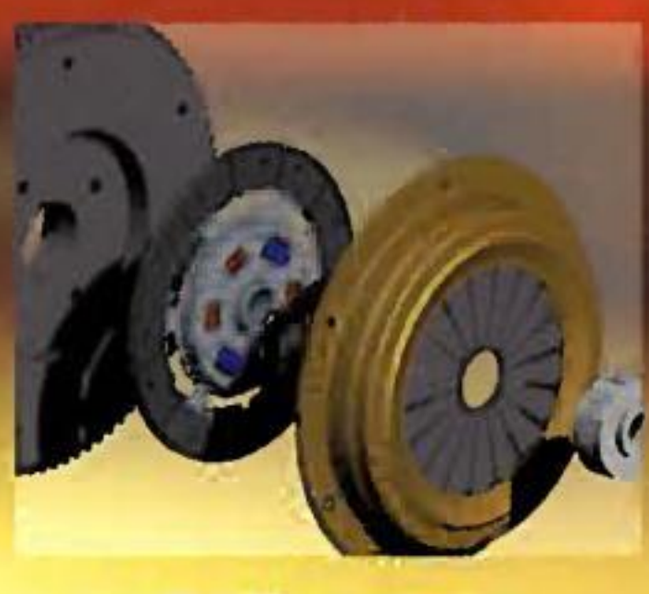
THOMSON

Ingeniería del Automóvil

Sistemas y Comportamiento Dinámico

Pablo Luque
Daniel Álvarez
Carlos Vera





Material protegido por derechos de autor

Paraninfo

INGENIERIA DEL AUTOMOVIL. SISTEMAS Y COMPORTAMIENTO DINÁMICO

© PABLO LUQUE, DANIEL ÁLVAREZ Y CARLOS VERA

Gerente Editorial Área Técnico Vocacional:
Andrés Otero Reguera

Editoras de Producción:
Clara Mª. De la Fuente Rojo

Diseño de cubierta:
Montytexto

Impresión:
Graficas Rogar
Pto Ind. Alparreche
Navalcarnero (Madrid)

COPYRIGHT © 2005 International
Thomson Ediciones Spain
Paraninfo, S.A.
1ª edición, 2ª reimpresión, 2008

Magallanes, 25;
28015 Madrid, ESPAÑA
Teléfono: 902 995 240
Fax: 914 456 218
clientes@paraninfo.es
www.paraninfo.es

Impreso en España
Printed in Spain

ISBN: 978-84-9732-282-9
Depósito legal: M-36.939-2007

(081/81/68)

Reservados los derechos para todos los países de lengua española. De conformidad con lo dispuesto en el artículo 270 del Código Penal vigente, podrán ser castigados con penas de multa y privación de libertad quienes reprodujeren o plagiaren, en todo o en parte, una obra literaria, artística o científica fijada en cualquier tipo de soporte sin la preceptiva autorización. Ninguna parte de esta publicación, incluido el diseño de la cubierta, puede ser reproducida, almacenada o transmitida de ninguna forma, ni por ningún medio, sea éste electrónico, químico, mecánico, electro-óptico, grabación, fotocopia o cualquier otro, sin la previa autorización escrita por parte de la Editorial.

Material protegido por derechos de autor

Índice

Prólogo IX

1. EL AUTOMÓVIL

1.1. El vehículo automóvil 1
1.1.1. Estructura resistente 2
1.1.2. Otros elementos del chasis 6
1.1.3. Sistema de referencia del vehículo 7
1.2. Características técnicas de los vehículos de carretera 8
1.2.1. Dimensiones 8
1.2.2. Definiciones relativas a masas 11
1.2.3. Estudio de las cargas de un vehículo 11
1.2.4. Centro de gravedad 13

2. RUEDAS Y NEUMÁTICOS

2.1. Introducción 15
2.2. Las ruedas 16
2.2.1. La llanta 18
2.3. Los neumáticos 21
2.3.1. Componentes y estructura de la cubierta 22
2.3.2. La carcasa - tipos de cubiertas 24
2.3.3. La banda de rodadura 27
2.3.4. Neumáticos con cámara y sin cámara 30
2.3.5. Materiales de la cubierta 32
2.3.6. Codificación para la designación de los neumáticos 34
2.4. Comportamiento dinámico del neumático 39
2.4.1. Introducción 39
2.4.2. Mecanismo de fricción neumático-carretera 42
2.4.3. Comportamiento vertical del neumático 43
2.4.4. Comportamiento longitudinal del neumático 47
2.4.5. Comportamiento transversal del neumático 65
2.4.6. Momento autoalineante 77
2.5. Modelos numéricos para la simulación de la interacción neumático-calzada 79
2.5.1. Formulaciones básicas 80
2.5.2. Modelo de *Dugoff* 82
2.5.3. Modelo de *Fiala* 89
2.5.4. Modelo de la Universidad de Arizona 91

© ITES - Paraninfo

Material protegido por derechos de autor

2.5.5. Modelo de *Pacejka* (*Magic Formula*) 97

3. EL SISTEMA DE SUSPENSIÓN

3.1. Introducción 101
3.2. Vibraciones en el vehículo 103
3.2.1. Irregularidades del terreno 104
3.2.2. Fuentes de vibración propias del vehículo 109
3.2.3. Vibraciones aerodinámicas 113
3.3. Percepción y tolerancia humanas a las vibraciones 114
3.4. Configuración de la suspensión 121
3.4.1. Introducción 121
3.4.2. Tipologías del sistema de suspensión 122
3.4.3. Sistemas independientes 124
3.4.4. Sistemas dependientes o de eje rígido 132
3.4.5. Sistemas de eslabones deformables (suspensiones semiindependientes) 137
3.4.6. Elementos de la suspensión 139
3.5. Comportamiento vertical de la suspensión 170
3.5.1. Modelo de un grado de libertad 170
3.5.2. Modelo de 2 grados de libertad 175
3.6. Movimiento de balanceo 179
3.6.1. Concepto de balanceo 179
3.6.2. El centro de balanceo 183
3.6.3. Centros de balanceo de suspensiones independientes 185
3.6.4. Estudio dinámico del balanceo en suspensiones independientes 195
3.6.5. Centros de balanceo de ejes rígidos 197
3.6.6. Centros de balanceo en sistemas con elementos elásticos 201
3.6.7. Velocidad límite de vuelco 203
3.6.8. Transferencia de carga del vehículo: Eje de balanceo 205
3.7. Movimiento de cabeceo 210
3.7.1. Modelización y análisis de los movimientos de cabeceo y vaivén vertical 211
3.7.2. Frecuencias de vaivén vertical y cabeceo 214
3.7.3. Efecto anticabeceo 222
3.7.4. Geometría de suspensión anticabeceo negativo 230
3.7.5. Determinación de los polos de cabeceo delanteros 231
3.7.6. Determinación de los polos de cabeceo traseros 233

4. LA DIRECCIÓN Y EL CONTROL DIRECCIONAL

4.1. Introducción 237
4.1.1. Fundamentos geométricos – condición de *Ackerman* 238
4.1.2. Modelo simplificado para la evaluación del comportamiento direccional 242
4.1.3. Respuesta direccional. Vehículos neutros, subviradores y sobreviradores 245
4.1.4. Derrape en curva 251
4.2. Tipos de sistemas de dirección 252

© *ITES - Paraninfo*

Material protegido por derechos de autor

4.2.1. Dirección de piñón-cremallera 253
4.2.2. Sistema de dirección de bolas recirculantes 256
4.2.3. Relación de transmisión entre volante y rueda 257
4.3. Geometría del conjunto dirección-suspensión en el control direccional del vehículo 259
4.3.1. Ángulo de guiado (δ) y control direccional del vehículo 260
4.3.2. Caída "ε" 269
4.3.3. Convergencia "2Δ" 274
4.3.4. Ángulo de pivote o ángulo de salida "σ" 276
4.3.5. Ángulo de avance "τ" 280
4.4. Planteamiento matemático de la dirección 282
4.4.1. Modelo simplificado de dirección 282
4.4.2. Modelo cinemático tridimensional de un sistema de suspensión directriz *McPherson* 294

5. TRACCIÓN Y DINÁMICA LONGITUDINAL

5.1. Tipologías de los sistemas de tracción 297
5.1.1. Tracción trasera 298
5.1.2. Tracción delantera 304
5.1.3. Tracción a las cuatro ruedas 309
5.1.4. Control de tracción 314
5.2. Componentes de los sistemas de tracción 317
5.2.1. El embrague 318
5.2.2. Convertidor hidráulico de par 332
5.2.3. Cajas de cambio 337
5.2.4. El diferencial 366
5.2.5. Acoplamientos o juntas de transmisión 371
5.3. Dinámica de la tracción 376
5.3.1. Introducción 376
5.3.2. Fuerzas en el movimiento de avance del vehículo 376
5.3.3. Ecuación fundamental de la dinámica longitudinal en tracción 378
5.3.4. Prestaciones en tracción de un vehículo de dos ejes 384

6. EL SISTEMA DE FRENADO

6.1. Estructura y configuración del sistema de frenado 393
6.1.1. Sistemas de frenado. Instalaciones 394
6.1.2. Componentes del sistema de frenado 397
6.2. Ecuación fundamental del frenado 400
6.2.1. Resistencia al avance por rodadura 402
6.2.2. Resistencia aerodinámica 403
6.2.3. Efecto de rampa/pendiente 404
6.2.4. Fuerza de frenado 405
6.2.5. Ecuación fundamental del frenado 409

© *ITES - Paraninfo*

Material protegido por derechos de autor

6.3. Análisis de las prestaciones de frenado 410
6.3.1. Distancia de frenado 410
6.3.2. Tiempo de frenado 411
6.3.3. Eficacia o rendimiento de frenado 413
6.3.4. Caso particular: deceleración constante 414
6.4. Frenado límite: el bloqueo de las ruedas 415
6.5. Transferencia de carga en el frenado 416
6.6. Reparto de la fuerza de frenado 418
6.7. Coeficiente de adherencia utilizado 424
6.8. Análisis térmico del sistema de frenos 426
6.8.1. Potencia de frenado 426
6.8.2. Cálculo térmico 426
6.9. Elementos del sistema de frenado 428
6.10. Sistemas de frenos antibloqueo 432
6.10.1. Control de los sistemas antibloqueo 435
6.10.2. Elementos del sistema de frenos antibloqueo 442
6.11. Control de estabilidad (ESP) 445
6.12. Frenos de tambor 448
6.12.1. Clasificación según el tipo de accionamiento 448
6.12.2. Clasificación según el tipo de actuador 449
6.12.3. Cálculos - según *Shigley* y *Mischke* 450
6.12.4. Frenos con leva en S 455
6.12.5. Frenos de cuña 456
6.12.6. Frenos de cilindro hidráulico 457
6.13. Frenos de disco 458
6.13.1. Tipos de frenos de disco 459
6.13.2. Fuerza que actúa sobre la pastilla del freno 462
6.13.3. Elementos de fricción 466

7. ELEMENTOS DE SEGURIDAD

7.1. Introducción 471
7.2. Evolución histórica de los estudios sobre seguridad pasiva 473
7.3. Elementos de seguridad pasiva 474
7.3.1. La estructura resistente. Elementos de absorción 475
7.3.2. La columna de dirección. Sistemas y fijaciones 478
7.3.3. El volante 481
7.3.4. Los asientos. Submarinaje. Reposacabezas. Asientos para niños 481
7.3.5. Diseño de los elementos interiores 484
7.3.6. Sistemas de retención. Los cinturones de seguridad 485
7.3.7. El airbag 488
7.4. Ensayos de seguridad pasiva 494
7.5. Comportamiento estructural en caso de impacto 496

Bibliografía 505
Índice de materias 509

© *ITES - Paraninfo*

Material protegido por derechos de autor

Prólogo

En su poco más de un siglo de existencia, el automóvil ha pasado de ser un artículo de lujo, sólo al alcance de los más adinerados, a ser una herramienta de uso cotidiano, y en muchos casos esencial, en las sociedades avanzadas. El desarrollo del automóvil ha ido parejo al desarrollo económico, representando uno de los motores que ha hecho posible la actual sociedad del bienestar.

El desarrollo de la tecnología ha hecho posible la creación de automóviles más fiables, más rápidos, más seguros, …, pero que, prácticamente, no han variado en su concepción desde los primeros diseños, disponiendo, al igual que entonces, de cuatro ruedas, un bastidor o estructura resistente y sistemas de propulsión, frenado, suspensión y dirección. Cada uno de los elementos y conjuntos que forman los automóviles actuales ha alcanzado tal complejidad que se requieren equipos de técnicos especializados para su análisis y diseño.

Aun siendo conscientes de que en un libro es imposible recoger íntegramente el estado del arte actual, y mucho menos dar una visión evolutiva completa, hemos tratado de ofrecer una aproximación a los vehículos automóviles, con rigor y precisión, que sirva de ayuda y consulta tanto a estudiantes de las Escuelas de Ingeniería como a profesionales en ejercicio, aportando tanto una visión cualitativa como cuantitativa de los diversos aspectos y efectos que influyen. Si bien es cierto que en la actualidad existe una amplia oferta informativa y bibliográfica sobre el automóvil, no es menos cierto que muchas veces esa información está muy dispersa, no es fácilmente accesible o quizás no está disponible en castellano.

Por todo ellos, tras una introducción a los automóviles, en la que se ofrece una visión general de los mismos, la presente obra pretende "construir" el conocimiento del vehículo comenzado por los elementos que lo mantienen en contacto con la superficie de rodadura,

© *ITES - Paraninfo*

Material protegido por derechos de autor

las ruedas neumáticas. A continuación, siguiendo un camino ascendente desde las ruedas, se analizan los sistemas que las unen al vehículo, la suspensión y la dirección.

Una vez que se conoce la configuración general del automóvil se analizan los sistemas que permiten el movimiento del vehículo y su detención, el sistema de tracción y los frenos. El estudio se completa con una introducción a los elementos de seguridad pasiva aplicados en la actualidad.

Cada uno de los temas tratados, aun considerando las particularidades propias, incluye una descripción de los elementos esenciales de cada sistema considerado, para posteriormente incluir modelizaciones matemáticas o cuantificaciones válidas, tanto para procesos de prediseño o reingeniería, como para análisis dinámico del comportamiento vehicular.

Los autores

© ITES - Paraninfo

Material protegido por derechos de autor

1

EL AUTOMÓVIL

1.1 EL VEHÍCULO AUTOMÓVIL

Un automóvil, o vehículo que se mueve por sí mismo, esencialmente está constituido por dos grandes conjuntos que son el chasis o conjunto mecánico del vehículo, y la carrocería, destinada a transportar los pasajeros o la carga, que va anclada al chasis. El chasis en cualquier tipo de automóvil está compuesto de los siguientes elementos:

1. Una estructura resistente
2. El motor y elementos de la transmisión (embrague y cambio de velocidades, colocados a continuación del motor; árbol y puente trasero)
3. Los ejes delanteros, los ejes traseros y las ruedas
4. La suspensión, que une las ruedas o ejes al bastidor
5. El sistema de dirección
6. Los frenos

La carrocería, en los automóviles modernos y otros vehículos, puede ir integrada con la estructura resistente, en lo que se conoce como carrocería autoportantes.

La presente obra analiza los diversos elementos que pueden configurar un vehículo automóvil y su influencia en el comportamiento dinámico. Tras este primer capítulo introductorio general, se dedican otros al estudio de ruedas y neumáticos (Capítulo 2) y a su relación con el cuerpo del vehículo, y su respuesta dinámica, por medio de los sistemas de suspensión (Capítulo 3) y dirección (Capítulo 4). Posteriormente se detallará el movimiento longitudinal del vehículo y los sistemas que permiten tanto el avance (Capítulo 5), como el frenado (Capítulo 6). Se concluye con algunas ideas sobre los

© ITES - Paraninfo

Material protegido por derechos de autor

sistemas de seguridad incorporados en la actualidad en los vehículos de carretera (Capítulo 7).

1.1.1 ESTRUCTURA RESISTENTE

La estructura resistente es el elemento principal del vehículo. Se compone de un armazón metálico sobre el que se montan y relacionan todos los elementos del automóvil: la carrocería, el motor y la transmisión por un lado, y la suspensión con las ruedas por otro. Existen dos conceptos aplicables al diseño de la estructura resistente de los vehículos de carretera y estos son el empleo de un bastidor resistente o de una estructura autoportante o monocasco.

En el caso de utilizarse un bastidor resistente se dispone de una estructura sobre la que se anclan todos los elementos, incluida la carrocería. Esta solución es la empleada en vehículos industriales y en turismos de gran tamaño y todoterreno. Además se emplea en vehículos con carrocerías de materiales plásticos o compuestos. El bastidor es un conjunto de elementos estructurales enlazados que soportan las diversas solicitaciones del vehículo y sus elementos.

La estructura autoportante es la configuración empleada en vehículos turismos, en los industriales ligeros y en algunos vehículos todoterreno ligeros (los denominados todo-camino). En esta configuración el bastidor se funde con la carrocería para generar un conjunto de elevada resistencia con bajo peso y unas mejores condiciones referentes a la seguridad pasiva.

EL BASTIDOR

Es el conjunto de elementos que constituyen la estructura resistente de un vehículo y es el elemento donde se anclan el resto de sistemas y subsistemas del vehículo. La estructura convencional está formada por dos largueros (situados en sentido longitudinal).

Figura 1.1 Bastidor

© ITES - Paraninfo

Material protegido por derechos de autor

LA CARROCERÍA AUTOPORTANTE

Una carrocería autoportante o monocasco integra en un único conjunto las funciones estructurales de resistencia y de la carrocería. Este diseño se empezó a popularizar desde que en 1930 lo usara *Citroën* en sus vehículos, aunque su incorporación ha sido gradual, aplicándose inicialmente a turismos ligeros para llegar en la actualidad a incluirse en la práctica totalidad de los turismos, en numerosos vehículos industriales ligeros y en algunos todoterreno.

Se basa en el concepto de que todos los elementos del vehículo soporten las solicitaciones a las que está sometido. En los diseños modernos los vehículos se componen de diversos conjuntos o subchasis en los que se montan los diferentes mecanismos. El objetivo es minimizar problemas tales como ruidos o vibraciones al incluir elementos de conexión aislantes. Esto es lo que se conoce como construcción semiintegral y fue introducida hacia 1950 por *Daimler-Benz* en Alemania.

En la práctica, la carrocería o cuerpo de un turismo se construye mediante chapas conformadas que se unen por medio de soldadura por puntos o colas estructurales. Los diferentes elementos resistentes que componen la carrocería suelen estar formados por cuerpos huecos, es decir, secciones cerradas de paredes delgadas, chapas y elementos de refuerzo que dotan al vehículo de las características mecánicas adecuadas. El conjunto deberá poseer una rigidez tal que asegure el correcto posicionamiento de todos los elementos que soporta, aun admitiendo que aparecerán deformaciones elásticas en el conjunto.

El estudio mecánico del conjunto deberá incluir el análisis de las frecuencias y modos de vibración de la estructura y elementos enlazados, con el objeto de evitar o mitigar, en la medida de lo posible, los efectos de resonancia. Otros efectos importantes a tener en cuenta serán los derivados de la fatiga de los materiales debido a las acciones tanto aleatorias como alternativas que sufrirá el vehículo a lo largo de su vida útil.

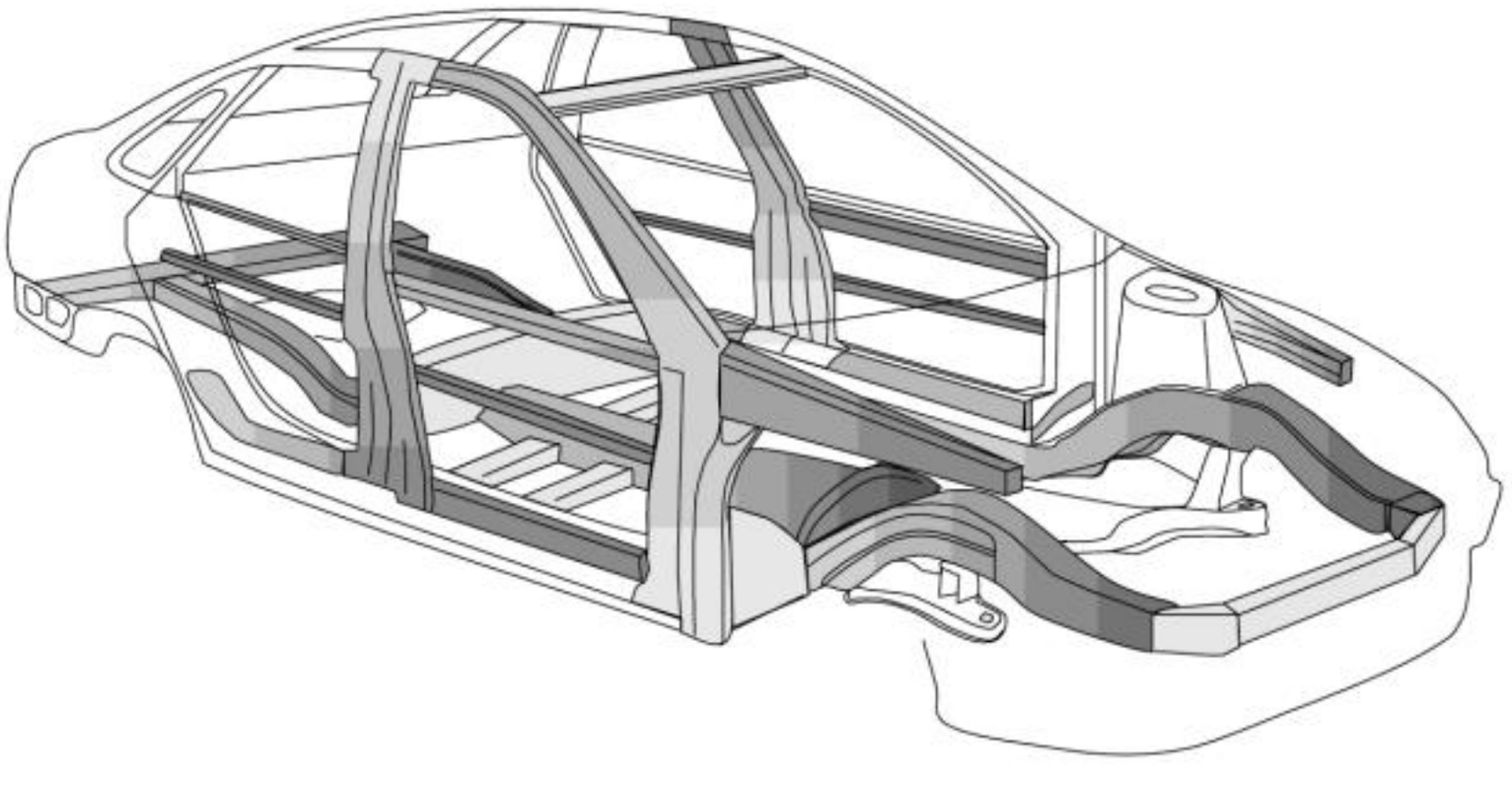


Figura 1.2 Estructura autoportante

© ITES - Paraninfo

Material protegido por derechos de autor

Otro condicionante que deberá tener en cuenta el diseño del cuerpo del vehículo será el relativo a la seguridad pasiva y los posibles efectos de choques o colisiones en caso de accidente. Los diseños deberán asegurar un correcto direccionamiento de las energías presentes para minimizar los riesgos de lesión tanto en los ocupantes como de elementos externos (baja agresividad). Como complemento a lo anteriormente mencionado, debe asegurarse una reparabilidad adecuada de los elementos susceptibles de sufrir daños en pequeños impactos, como parachoques, faros, molduras... así como la capacidad de reciclado de los materiales constitutivos.

La estructura del coche, sin tener en cuenta las puertas, se puede considerar dividida más o menos en tres partes diferenciadas: la estructura inferior, los elementos laterales y el techo. La estructura inferior es un vago recuerdo del bastidor de los vehículos no autoportantes y soporta las mayores solicitaciones. Suele estar formada por largueros longitudinales a ambos lados del vehículo, travesaños y chapas conformadas para incrementar la resistencia del conjunto. En vehículos con motor delantero y tracción trasera, esta estructura dejará paso a los elementos de la transmisión y del puente trasero mediante túneles y alojamientos adecuados. Sobre la estructura inferior se acoplan paneles, más o menos verticales, que delimitarán los diferentes volúmenes del vehículo, separando los compartimentos destinados al grupo motopropulsor, pasajeros y carga. Además, incorpora los pasos de rueda y los anclajes de elementos como suspensión y dirección o subchasis completos, tanto traseros como delanteros.

Los elementos laterales están formados esencialmente por unos anillos que reciben el nombre de montantes, hasta un total de tres o cuatro, denominados comúnmente por letras. El montante A será el que incluye el parabrisas delantero, el B el que se sitúa entre las puertas delanteras y traseras y el C el que se sitúa inmediatamente por detrás de las puertas traseras, o ventanillas si el vehículo no posee puertas traseras. En vehículos con carrocería familiar, los denominados *station wagon*, aparece un cuatro montante o anillo en la parte posterior del vehículo, incluyendo la luna o parabrisas trasero. Estos montantes son vigas, elementos tubulares, vigas cerradas o cajón, que se enlazan a la base y estructura del techo del vehículo por medio de uniones reforzadas y compuestas. Esta estructura se completa con las aletas y pasos de rueda, así como con otros elementos externos. La estructura superior conforma el techo del vehículo, estando constituida por una gran chapa y elementos resistentes, tanto longitudinales como transversales.

Ventajas

La construcción integral, frente a las disposiciones tradicionales de bastidor y carrocería independiente, presenta diversas ventajas, como son una mayor rigidez de la estructura para el mismo peso, posibilidad de optimización del habitáculo, mayor seguridad en el caso de colisión y una construcción más económica. La mayor rigidez se basa en la desaparición de los enlaces elásticos entre bastidor y carrocería, con lo que se consigue que los elementos de cubierta aporten mejoras estructurales al conjunto. Esta mayor rigidez lleva asociada un mejor comportamiento a fatiga y durabilidad de los elementos resistentes, ya que disminuyen las deformaciones y el efecto de las vibraciones.

© ITES - Paraninfo

Material protegido por derechos de autor

Las mejoras en el habitáculo son debidas a la posibilidad de disponer de soluciones estructurales más adaptadas a las necesidades de los pasajeros. Al no existir un bastidor con travesaños, se puede incrementar la altura útil tanto en las plazas delanteras como en las traseras. Además, estas estructuras integrales permiten adecuar el diseño de comportamiento en caso de impacto. Se permite un diseño con zonas de deformación programada, en las que las energías de una colisión o choque se disipan como plastificación de elementos determinados, que no produzcan daños a los ocupantes. A su vez, el habitáculo se concibe como una célula bastante indeformable que preserve un espacio de supervivencia en el que se limiten las incursiones de elementos tanto del propio vehículo como externos, incluso en el caso de vuelco. Es de destacar, como ventaja adicional, el abaratamiento en los costes de producción que suponen estas tipologías debido a la posibilidad de una fabricación y ensamblaje mecanizados.

Inconvenientes

Como desventajas se pueden citar problemas derivados de algunos ruidos y vibraciones que son inevitables, junto con una corrosión prematura de la estructura. Los problemas de ruidos y vibraciones aparecen especialmente debido a trepidaciones en paneles y a la rumorosidad de la rodadura. Las soluciones que se adoptan son hacer rígidos los anclajes e incrementar las frecuencias naturales de vibración de estos elementos, así como optar por estructuras semiintegrales con elementos intermedios de aislamiento.

Las ventajas de reducción del peso conseguidas por la utilización de estructuras de paredes delgadas presentan el problema mencionado de sufrir con mayor virulencia los efectos de la corrosión que estructuras formadas por elementos de mayor espesor. Esto obliga a un diseño que proteja las partes críticas y a emplear tratamientos posteriores de protección adicional anticorrosión.

Características mecánicas y resistentes

La construcción integral de la carrocería permite obtener una gran rigidez, necesaria para elevar las frecuencias propias de vibración. En caso de aparecer frecuencias naturales bajas, y de que estén próximas a las provenientes de las masas no suspendidas y/o semisuspendidas, se pueden producir acoplamientos indeseables y efectos de resonancia. La elevada rigidez, además, asegurará el correcto posicionamiento y alineación de los puntos de anclaje de los sistemas de suspensión delanteros y traseros, lo que permite asegurar un correcto control del vehículo optimizando la capacidad de guiado y mejorando la seguridad activa del mismo. Esa elevada resistencia permitirá evitar faltas de acoplamiento entre las puertas y portones con la estructura del vehículo y mantendrá adecuadamente los sellamientos y las juntas de estanqueidad del conjunto. La estructura resistente del vehículo deberá ser capaz de dar una respuesta adecuada a solicitaciones combinadas de cargas, tanto estáticas como dinámicas, entre las que cabe citar:

- Cargas verticales: Provienen de las acciones de la gravedad, producen flexión del conjunto de la estructura y tracción/compresión en los puntos de anclaje de las suspensiones.

© ITES - Paraninfo

Material protegido por derechos de autor

- Cargas laterales: Aparecen por acciones dinámica en curva y por acciones aerodinámicas.
- Cargas de torsión: Producen el alabeo de la estructura ante acciones asimétricas como son el paso por irregularidades en la calzada (bache o elevación).

1.1.2 OTROS ELEMENTOS DEL CHASIS

Unidos al bastidor o estructura autoportante destaca el motor, que transforma una energía, generalmente química, en mecánica de rotación. El giro generado por el motor se transmite por medio del embrague, caja de cambios y elementos de transmisión hasta el o los ejes motrices, donde se comunica el movimiento a las ruedas, las cuales, al girar apoyadas sobre el suelo, producen el desplazamiento del vehículo.

El embrague, colocado entre el motor y la caja de cambios, permite aislar y conectar el motor al resto de elementos de la transmisión. El cambio sirve para adaptar el movimiento producido en el motor con el par requerido para mover el automóvil marcha hacia delante a diferentes velocidades, según las pendientes del terreno, o hacia atrás. También permite girar al motor sin que se transmita el movimiento, estando el coche parado (punto muerto). Dentro de los elementos de la transmisión destaca el diferencial, que permite transmitir pares de tracción a ruedas de un mismo eje que giran a velocidades angulares diferentes, lo que ocurre por ejemplo en las curvas. Los ejes y ruedas están anclados al bastidor por medio del sistema de suspensión. Son los que soportan todo el peso del vehículo y los esfuerzos de la calzada. Lo más habitual es contar con ruedas neumáticas, que se componen de llanta, cubierta, cámara y aire. Hay que destacar que todas las acciones dinámicas del vehículo hacen intervenir de manera directa o indirecta a los neumáticos, por lo que representan un papel fundamental.

El sistema de suspensión está constituido por elementos de anclaje y control de las ruedas, sistemas elásticos (muelles helicoidales, ballestas, barras de torsión, estabilizadoras, dispositivos neumáticos, hidráulicos...) y disipativos (amortiguadores). Las funciones principales de la suspensión serán asegurar el control y seguridad del vehículo, al mismo tiempo que se aísla el compartimento destinado al transporte de personas o de mercancías, mejorando el confort y prestaciones del transporte. El automóvil se dirige con el mecanismo de la dirección, que el conductor controla con el volante y que actúa sobre las ruedas de los ejes directrices.

Para disminuir la velocidad de un automóvil en marcha, pararlo o inmovilizarlo, se usa el sistema de frenado, que actúa sobre las ruedas y, en ocasiones, sobre el motor o el árbol de transmisión (freno motor, freno eléctrico…). Existen otros muchos elementos que juegan también un papel importante dentro del vehículo, debido sobre todo a la interacción hombre-automóvil. Entre ellos destacan los incluidos en el habitáculo interior, como son los mandos, asientos y sus anclajes y los sistemas de retención de ocupantes, o los relativos al exterior de la carrocería como los retrovisores, limpiaparabrisas o sistemas de alumbrado.

© ITES - Paraninfo

Material protegido por derechos de autor

1.1.3 SISTEMA DE REFERENCIA DEL VEHÍCULO

La carrocería del vehículo estará sometida a unos movimientos que, de forma general, serán según los seis grados de libertad de un cuerpo espacial. Para la caracterización tridimensional de la dinámica del vehículo se definen, según SAE (*Society of Automotive Engineering*), el sistema de referencia y los movimientos siguientes:

Tabla 1.1 Parámetros principales del Sistema de Referencia

SISTEMA DE REFERENCIA		DESPLAZAMIENTO		ÁNGULO	
O	Centro de Gravedad				
OX	Contenido en el plano longitudinal que contiene a O y es perpendicular al plano de rodadura	**X**	Longitudinal	ϕ	Balanceo
OZ	Perpendicular al plano de rodadura	**Z**	Vertical	ψ	Guiñada
OY	Forma con los anteriores un triedro orientado a derechas	**Y**	Lateral	θ	Cabeceo

Para la representación mediante una sola masa puntual, el vehículo será tratado como una masa concentrada en su centro de gravedad (cdg). Una masa puntual en el cdg, con sus correspondientes momentos de inercia rotacionales, es dinámicamente equivalente a la totalidad del vehículo, siempre y cuando se asuma que éste se comporta como un sólido rígido.

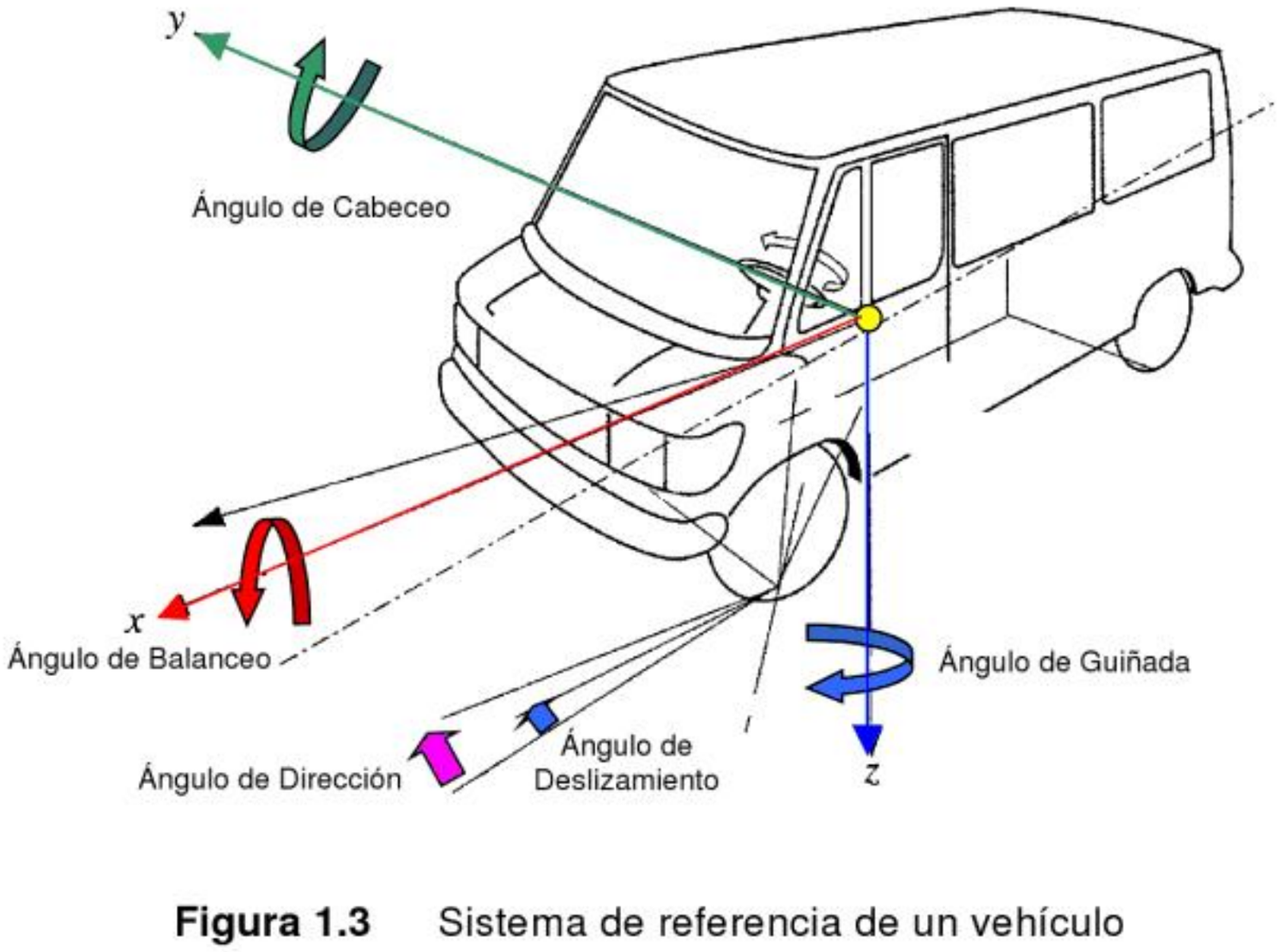


Figura 1.3 Sistema de referencia de un vehículo

© ITES - Paraninfo

Material protegido por derechos de autor

Los movimientos del vehículo se definirán respecto a un sistema de referencia cartesiano a derechas asociado al mismo (sistema de referencia del vehículo). Este sistema de referencia tendrá su origen en el cdg del vehículo y se moverá solidario con él. El eje x tendrá la dirección longitudinal del vehículo y el sentido será el de avance del mismo. El eje z tendrá la dirección perpendicular a la calzada y sentido hacia abajo. El eje y será de tal manera que los tres formen un triedro directo como se indica en la figura 1.3.

1.2 CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DE LOS VEHÍCULOS

1.2.1 DIMENSIONES

DIMENSIONES DE LOS VEHÍCULOS (SEGÚN UNE 26-192-87)

Longitud de un automóvil: Distancia entre los planos verticales perpendiculares al plano medio del vehículo, que tocan al vehículo por delante y por detrás.

Nota: Todos los elementos del vehículo, y en particular todos los órganos salientes por delante o por detrás, están comprendidos entre estos dos planos.

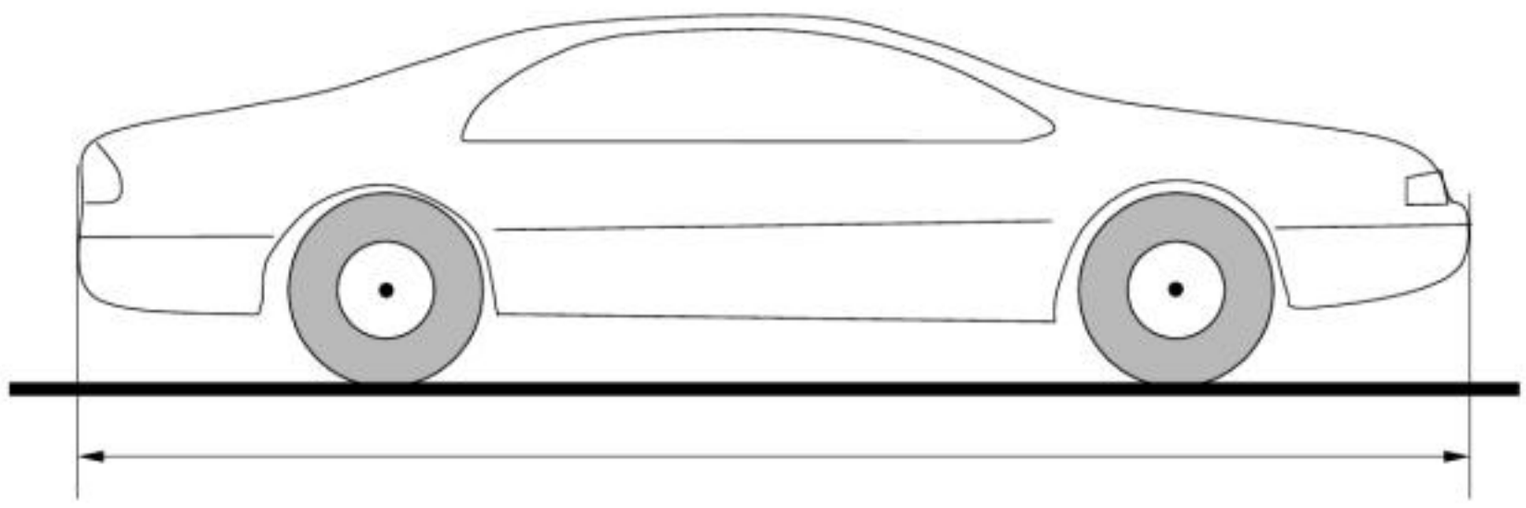


Figura 1.4 Longitud total de un vehículo

Anchura del vehículo: Distancia comprendida entre dos planos paralelos al plano longitudinal medio del vehículo que tocan al vehículo en los dos costados.

Nota: Todos los elementos del vehículo, y en particular todos los órganos fijos que salgan lateralmente (cubos de la rueda, empuñaduras de la puerta, parachoques, etc.), están comprendidos entre estos dos planos, a excepción de los retrovisores, de los dispositivos ópticos de señalización lateral, los indicadores de presión de los neumáticos, los precintos de aduanas, las cortinas antiproyección flexibles, los peldaños retráctiles, las cadenas de nieve y la deflexión del neumático inmediatamente por encima del plano de apoyo.

© *ITES - Paraninfo*

Material protegido por derechos de autor

Se entenderá como "retrovisores" el dispositivo compuesto por espejo y soporte. Para la determinación de la anchura máxima no se considera la parte fija de los retrovisores unida a la cabina siempre y cuando no sobresalga de la anchura máxima del vehículo en más de 50 mm por cada uno de sus lados adyacentes.

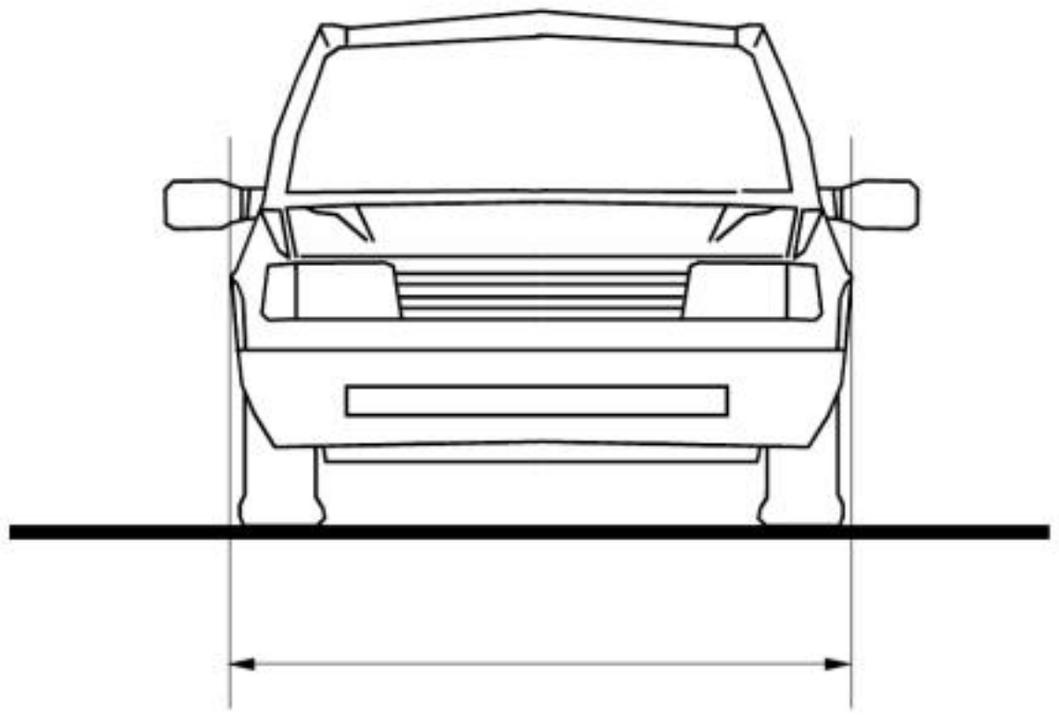


Figura 1.5 Anchura del vehículo

Altura del vehículo: Distancia entre el plano de apoyo y un plano horizontal que toca a la parte superior del vehículo.

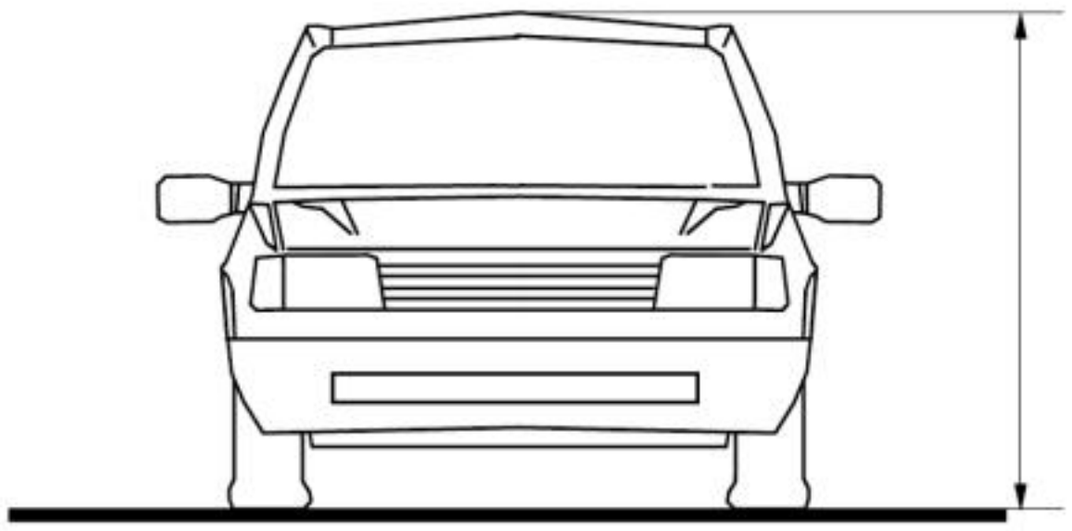


Figura 1.6 Altura del vehículo

Nota: Todos los elementos fijos del vehículo están comprendidos entre estos dos planos. Se considerará al vehículo en orden de marcha sin carga útil.

Distancia entre ejes de un automóvil o de un remolque: Distancia entre las perpendiculares que inciden sobre el plano longitudinal medio del vehículo a partir de los puntos contenidos en los ejes de las ruedas y en el plano medio de las ruedas (centros de ruedas).

© ITES - Paraninfo

Material protegido por derechos de autor

Longitud del voladizo anterior: Distancia entre el plano vertical que pasa por los centros de las ruedas delanteras y el punto del vehículo situado en la parte más avanzada del mismo. En esta distancia se deben tener en cuenta los ganchos de arrastre, la placa de matrícula, etc., así como todos los elementos unidos rígidamente al vehículo.

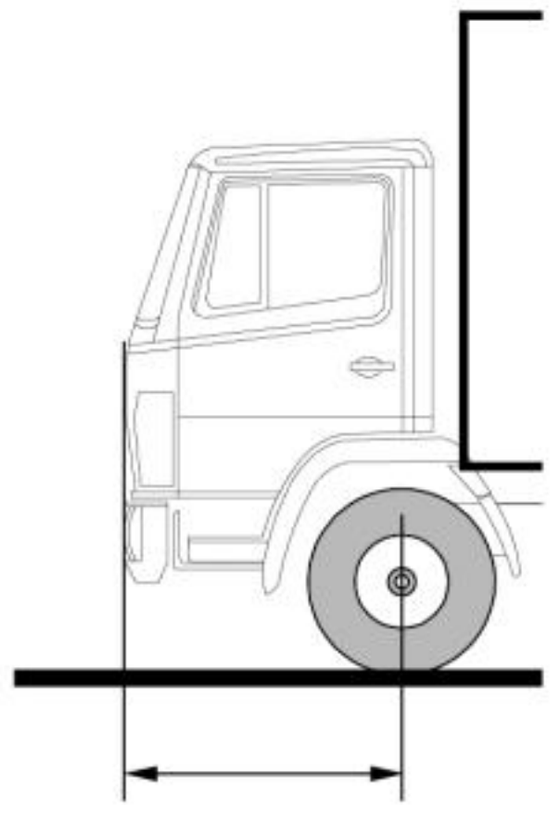


Figura 1.7 Longitud del voladizo anterior

Longitud del voladizo posterior: Distancia entre el plano vertical que pasa por los centros de las ruedas posteriores y el punto del vehículo situado en la parte posterior del mismo. En esta distancia se deben tener en cuenta los dispositivos de acoplamiento al remolque, la placa de matrícula, etc., así como todos los elementos unidos rígidamente al vehículo.

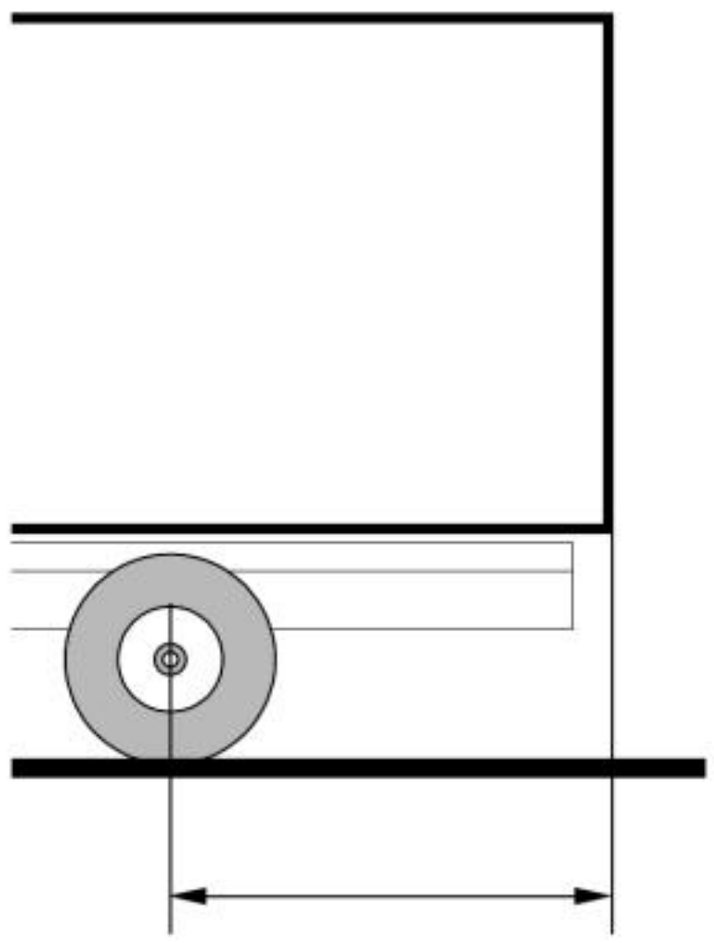


Figura 1.8 Longitud del voladizo posterior

© ITES - Paraninfo

Material protegido por derechos de autor

1.2.2 DEFINICIONES RELATIVAS A MASAS

Tara: masa del vehículo, con su equipo fijo autorizado, sin personal de servicio, pasajeros ni carga, y con su dotación completa de agua, combustible, lubricante, repuestos, herramientas y accesorios necesarios.

Masa en orden de marcha: se considera como masa en orden de marcha el resultado de sumar a la tara la masa estándar del conductor de 75 kg.

Masa en carga: la masa efectiva del vehículo y de su carga, incluido el peso del personal de servicio y de los pasajeros.

Masa por eje: la que gravita sobre el suelo, transmitida por la totalidad de las ruedas acopladas a ese eje.

Masa máxima autorizada (MMA): la masa máxima de un vehículo con carga en circulación por las vías públicas.

Masa máxima técnicamente admisible: la masa máxima para la utilización del vehículo, basada en su construcción y especificada por el fabricante. Puede ser igual o superior a la masa máxima autorizada.

Masa máxima autorizada por eje: la masa máxima de un eje o grupo de ejes con carga para utilización en circulación por las vías públicas. Hay que hacer notar que la suma de masas máximas autorizadas en todos los ejes puede ser igual o superior que la masa máxima autorizada (*MMA*).

Masa máxima técnicamente admisible por eje: la masa máxima por eje, basada en su construcción y especificada por el fabricante. Puede ser igual o superior a la masa máxima autorizada por eje.

Masa remolcable máxima autorizada: masa autorizada máxima de un remolque o semirremolque destinado a ser enganchado al vehículo de motor y hasta la cual puede matricularse o ponerse en servicio el vehículo.

Para cualquier situación de carga hay que comprobar que la masa en carga y por eje no superen los valores máximos autorizados.

1.2.3 ESTUDIO DE LAS CARGAS DE UN VEHÍCULO

La determinación de la carga total y por eje de un vehículo es fundamental para el análisis, tanto estático como dinámico, influyendo de manera sustancial en la seguridad.

© *ITES - Paraninfo*

Material protegido por derechos de autor

Para cualquier situación de carga, la masa por eje no deberá superar los valores máximos autorizados. Lo mismo deberá cumplirse con el total del vehículo, incluida la carga, pasajeros... En cualquier caso, y aunque no se superen las masas máximas autorizadas, por eje o total, un reparto inadecuado de las cargas puede afectar seriamente al comportamiento del vehículo. Para cualquier vehículo, a priori, se puede determinar la carga y su distribución en los diferentes ejes, a partir de las características del vehículo (geometría general, número de ejes, tipo de suspensión...) y de la naturaleza de las solicitaciones.

La determinación de las cargas y características está recogida tanto en regulación comunitaria (Directivas 71/320 y 92/21), como en normativa internacional (ISO 1170, ISO 2410, DIN 70020). Una posible comprobación de la idoneidad de las cargas sobre un vehículo o conjunto de vehículo pasa por evaluar la carga que gravita sobre los ejes motrices, directrices, con dispositivos de frenado. Por ejemplo, la directiva 92/21, especifica, para un vehículo de la categoría M_1, que la carga en el eje delantero no deberá ser inferior al 30% de la masa total del vehículo; además dicha directiva indica que, para determinar la carga máxima por eje, se debe distribuir en un 90,7% en el habitáculo de pasajeros y el resto en el compartimento de carga (maletero). La norma ISO 2410 asigna un total de 75 kg, la masa equivalente de cada pasajero, incluyendo su equipaje (68 kg+7 kg). La posición del centro de gravedad de cada persona (punto H) está explicada en SAE-J 826a, ISO 6549 y DIN 33408. En vehículos con asientos desplazables, se tomará la posición más retrasada de los mismos.

La determinación de la carga total y por eje para un vehículo de dos ejes, de forma aproximada, se realiza calculando la resultante de todas las cargas en un modelo simplificado, en el plano XZ del vehículo. Este cálculo supone que no existe una asimetría de cargas respecto al plano medio longitudinal superior a un 3%.

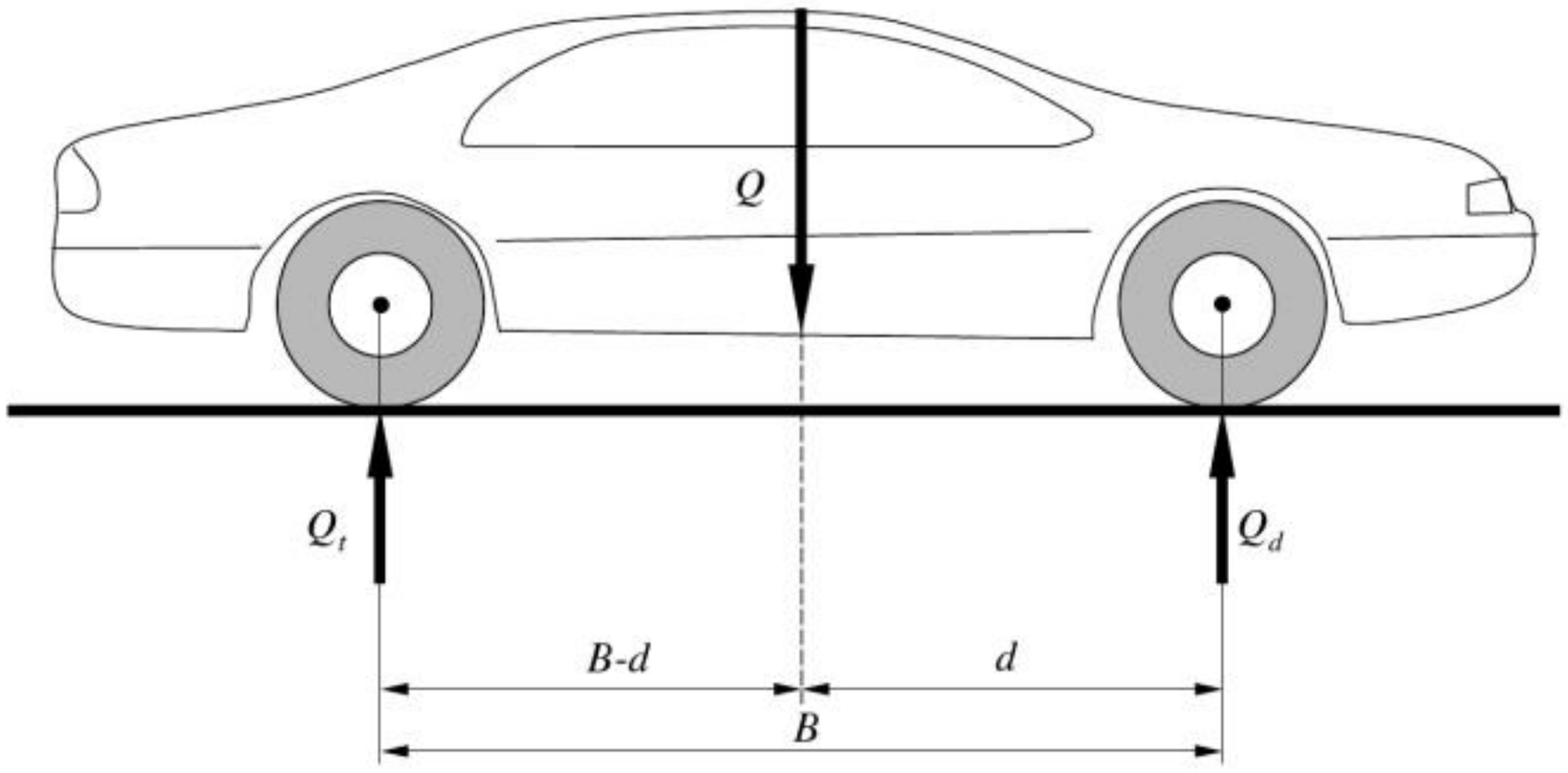


Figura 1.9 Repercusión de una carga en un vehículo de dos ejes

© ITES - Paraninfo

Material protegido por derechos de autor

La expresión general de la repercusión de una carga Q, situada a una distancia d del eje delantero, será:

$$Q_d = Q \cdot \frac{B-d}{B} \qquad\qquad Q_t = Q \cdot \frac{d}{B}$$

Donde: Q_d: Efecto de la carga Q sobre el eje delantero
Q_t: Efecto de la carga Q sobre el eje trasero

La determinación de las cargas totales por eje pasa por la evaluación de los efectos de cada una de las cargas y la determinación de la resultante. Los pasajeros se considerarán como cargas concentradas según la posición del asiento. Como caso general, las masas en zonas destinadas al transporte de mercancías se tomarán como distribuidas de forma uniforme por la totalidad del espacio útil. En determinadas configuraciones, los equipos instalados en el vehículo se tomarán como cargas concentradas o distribuidas en función de sus tipologías. A continuación se plantea una tabla genérica de cargas del vehículo.

Tabla 1.2 Cargas en un vehículo y su repercusión en los ejes

Carga	Situación	Eje delantero	Eje trasero
Tara		P_{v1}	P_{v2}
Q_1	x_1	Q_{d1}	Q_{t1}
Q_2	x_2	Q_{d2}	Q_{t2}
Q_3	x_3	Q_{d3}	Q_{t3}
Q_4	x_4	Q_{d4}	Q_{t4}
TOTAL		$R_1 = P_{v1}+Q_{d1}+Q_{d2}+Q_{d3}+Q_{d4}$	$R_2 = P_{v2}+Q_{t1}+Q_{t2}+Q_{t3}+Q_{t4}$

1.2.4 CENTRO DE GRAVEDAD

El posicionamiento del centro de gravedad de un vehículo es base para un análisis de su comportamiento. A continuación se plantea un método analítico en función de las diversas cargas que se puedan tener.

Para el cálculo analítico del centro de gravedad es preciso conocer la posición exacta de las diversas cargas que estén presentes en el vehículo. En caso contrario se deberá recurrir a métodos experimentales. El peso en vacío se tomará como otra carga puntual situada en el centro de gravedad del vehículo descargado. Si el vehículo no ha sido reformado, puede aceptarse como válida la información facilitada por el fabricante del mismo. Las coordenadas tridimensionales del centro de gravedad se obtendrán por las siguientes expresiones:

© ITES - Paraninfo

Material protegido por derechos de autor

$$x_{cdg} = \frac{\sum_i Q_i \cdot x_i}{\sum_i Q_i} \qquad y_{cdg} = \frac{\sum_i Q_i \cdot y_i}{\sum_i Q_i} \qquad z_{cdg} = \frac{\sum_i Q_i \cdot z_i}{\sum_i Q_i}$$

En el caso de tener todas las cargas centradas en el plano longitudinal medio del vehículo o composición del vehículo (simetría de cargas), la coordenada *y* será tomada como nula.

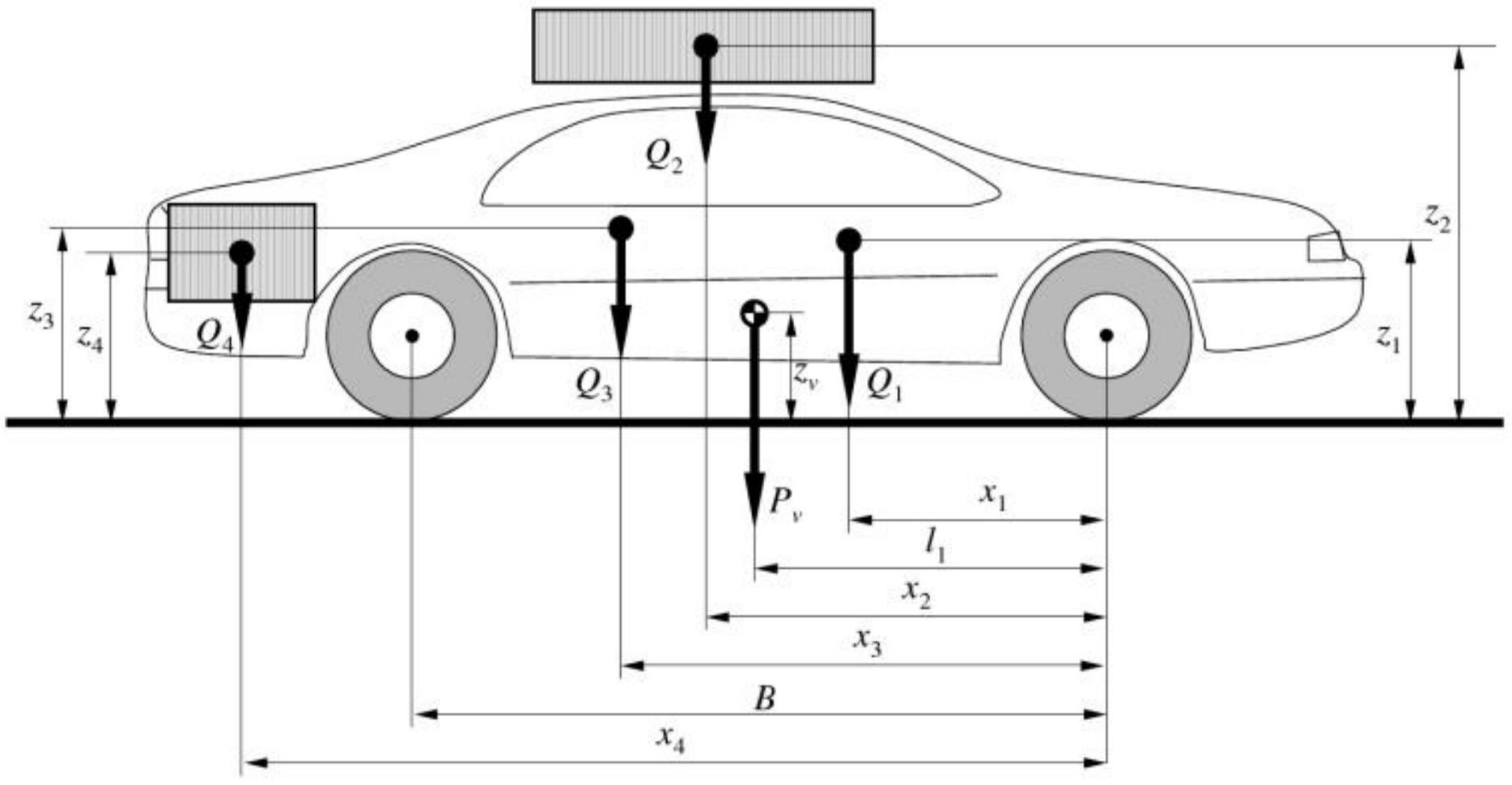


Figura 1.10 Determinación analítica del centro de gravedad de un vehículo

© ITES - Paraninfo

Material protegido por derechos de autor

2

RUEDAS Y NEUMÁTICOS

2.1 INTRODUCCIÓN

El origen de las ruedas neumáticas se remonta al año 1845 cuando *Robert Thomson*, con el objeto de mejorar el confort de los carruajes de caballos, aplicó un tubo hinchado al perímetro de una rueda de madera. Sin embargo, su invento no tuvo aceptación y hubo que esperar al año 1888 para que *John Dunlop*, aplicando el mismo diseño a una rueda de bicicleta, inventara la rueda neumática. La primera aplicación del neumático a un vehículo de motor fue llevada a cabo por *André* y *Edouard Michelin* en el año 1898.

La evolución y mejora de los diseños ha hecho que, en la actualidad, la totalidad de los vehículos de carretera y gran parte de los vehículos extraviarios utilicen ruedas neumáticas, que se componen de la rueda propiamente dicha y la cubierta con o sin cámara de aire. En el interior de la cubierta se introduce aire a presión, para proporcionar la rigidez adecuada que permita al conjunto soportar las solicitaciones a que va a estar sometido. El conjunto formado por la cubierta y, en caso de disponer, la cámara, con aire a presión en su interior y montado sobre la llanta, es lo que se denomina neumático.

La rueda y el neumático tienen por misión transmitir las fuerzas longitudinales, verticales y transversales entre el vehículo y la calzada, constituyendo el único nexo de unión entre ambos. Por este motivo, el neumático es uno de los elementos del vehículo que más influencia tiene en el comportamiento dinámico del mismo.

© ITES - Paraninfo

Material protegido por derechos de autor

Para garantizar la intercambiabilidad, las llantas y las cubiertas están estandarizadas. En Europa es ETRTO (*European Tyre and Rim Technical Organization*) quien elabora las normas, especificando:

- Dimensiones de cubiertas y llantas
- El código para tipo y dimensiones de cubierta
- El índice de carga y categoría de velocidad

Los neumáticos homologados en la Unión Europea deben cumplir la Directiva 92/23/CEE y su modificación 2001/43/CE, sobre los neumáticos de los vehículos de motor y de sus remolques así como de su montaje. Por otro lado, es importante reseñar los Reglamentos Anejos al Acuerdo de Ginebra de 20.3.58 que se recogen a continuación:

- N.30 Neumáticos
- N.54 Neumáticos para vehículos industriales
- N.64 Vehículos con ruedas y neumáticos de emergencia de uso temporal
- N.75 Neumáticos de Motocicletas
- N.106 Neumáticos para Tractores Agrícolas
- N.108 Neumáticos recauchutados para vehículos de turismo
- N.109 Neumáticos recauchutados para vehículos comerciales

A nivel internacional ISO y a nivel español AENOR (normas UNE comité 69) trabajan en el campo de la estandarización de ruedas y neumáticos.

En los puntos siguientes se analizarán las características generales de las ruedas y de los neumáticos: estructurales, geométricas, materiales que los componen y la manera de designarlos.

2.2 LAS RUEDAS

Se define la rueda (UNE 26-291-80) como el componente giratorio que soporta la carga y está situado entre el neumático y el eje. Las ruedas de los vehículos actuales se componen de dos partes fundamentales:

- La llanta
- El disco o centro de rueda

La llanta y el disco de la rueda pueden formar una sola pieza integral, estar unidos o ser desmontables. La llanta es la parte de la rueda que, mediante un perfil adecuado, sirve de soporte al neumático, y el disco o centro de la rueda es la parte que une la llanta con el cubo de la rueda.

© ITES - Paraninfo

Material protegido por derechos de autor

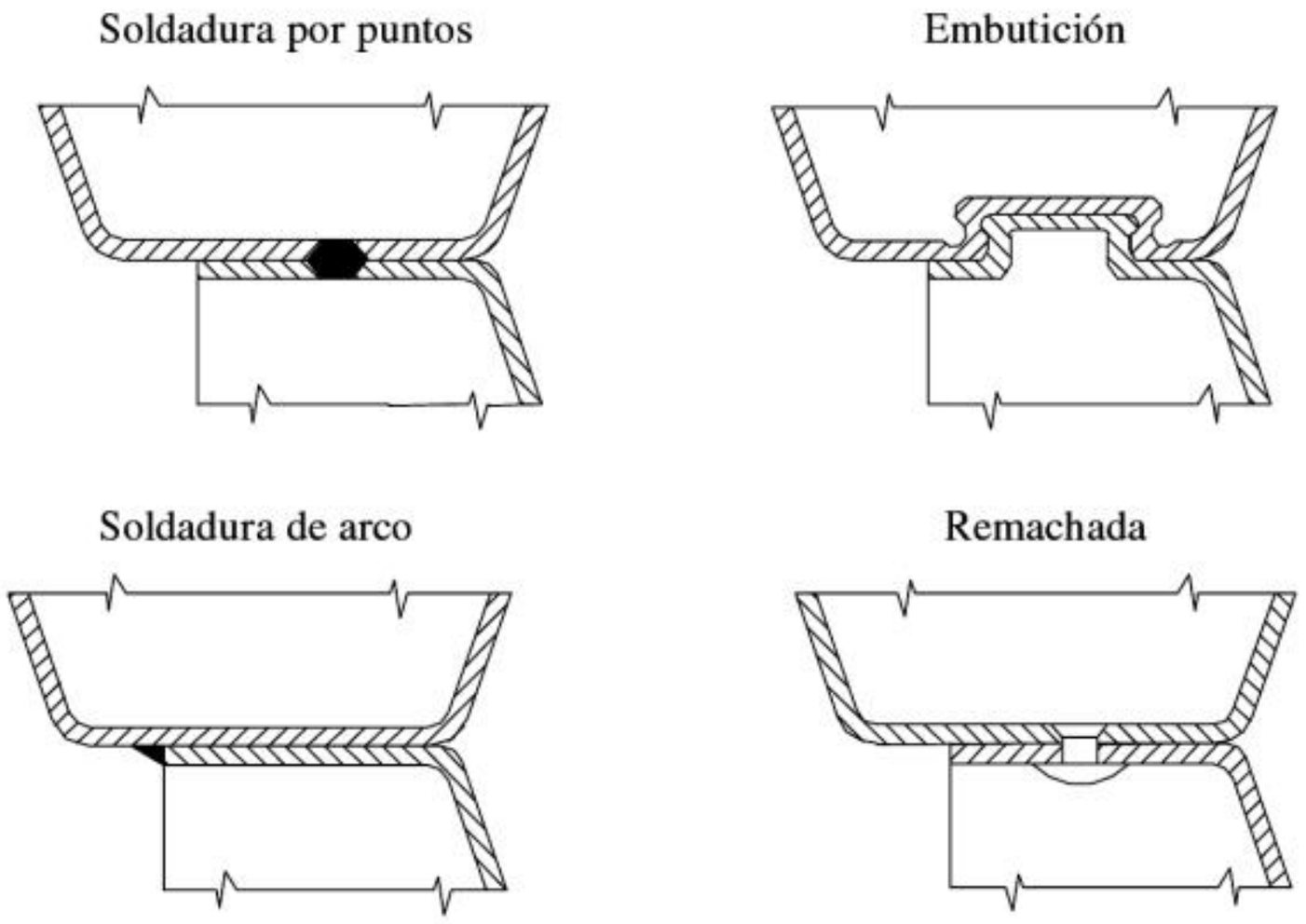


Figura 2.1 Tipos de unión entre disco y llanta

Los tipos fundamentales de ruedas con neumáticos son:

a) Rueda de disco: es aquella a cuya llanta se ha unido un disco por medio de remaches, cordones de soldadura, etc., a través del cual se hace solidario al buje (figura 2.1).
b) Rueda en dos partes: rueda construida por dos piezas principales que pueden o no ser iguales y que, unidas firmemente por tornillos, forman una rueda cuya llanta presenta dos pestañas fijas.
c) Rueda de llanta desmontable: rueda concebida de tal forma que una o dos llantas desmontables son fijadas al centro de la rueda, que también sirve como buje y soporte para el tambor de freno o rotor del freno de disco.
d) Rueda de radios metálicos: es aquella que, mediante una serie de varillas cruzadas convenientemente dispuestas, unen la llanta del neumático con el cilindro central de rueda.
e) Rueda reversible: construida de tal manera que pueda montarse por cualquiera de las dos caras de su disco para proporcionar un bombeo positivo (vía estrecha) o un bombeo negativo (vía ancha).
f) Rueda de ancho de vía regulable: rueda construida de tal modo que la llanta puede variar de posición axialmente con relación al disco de rueda. Las regulaciones pueden efectuarse a mano o mecánicamente por mediación del vehículo.

Los turismos actuales emplean, generalmente, ruedas de disco fabricadas con chapa de acero, con aluminio o con magnesio. El disco de la rueda y la llanta van soldados en las ruedas de chapa, mientras que en las forjadas y coladas de material ligero son, en general, de una sola pieza.

© ITES - Paraninfo

Material protegido por derechos de autor

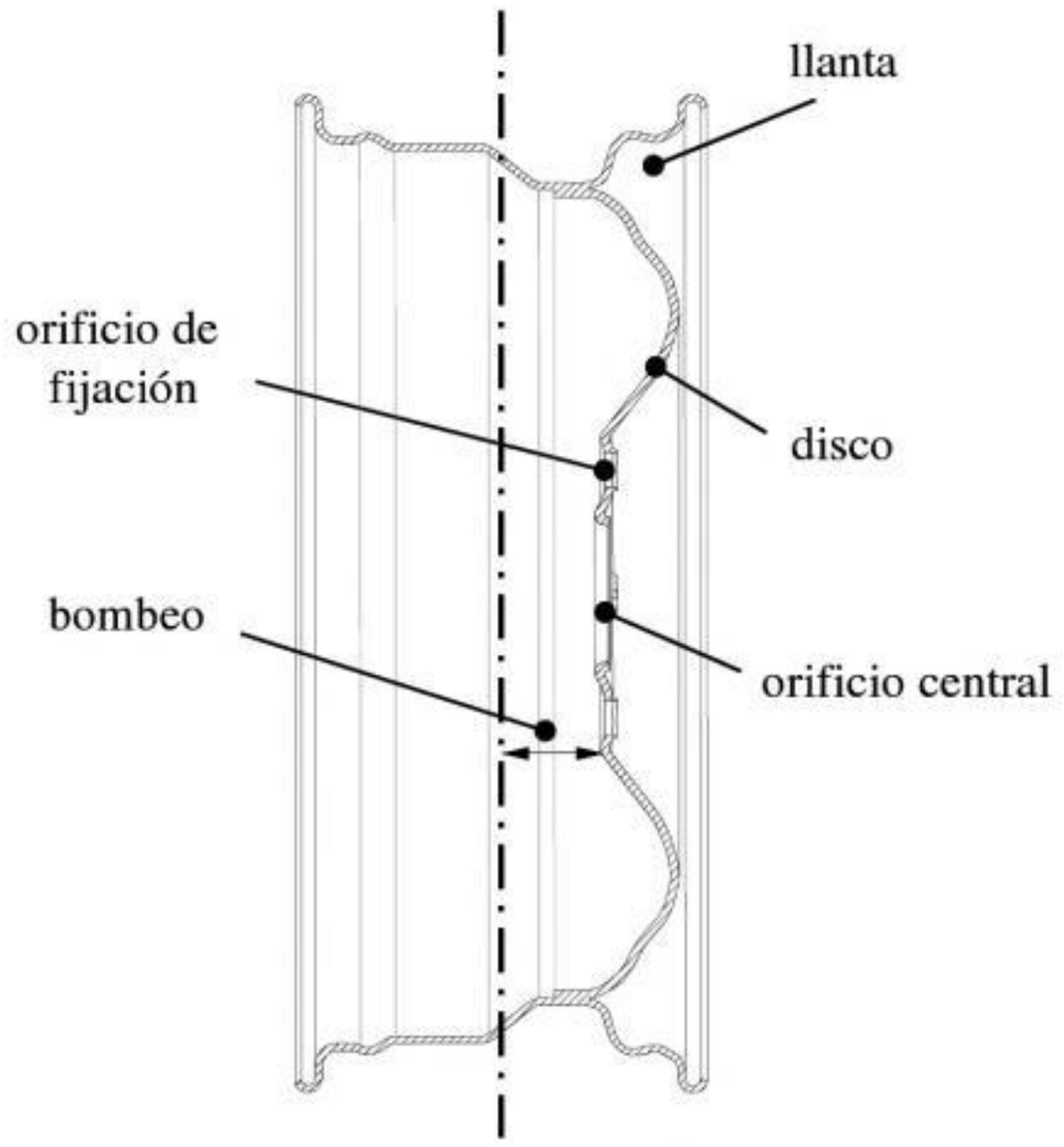


Figura 2.2 Sección transversal de una rueda de disco con bombeo positivo

Figura 2.3 Llantas de chapa para rueda sin cámara (izquierda) y para rueda con cámara (derecha)

2.2.1 LA LLANTA

Las llantas están constituidas por una o varias piezas y pueden presentar diversos perfiles de la sección transversal. Se considera al perfil como la característica fundamental de una llanta, distinguiéndose en éste las siguientes partes (figura 2.4):

- Pestaña. Zona de la llanta donde se apoya lateralmente el talón de la cubierta.

© *ITES - Paraninfo*

Material protegido por derechos de autor

- Asiento del talón. Zona de la llanta donde se apoya el talón de la cubierta proporcionando soporte radial al neumático.
- Base o garganta. Corresponde a la zona de la llanta comprendida entre ambos asientos del talón. Facilita el montaje y desmontaje de los talones de la cubierta.
- Orificio para salida de válvula. Zona donde se aloja la válvula para inflado del neumático.

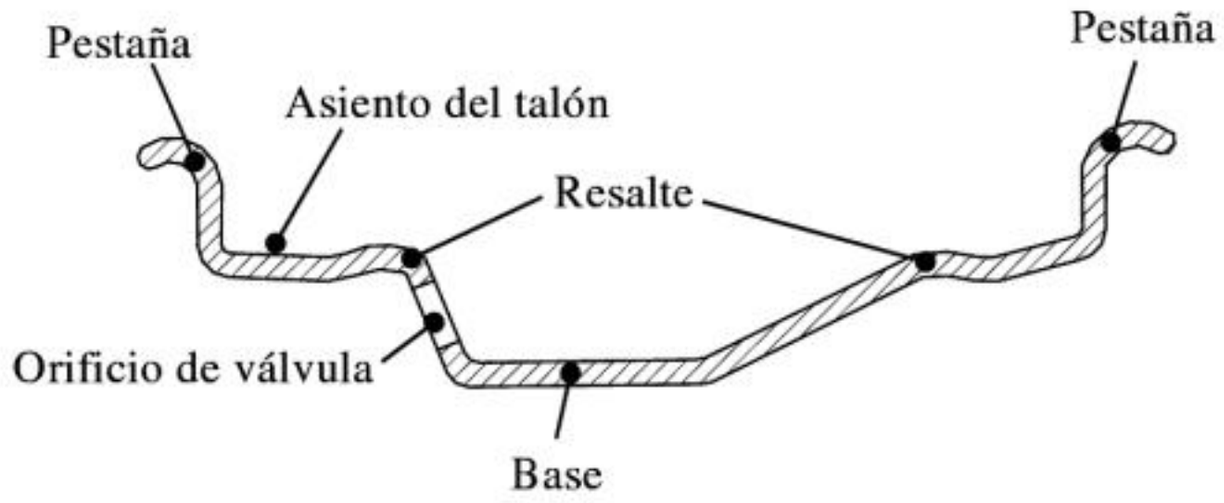


Figura 2.4 Perfil de una llanta

Dado que la característica fundamental de una llanta es el perfil, las llantas se clasifican, en función de la forma de éste, en los siguientes tipos (UNE 26-291-80):

a) Llanta de base honda (de una sola pieza): Es la llanta de una pieza en la que la base queda más profunda en su centro, con el fin de permitir el montaje y desmontaje de la cubierta. Generalmente presenta los asientos de talón inclinados. Estas llantas pueden ser simétricas, asimétricas o con resalte (*hump*).

b) Llantas desmontables, en dos, tres, cuatro o cinco piezas.

Todas las ruedas y llantas están marcadas de forma legible con la designación que permite identificar el tipo de llanta y sus dimensiones. Las ruedas de disco y llantas desmontables se marcan con la siguiente información (UNE 69-018-90):

- Designación de la dimensión de la llanta.
- Identificación del fabricante de la rueda/llanta (nombre, símbolo o marca registrada).
- Fecha de fabricación, al menos, mes y año.
- Código o referencia del fabricante de la rueda/llanta.

La designación de la dimensión de la llanta se detalla a continuación, con el orden indicado según UNE 26-291-80:

- *Diámetro nominal*. Es el que corresponde a los asientos de talón.
- *Tipo de llanta*. Para clasificarlas se utiliza el símbolo *X* cuando es de una sola pieza y el símbolo — para indicar que la llanta está formada por varias piezas.

© *ITES - Paraninfo*

Material protegido por derechos de autor

- *Anchura*. Es la cota del perfil comprendido entre los dos vértices formados por los asientos del talón y las pestañas.
- *Perfil de llanta*. Para definir el perfil lateral de la llanta se utilizan una o varias letras; éstas son: B, C, D, E, F, G, J, JJ, JK y K. La designación del perfil suele ir indicada detrás de la anchura nominal de la llanta.

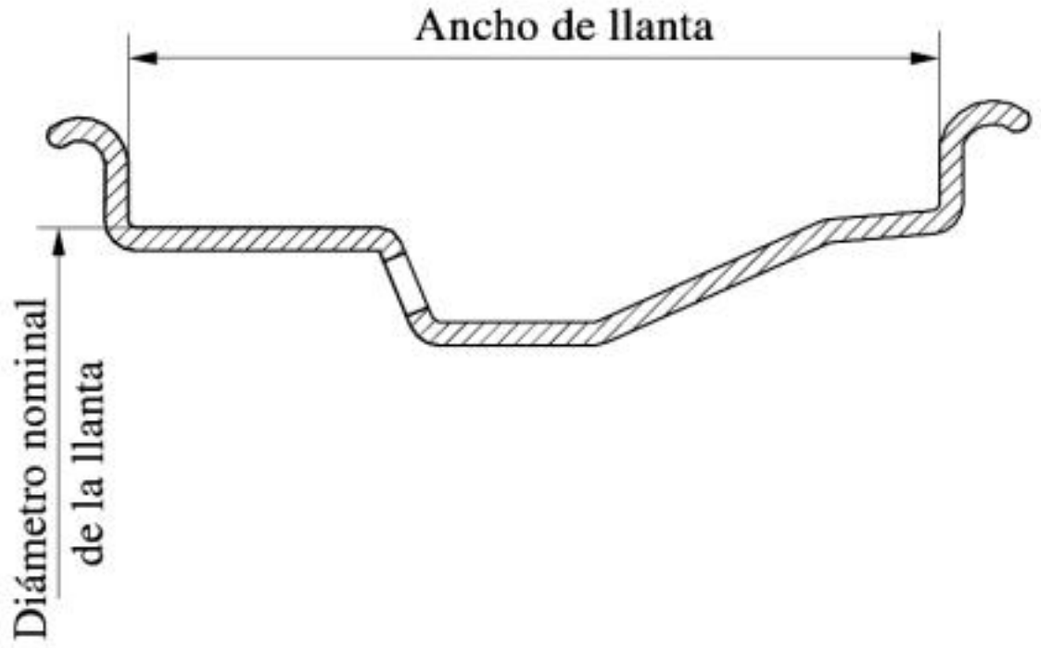


Figura 2.5 Terminología dimensional de las llantas

Los turismos actuales, como se verá mas adelante, disponen de neumáticos radiales sin cámara. Este tipo de neumáticos deben montarse únicamente en llantas provistas de resaltes de seguridad, para evitar pérdidas de presión o que se puedan desmontar en situaciones no deseadas. Las llantas que se emplean en los turismos son casi exclusivamente las de base honda con doble resalte (*Hump*), asiento oblicuo y pestaña en forma de J (figura 2.6), por ser las más seguras en caso de circular con baja presión en el neumático.

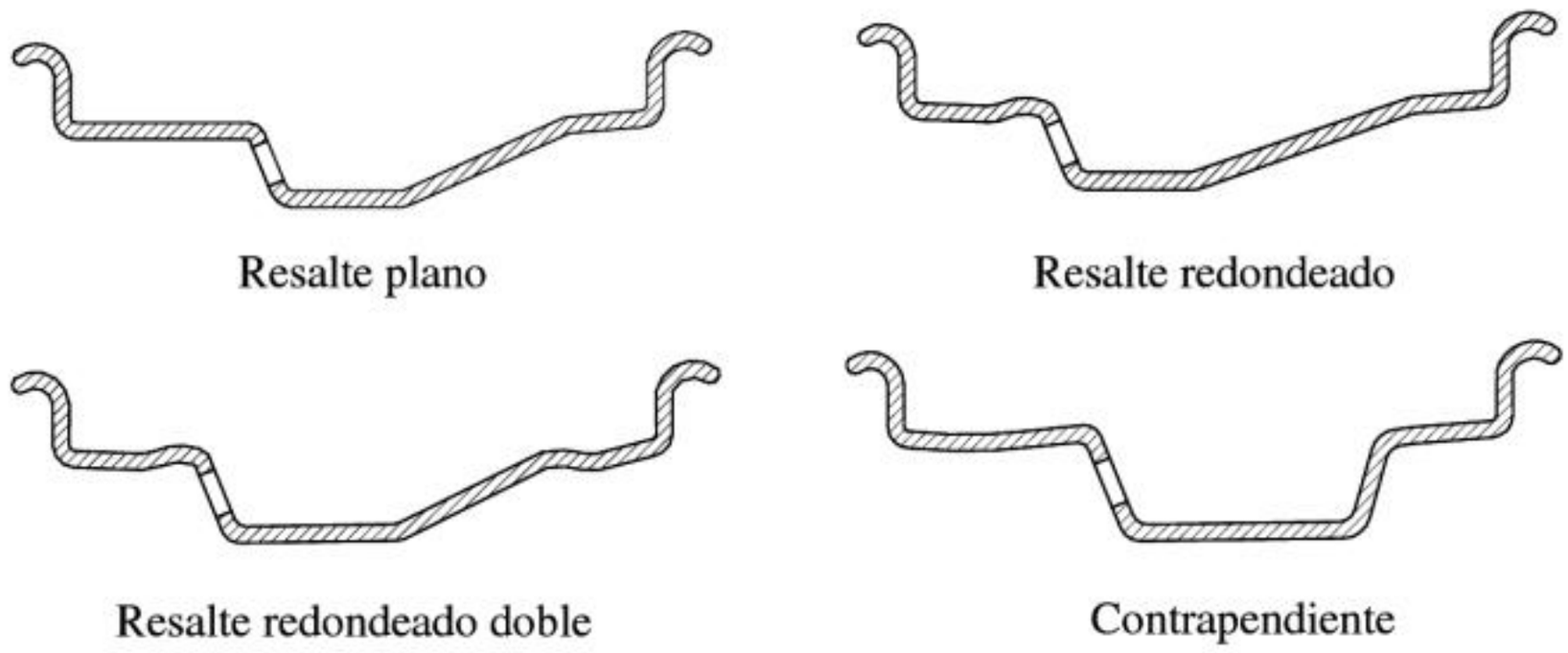


Figura 2.6 Diferentes perfiles de llanta

Las marcas de las llantas con resaltes de seguridad deben incluir, a continuación de la designación dimensional descrita con anterioridad, los datos de la Tabla 2.1.

© *ITES - Paraninfo*

Material protegido por derechos de autor

Tabla 2.1 Marcas de las llantas con resaltes de seguridad

Designación	Perfil asiento de talón		Marca
	Lado exterior	Lado interior	
Resalte redondeado	Resalte redondeado	Normal	H
Resalte redondeado doble	Resalte redondeado	Resalte redondeado	H2
Resalte plano	Resalte plano	Normal	FH
Resalte plano doble	Resalte plano	Resalte plano	FH2
Resalte combinado	Resalte plano	Resalte redondeado	CH
Asiento prolongado especial	Asiento prolongado especial	Normal	SL
Contrapendiente	Contrapendiente	Normal	CP
	Contrapendiente	Contrapendiente	CP2
Pendiente aplanada	Pendiente aplanada	Normal	FP
	Pendiente aplanada	Resalte redondeado	FPH
Resalte redondeado asimétrico	Resalte redondeado asimétrico	Resalte redondeado asimétrico	AH2

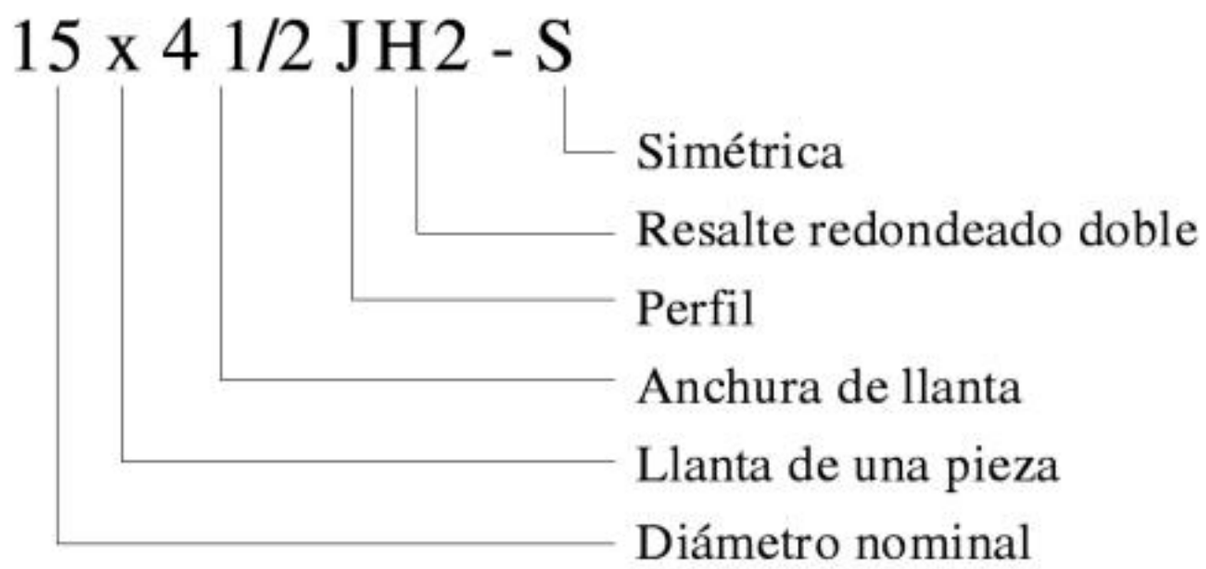


Figura 2.7 Ejemplo de designación de una llanta de base honda

2.3 LOS NEUMÁTICOS

Como se mencionó anteriormente, el conjunto formado por la cubierta y en su caso la cámara, con aire a presión en su interior y montado sobre la correspondiente llanta, es lo que se denomina neumático. A pesar de ello, se suele utilizar el término neumático para denominar a la cubierta, montada o no sobre la llanta.

Los neumáticos influyen de forma sustancial en el comportamiento dinámico del vehículo; por tanto, deben poseer características muy diversas que se pueden resumir en las siguientes:

- Características dinámicas y de seguridad
  - Coeficiente de adherencia elevado en cualquier condición operativa
  - Capacidad, sin variaciones importantes, de soportar esfuerzos transversales

© ITES - Paraninfo

Material protegido por derechos de autor

    - Respuesta directa e inmediata a los movimientos de la dirección
    - Buena estabilidad en curvas
    - Capacidad de soportar su velocidad máxima
    - Pequeñas variaciones en su capacidad de carga
    - Fijación adecuada y firme a la llanta
    - Adecuada flexibilidad radial, circunferencial y transversal
- Confort
    - Propiedades de suspensión y amortiguamiento para absorber acciones dinámicas originadas por las irregularidades de la carretera
    - Bajo nivel de ruido en circulación
    - Baja generación de vibraciones (por falta de equilibrado)
    - Poca resistencia al giro del volante en maniobras a baja velocidad
- Duración (determinada por medio de ensayos)
    - Larga duración con características estables
    - Estabilidad a altas velocidades
    - Resistencia a la fatiga, al desgaste, a la formación de grietas, etc.
- Coste
    - Bajo precio de compra
    - Capacidad de kilometraje elevado
    - Curva de desgaste adecuada
    - Baja resistencia a la rodadura
    - Alto índice de carga
    - Reducido volumen del mismo
- Compatibilidad medioambiental
    - Bajo nivel de ruido
    - Materias primas y energía consumida en la fabricación y reciclaje
    - Posibilidad de recauchutado

La disparidad de características exigidas a los neumáticos es difícil de aglutinar en un solo diseño. Por este motivo, desde el primer neumático hasta los actuales se ha producido una evolución constante, dando lugar a una diversidad importante de diseños. Todos ellos se pueden clasificar en función de diferentes variables; las tres más utilizadas son:

- La estructura de la carcasa
- La utilización o no de cámara de aire
- El tipo de banda de rodadura

2.3.1 COMPONENTES Y ESTRUCTURA DE LA CUBIERTA

Son muchos y muy variados los tipos de cubiertas existentes cuyas características deben ajustarse a las exigencias impuestas por las diferentes condiciones de utilización. Su

© *ITES - Paraninfo*

Material protegido por derechos de autor

diseño y fabricación debe representar un compromiso entre todas ellas, por lo cual en la práctica todas tienen una constitución muy parecida.

En la sección de una cubierta de la figura 2.8 se pueden ver la forma y las diferentes partes que la componen, todas ellas con un tipo de estructura y unas características acordes a la misión que deben cumplir.

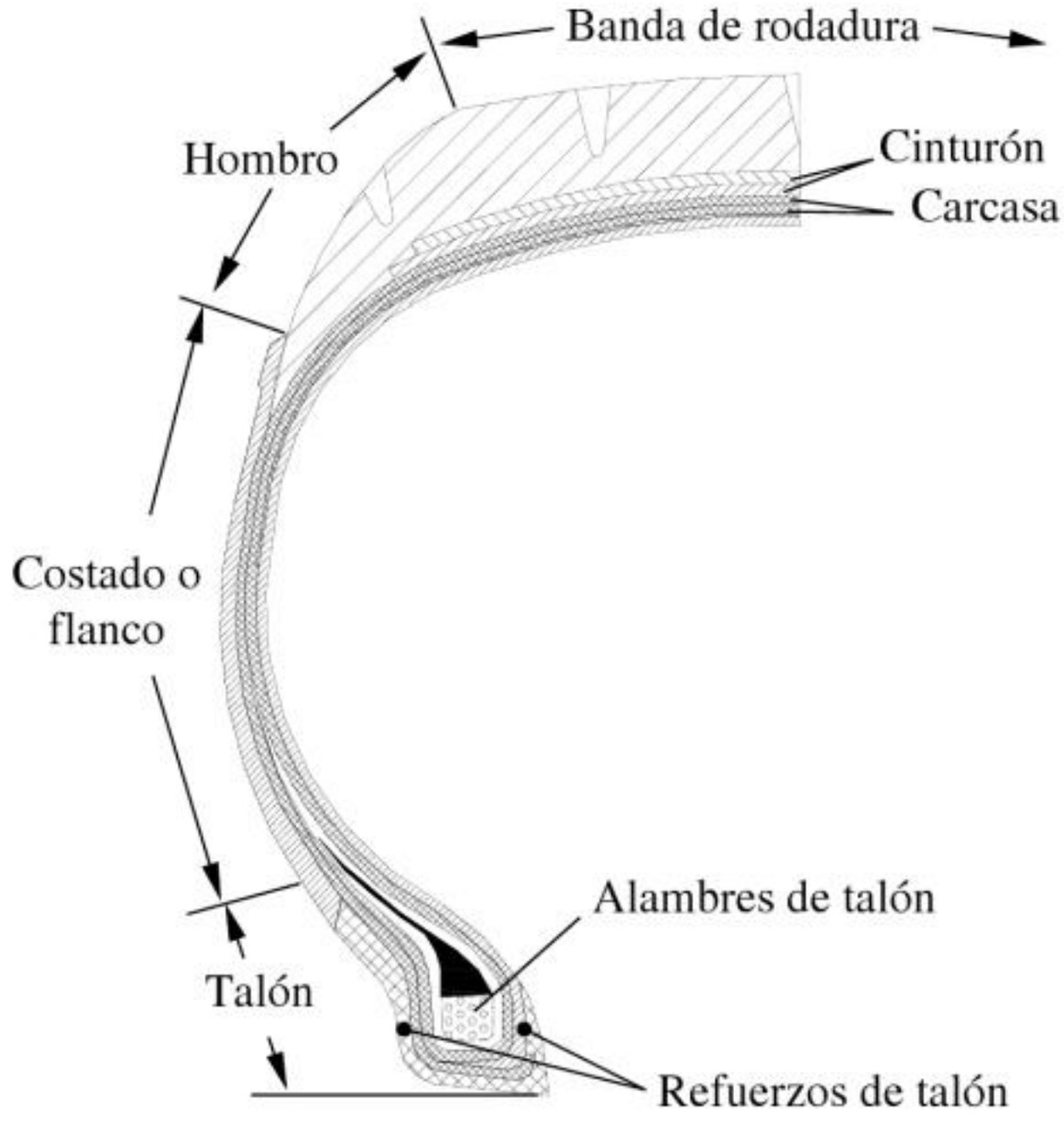


Figura 2.8 Partes y elementos de la sección de una cubierta tipo radial

La carcasa es la parte de la cubierta que le confiere la resistencia, soportando la presión de inflado y los esfuerzos exteriores. Está compuesta por capas superpuestas de telas o lonas embebidas en caucho y que se extienden de talón a talón. El tamaño de las cuerdas o cables del tejido, así como el número de capas, varía según las dimensiones y el tipo de utilización para el que se diseña la cubierta.

El talón es la parte del neumático que se asienta sobre la llanta, fijando el neumático a la misma. Para conferir a la zona la suficiente rigidez se dispone un aro metálico, compuesto normalmente por acero trenzado, recubierto de caucho y tejidos. Los talones quedan unidos a los costados a través de los llamados refuerzos de talón y deben adaptarse perfectamente a la pestaña de la llanta sobre la que se montan para proporcionar una buena estanqueidad, especialmente en cubiertas que no llevan cámara independiente.

El cinturón, compuesto por varias lonas que forman un anillo superpuesto a la carcasa, contribuye a aumentar la rigidez de la zona. La banda de rodadura, en la que va grabado el dibujo en forma de tacos, nervios, ranuras y estrías, constituye la zona de contacto con el suelo, por lo que debe tener buenas propiedades antidesgaste, de adherencia, resistencia al calor, etc.

© ITES - Paraninfo

Material protegido por derechos de autor

Los hombros son los extremos laterales de la banda de rodadura y le sirven de protección contra los roces y choques laterales. Es una zona de generación importante de calor por ser la unión entre el flanco y la banda de rodadura. Los costados o flancos son las partes comprendidas entre los talones y los hombros. Deben poseer una elevada resistencia para proteger las telas de la carcasa contra golpes, roces, etc. Por otro lado, deben tener una adecuada flexibilidad para complementar a la suspensión, proporcionando al neumático el amortiguamiento y la elasticidad necesarios. Por último, el diseño de la parte superior del costado, en la zona de los hombros, ha de tener en cuenta la gran generación de calor que suele producirse en esta zona, que la convierte en crítica para la duración y comportamiento del neumático. Es frecuente situar en esta zona ranuras en sentido radial o circunferencial y otros elementos que favorezcan la refrigeración de la región.

2.3.2 LA CARCASA - TIPOS DE CUBIERTAS

La principal clasificación de las cubiertas se hace en función de la disposición de los tejidos que forman la carcasa. Ésta puede presentar tres disposiciones, dando lugar a tres tipos:

- Diagonal o convencional
- Radial o cinturado
- Diagonal cinturado

Los dos primeros se pueden considerar como disposiciones básicas y la última como una disposición derivada, intermedia entre ambas.

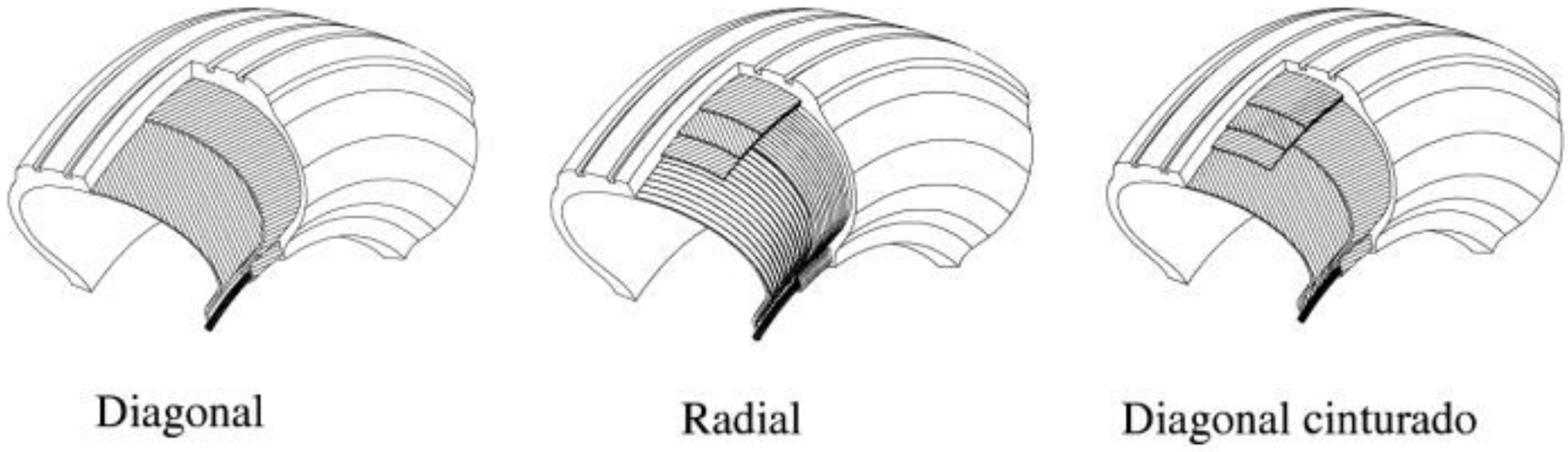


Figura 2.9 Estructuras básicas de neumáticos

CUBIERTAS DIAGONALES

En este tipo de cubiertas la carcasa está formada por, al menos, dos capas de lonas cuyas fibras (cables o cuerdas) se disponen diagonalmente (oblicuas), formando

© ITES - Paraninfo

Material protegido por derechos de autor

alternativamente ángulos iguales y de sentido contrario respecto al plano medio del neumático (figura 2.10).

El ángulo que forman las fibras con respecto al plano medio varía entre 20 y 40º dependiendo de la aplicación a la que se destine el neumático. Los ángulos pequeños mejoran la estabilidad direccional y la capacidad de soportar esfuerzos longitudinales, pero disminuyen la capacidad de carga y empeoran el confort. Por este motivo, los neumáticos diseñados para turismos tienen ángulos pequeños, del orden de 30º, mientras que los que se diseñan para vehículos industriales, donde prima la capacidad de carga, tienen ángulos del orden de 40º.

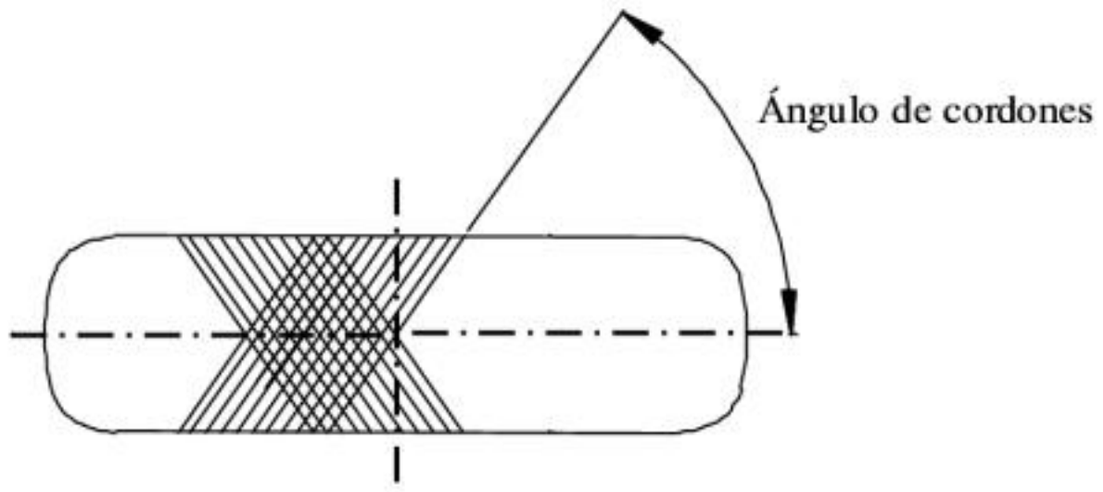


Figura 2.10 Ángulo de los cordones en un neumático diagonal

Este diseño de carcasa fue el primero en utilizarse, siendo mejorado por los diseños que aparecieron posteriormente. Una de las ventajas que presenta con respecto a otros tipos de carcasas es la de poseer un flanco más resistente, adecuado para firmes excesivamente irregulares y agresivos. A pesar de ello, por las desventajas que presenta con respecto a los tipos que se verán a continuación, los neumáticos diagonales no se emplean en los turismos actuales y su uso esta reducido exclusivamente a:

- Neumáticos de emergencia para turismo
- Ciclomotores
- Vehículos de carrera, modalidades concretas (por su bajo momento de inercia)
- Vehículos agrícolas que no requieran velocidades elevadas

CUBIERTAS RADIALES

Inventada por *Michelin* en 1948, comienza a generalizarse su uso en los años 60 hasta convertirse en el tipo de cubierta más empleada en la actualidad. Las cubiertas radiales se caracterizan porque su carcasa la forman una o más capas de lonas cuyas fibras se disponen en dirección radial, extendiéndose de talón a talón según el recorrido más corto, formando un ángulo prácticamente igual a 90º (entre 88º y 90º) con respecto al plano medio del neumático. Con el objeto de aumentar la rigidez de la cubierta, la estructura se completa con un cinturón, de ancho inferior al de la misma, dispuesto entre la carcasa y la banda de rodadura. El cinturón está compuesto de varias capas de lonas formadas por

© *ITES - Paraninfo*

Material protegido por derechos de autor

fibras textiles o metálicas orientadas componiendo alternativamente ángulos iguales y de sentido contrario respecto al plano medio del neumático (ángulos entre 18 y 20º). En el cinturón de los neumáticos diseñados para vehículos de turismo predominan las fibras metálicas, para proporcionar la rigidez necesaria, mientras en la carcasa predominan las fibras textiles.

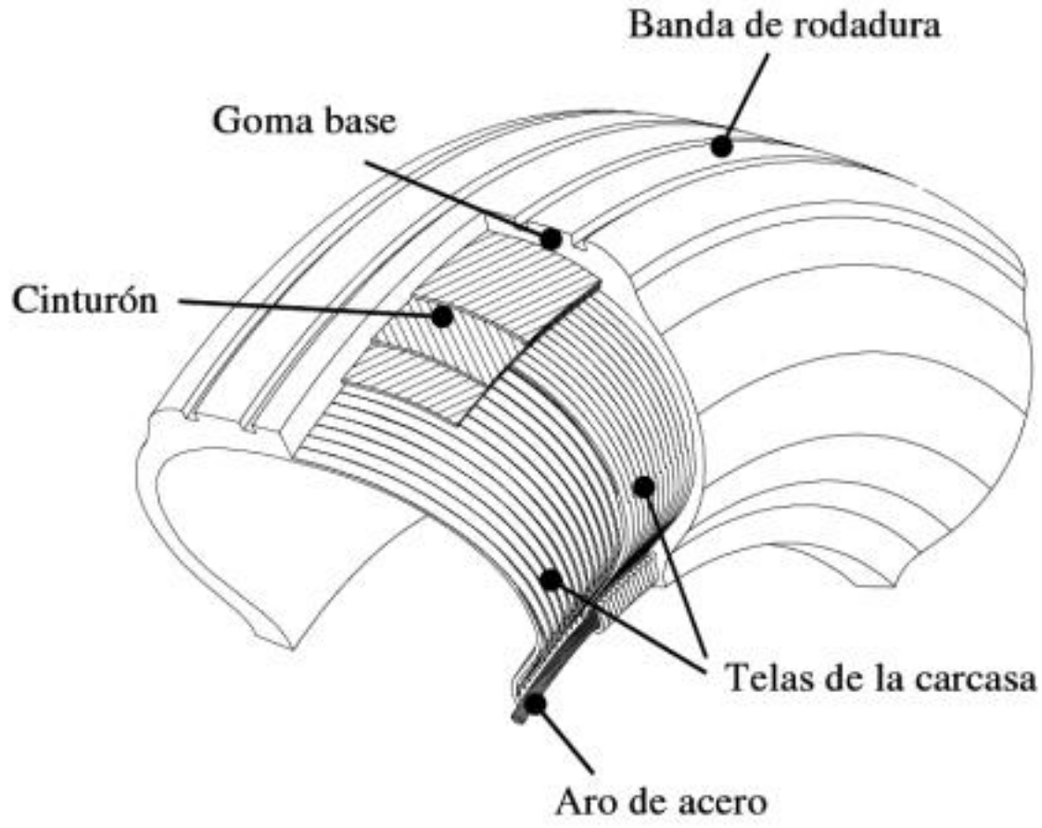


Figura 2.11 Ejemplo de neumático de estructura radial

Este tipo de cubiertas presenta una serie de ventajas, con respecto a otros tipos de estructura de la carcasa, que se pueden resumir en:

- Mayor duración (kilometraje superior):
  - ✓ Desgaste más uniforme de la banda de rodadura
  - ✓ Menor generación de calor y, por tanto, envejecimiento más lento
- Mayor capacidad para soportar esfuerzos longitudinales y transversales (mayor adherencia longitudinal y transversal)
- Mayor rigidez a deriva
- Mayor confort a velocidades altas
- Menor resistencia a la rodadura
- Mejor comportamiento ante el *acuaplaning* o hidroplaneo
- Mejor comportamiento en superficies de baja adherencia
- Mayor relación entre capacidad de carga y peso propio del neumático

Ventajas como la mejora del confort, la menor resistencia a la rodadura y la menor generación de calor se deben a que, en su construcción, requieren un número menor de lonas en la carcasa que otro tipo de diseños. Por otro lado, la mayor capacidad de soportar esfuerzos en cualquier condición operativa, la rigidez a deriva o el desgaste más uniforme son debidos a la mayor rigidez de la banda de rodadura, motivada por la presencia del

© ITES - Paraninfo

Material protegido por derechos de autor

cinturón, que hace disminuir su deformación ante los esfuerzos que soporta y, por tanto, aumenta la superficie de contacto con el suelo, mejorando la distribución de presiones.

Entre las desventajas de este tipo de cubiertas destacan la de poseer costados más débiles, debido al menor número de lonas presentes en su construcción. Por otro lado, la mayor rigidez de la banda de rodadura supone una generación de ruido superior al de los neumáticos diagonales. Por último, presentan un menor confort de conducción a velocidades bajas debido al incremento de la fuerza necesaria para girar el volante y de las vibraciones que se generan.

En términos generales, se puede afirmar que las cubiertas de tipo radial presentan importantes ventajas con respecto a las diagonales en aspectos tan diversos como su comportamiento dinámico, duración, confort, etc., por lo que se trata del tipo de cubiertas más utilizado en la actualidad.

CUBIERTA DIAGONAL CINTURADA

Su estructura base es la misma que la descrita para las cubiertas diagonales. La diferencia estriba en que disponen de un cinturón, con un ángulo de las fibras pequeño, entre la carcasa y la banda de rodadura. La presencia del cinturón aumenta la rigidez de la banda de rodadura, mejorando así el comportamiento dinámico del neumático diagonal y, por tanto, sus propiedades pueden considerarse intermedias entre los dos tipos descritos en los apartados anteriores.

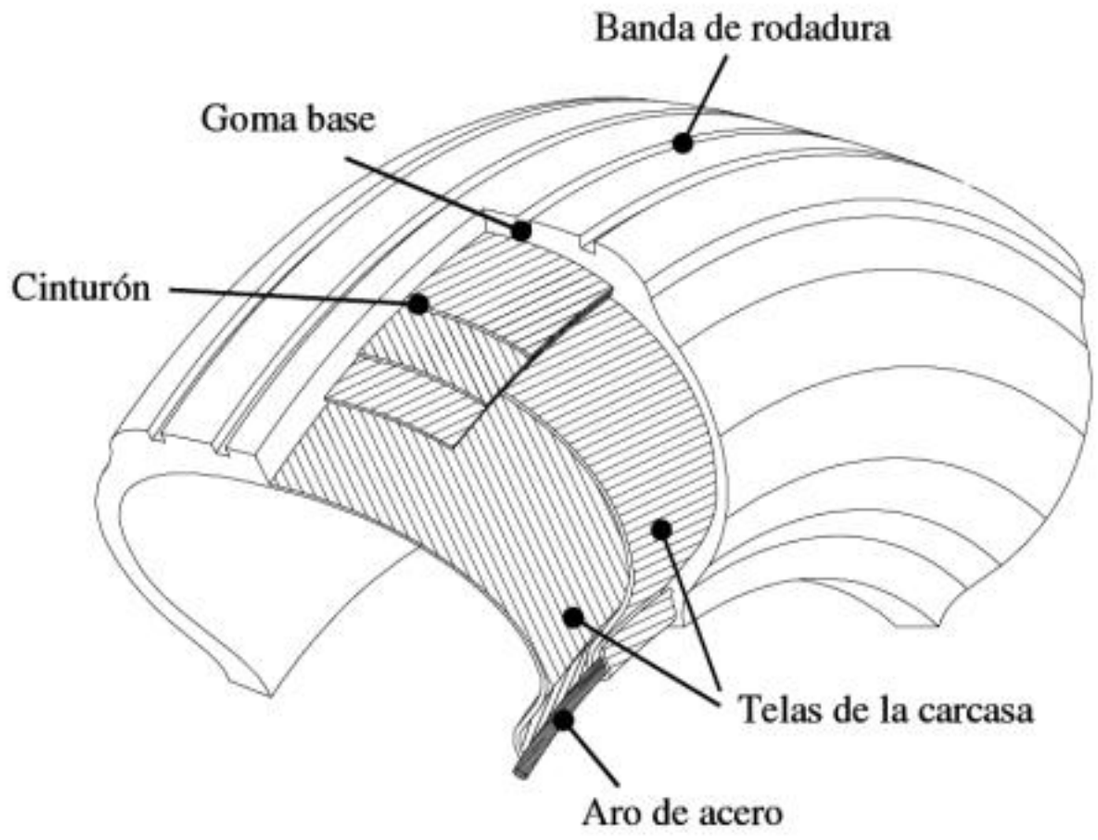


Figura 2.12 Ejemplo de neumático de estructura diagonal con cinturón

2.3.3 LA BANDA DE RODADURA

El único enlace entre el vehículo y la superficie de la carretera se produce a través de la banda de rodadura que, por tanto, debe soportar todas las fuerzas longitudinales y

© ITES - Paraninfo

Material protegido por derechos de autor

transversales debidas a la dinámica del vehículo, permitiendo la tracción, el frenado y el control direccional del mismo. Por consiguiente, las principales funciones de la banda de rodadura son:

- Proporcionar la máxima adherencia en cualquier condición operativa
- Asegurar la estabilidad direccional
- Prevenir o reducir el *acuaplaning* o hidroplaneo
- Producir un desgaste reducido y uniforme
- Presentar baja resistencia al giro del volante en maniobras a baja velocidad

Todas estas funciones deben conseguirse con un diseño atractivo y que genere el menor ruido posible en circulación. El que se consigan no depende tan sólo de la naturaleza de los materiales; influyen factores como la estructura interna de la cubierta y el dibujo de la banda, es decir, la distribución de nervios, aristas, estrías, etc.

El dibujo de la banda de rodadura influye de forma importante en el comportamiento del neumático cuando se circula por superficies de baja adherencia. Cuando la baja adherencia es debida a la presencia de una capa de agua sobre la calzada, el dibujo de la banda es fundamental para permitir la evacuación de la misma, permitiendo el contacto entre el caucho y la carretera. Sin embargo, cuando se circula por superficies secas y duras (asfalto u hormigón seco), el dibujo tiene poca influencia sobre la adherencia, dándose la circunstancia de que neumáticos sin dibujo suelen tener mejores prestaciones en ese tipo de firmes.

Por otro lado, el dibujo influye en la asimetría que presenta el neumático entre la adherencia longitudinal y transversal, siendo más notable cuando la circulación se produce sobre firmes de baja adherencia. Otro de los aspectos en los que influye el dibujo es el ruido que se genera en circulación. Para tratar de minimizarlo, la banda de rodadura se diseña dividiéndola en varios segmentos de diferente longitud, cada uno con su propio patrón de dibujo, asegurándose, de esta manera, que no presente formas repetidas en intervalos iguales.

Además, el diseño debe asegurar que el esfuerzo sobre la dirección, al realizar maniobras, sea reducido. Esto se consigue, entre otras formas, por medio de una transición adecuada entre el hombro y la superficie de rodadura. Como cabría esperar por las diferentes exigencias, existe una gran variedad de diseños de bandas de rodamiento. A pesar de ello, se pueden clasificar en función de la dirección predominante de sus acanaladuras:

- Acanaladuras con dirección circunferencial predominante. Este tipo de diseño proporciona buena adherencia transversal a la vez que ofrece baja resistencia a la rodadura. Sin embargo, suelen tener una capacidad de tracción reducida. Por tanto, se emplean para ruedas directrices no motrices.
- Acanaladuras con dirección transversal predominante. Este tipo de neumático presenta un buen comportamiento ante las solicitaciones longitudinales, con la desventaja de excitar verticalmente la suspensión, por el golpeteo constante de

© ITES - Paraninfo

Material protegido por derechos de autor

los tacos, reduciendo el confort de la conducción. Suelen emplearse en vehículos extraviarios.

- Dibujo mixto. Combinación de los dos tipos descritos, su comportamiento dependerá del sentido predominante y, por tanto, el uso al que se destinan puede ser variado.

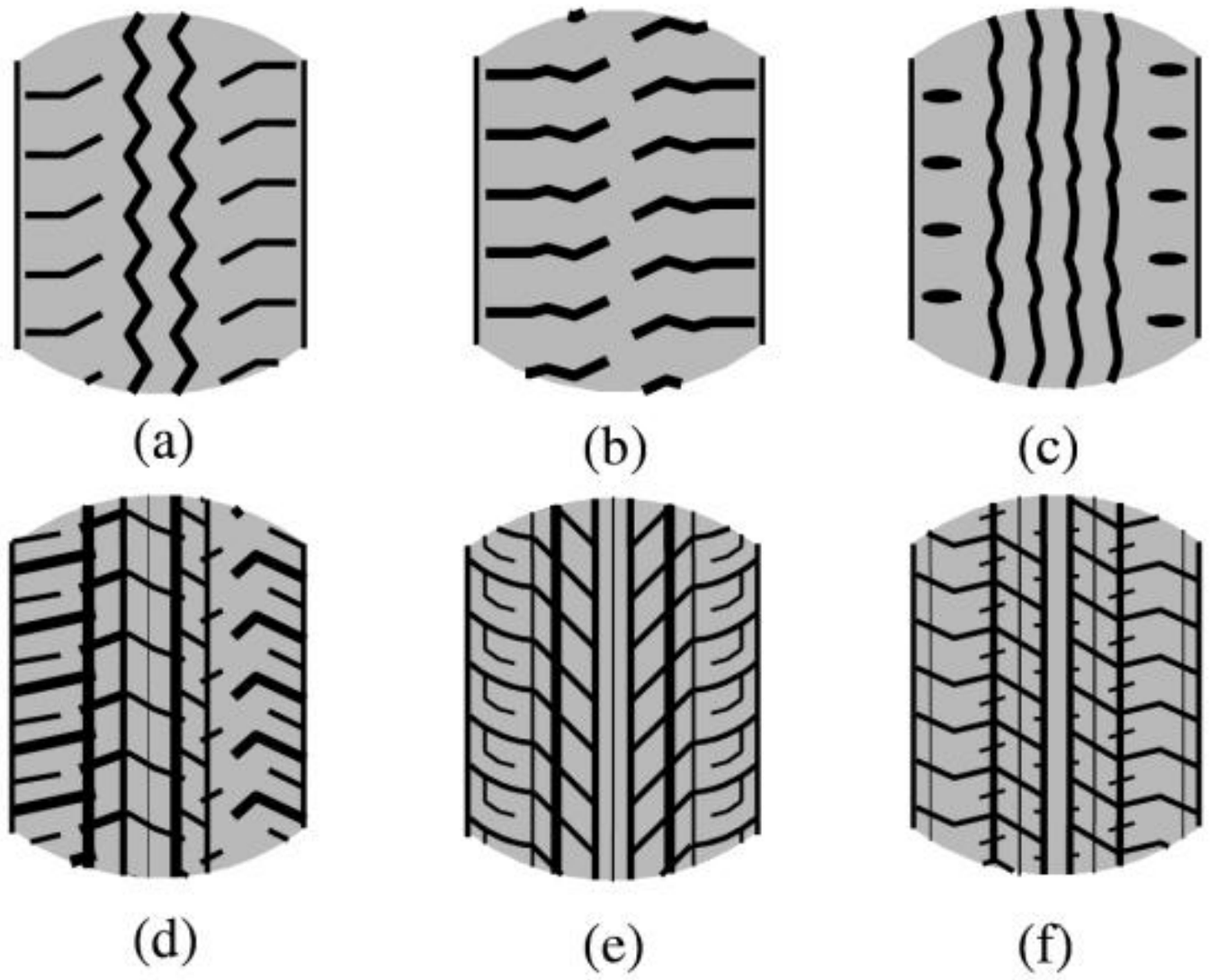


Figura 2.13 Tipos de dibujos de las bandas de rodadura con diferentes características

Como ejemplos del tipo mixto, se muestran en la figura 2.13 seis dibujos diferentes con la propiedades que se describen a continuación:

a) La parte central, con acanaladuras orientadas en sentido circunferencial, proporciona un buen control direccional mientras el exterior, con acanaladuras en sentido transversal, proporciona buena capacidad de tracción y frenado. Aplicable a camiones o autobuses en cualquier eje.
b) Buena capacidad de tracción y frenado debido a sus acanaladuras en sentido transversal. Es un diseño que genera un alto nivel de ruido a velocidades elevadas y una importante resistencia a la rodadura. Aplicable en superficies de tierra para ruedas tractoras de autobuses o vehículos industriales.
c) Baja resistencia a la rodadura y buen control direccional. El diseño permite altas velocidades debido a la baja generación de calor. Desventajas en tracción y frenado en superficies mojadas. Aplicable a camiones o autobuses en ruedas directrices.
d) Es un tipo de diseño asimétrico realizado para proporcionar buena adherencia en superficies secas y una buena evacuación de agua.

© ITES - Paraninfo

Material protegido por derechos de autor

e) Diseño con un buen compromiso entre el comportamiento en tracción y frenado y el comportamiento lateral, con buena evacuación de agua. Son apropiadas para turismos de altas prestaciones.
f) Proporciona buen control direccional y estabilidad en superficies de baja adherencia, con una buena evacuación de agua. Son propensas a un desgaste importante. Aplicables a turismos.

Dada la importancia que tiene el dibujo de la banda de rodadura en las propiedades de la cubierta, la reglamentación española exige una profundidad mínima de las acanaladuras para permitir su utilización. En concreto, en las categorías M_1, N_1, O_1 y O_2 deben presentar, durante toda su utilización en las vías públicas, una profundidad en las ranuras principales de la banda de rodamiento que, como mínimo, debe ser de 1,6 mm. Además, los neumáticos homologados de acuerdo con el Reglamento ECE nº 30 o la Directiva 92/23/CEE (LCEur 1992/1486) que equipan vehículos de turismo y sus remolques deberán tener indicadores de desgaste. Dichos indicadores de desgaste sirven para señalar que las ranuras principales de la banda de rodamiento han alcanzado la profundidad mínima de dibujo indicada con anterioridad.

2.3.4 NEUMÁTICOS CON CÁMARA Y SIN CÁMARA

Los neumáticos sin cámara de aire se utilizan en la práctica totalidad de turismos y su uso es cada vez más extendido en vehículos industriales. La cubierta que no utiliza cámara de aire lleva en su interior un forro de protección de caucho, elástico y estanco. Sin embargo, las ventajas de los neumáticos sin cámara son importantes:

- Mejoran la retención del aire. En los neumáticos con cámara, ante un pinchazo o un deterioro de la misma se produce una pérdida rápida de aire y una variación brusca de la rigidez del neumático, que provoca inestabilidad en la trayectoria del vehículo. Sin embargo, los neumáticos sin cámara llevan un forro vulcanizado, que actúa como agente obturador de los pinchazos.
- Mejora de la seguridad. En los neumáticos con cámara es relativamente frecuente el reventón producido por el roce de la cámara con aristas, abolladuras, defectos, etc. de la llanta o de la propia cubierta. En los neumáticos sin cámara ese fenómeno no se produce.
- Mejoran el confort. El conjunto rueda más neumático sin cámara es, en general, más ligero que el que lleva cámara y, por tanto, la masa no suspendida es menor.
- Mejoran la evacuación de calor. Sin cámara interior, el calor generado, que incrementa la temperatura del aire interior, se disipa fácilmente a través de la llanta. Con la presencia de la cámara la disipación se dificulta por la baja conductividad de la misma.
- Mejora del montaje. La presencia de una cámara interior dificulta el montaje de la cubierta por el cuidado necesario para no dañarla, no montarla retorcida, etc.

© *ITES - Paraninfo*

Material protegido por derechos de autor

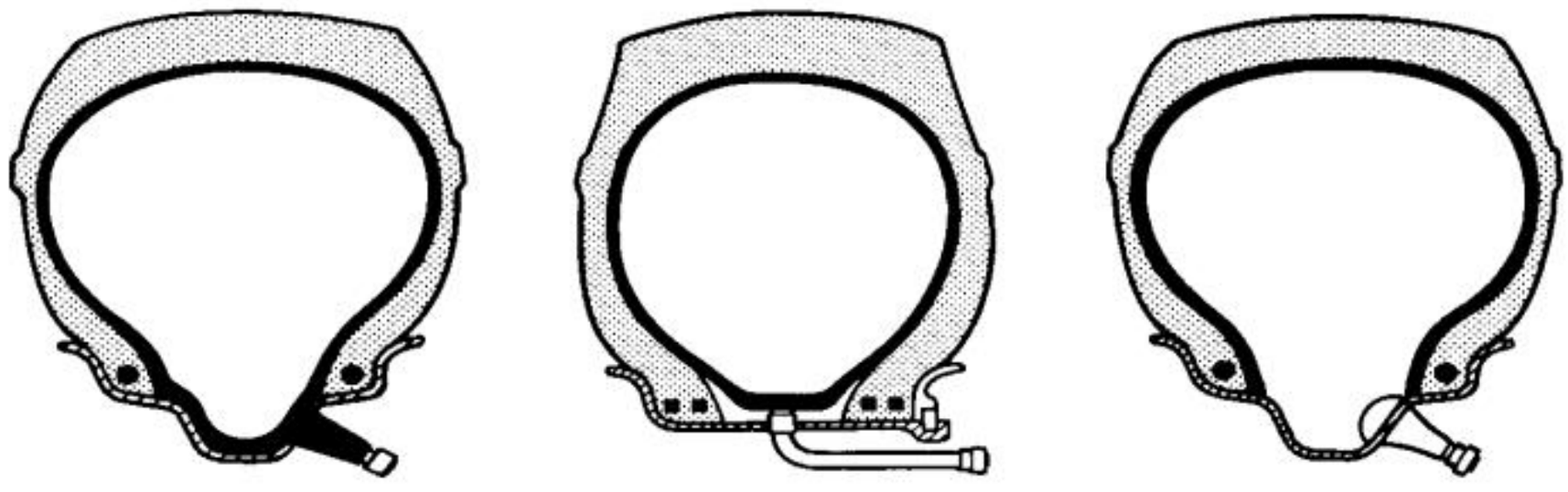
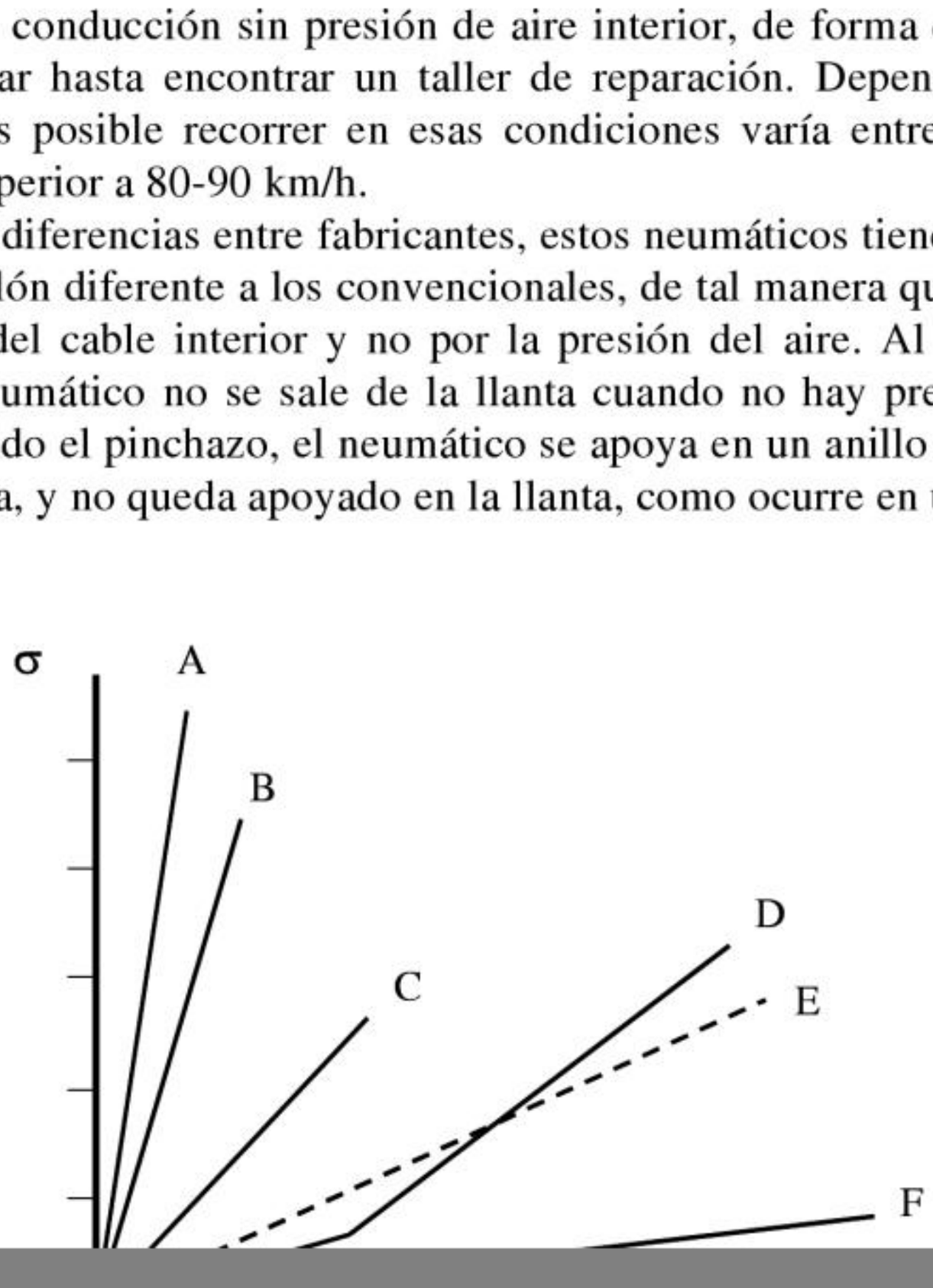


Figura 2.14 (a) Neumático con cámara para turismo, (b) con cámara para camión y (c) sin cámara para turismo

En la actualidad, los fabricantes de neumáticos están desarrollando modelos sin cámara que permiten la conducción sin presión de aire interior, de forma que, ante un pinchazo, se pueda circular hasta encontrar un taller de reparación. Dependiendo del modelo, la distancia que es posible recorrer en esas condiciones varía entre 80 y 150 km, a una velocidad no superior a 80-90 km/h.

Aunque con diferencias entre fabricantes, estos neumáticos tienen un sistema de unión entre llanta y talón diferente a los convencionales, de tal manera que se mantienen unidos por la tensión del cable interior y no por la presión del aire. Al ser una unión de tipo mecánica, el neumático no se sale de la llanta cuando no hay presión de aire. Además, una vez producido el pinchazo, el neumático se apoya en un anillo interior, que rodea por dentro a la llanta, y no queda apoyado en la llanta, como ocurre en uno convencional.



2.3.5 MATERIALES DE LA CUBIERTA

Los materiales empleados en la fabricación de las cubiertas se pueden englobar en tres grupos diferentes:

- Compuestos de caucho
- Tejidos (fibras textiles, hilos de acero, etc.)
- Alambres de acero

Se trata, por tanto, de una estructura formada por materiales de características y propiedades mecánicas muy diferentes, como se puede ver en la figura 2.15.

COMPUESTOS DE CAUCHO

Estos compuestos son mezclas de cauchos naturales y sintéticos que se combinan con otras sustancias y se someten a un proceso de vulcanización para obtener las propiedades físicas requeridas. Cabe destacar que, dentro de un mismo neumático, son muy diversas las características de la goma que se precisa para sus diferentes partes. Así, se requiere una goma de elevada rigidez para el engomado de las telas, resistencia al plegado, laceración y envejecimiento para los talones y los flancos. Para las bandas de rodadura se precisan gomas con importante resistencia a la abrasión, a la laceración y a la oxidación.

Los polímeros o cauchos más utilizados en la construcción de cubiertas son:

- Caucho natural (NR)
- Estireno butadieno (SBR)
- Caucho de butadieno (BR)
- Caucho de isopreno (IPR)
- Caucho butílico halogenado

A pesar de la existencia de los cauchos sintéticos, el caucho natural, obtenido del jugo lechoso de determinados árboles, es aún empleado en la fabricación de cubiertas. El motivo son las excelentes propiedades físicas del mismo, como resistencia al desgaste, a impactos y flexión o la baja generación de calor y pérdidas por histéresis. Sus principales inconvenientes son la falta de uniformidad de sus propiedades, poca resistencia al envejecimiento, a fatiga y a la formación de ozono. Debido a sus propiedades se emplea en la fabricación de todas las partes de la cubierta.

El estireno butadieno es actualmente el tipo de caucho sintético más utilizado. Sus ventajas son la uniformidad de las propiedades, la facilidad de procesado, resistencia al envejecimiento y resistencia al desgaste. Sus desventajas son la generación de calor y la baja resistencia a impactos. Por ello, es empleado en la banda de rodadura, la carcasa y la parte interna.

El caucho de butadieno, como el estireno butadieno, es comúnmente utilizado. A diferencia de los dos componentes descritos, éste presenta una alta flexibilidad pero con poca resistencia a la elongación. Presenta buena resistencia al desgaste y a las bajas

© *ITES - Paraninfo*

Material protegido por derechos de autor

temperaturas y, por tanto, suele mezclarse con el caucho natural o con el estireno butadieno para compensar sus propiedades. Es utilizado, principalmente, para la fabricación de los flancos.

El caucho de isopreno presenta propiedades similares a las del caucho natural, pero con un precio muy superior al de éste. Por este motivo se usa para reemplazar, en parte, al caucho natural. El caucho butílico halogenado tiene una alta impermeabilidad al aire, resistencia a la generación de ozono y a la fatiga. Sus desventajas son la generación de calor, la baja resistencia a impactos y la baja adhesión. Debido a su impermeabilidad, es empleado para la fabricación de la parte interna de la cubierta.

Entre las sustancias que se combinan con los cauchos para la mejora de sus propiedades destacan: negro de humo, azufre, acelerantes, plastificantes, activadores, antioxidantes, antiozonantes, etc. Los antioxidantes y antiozonantes se utilizan para evitar el envejecimiento producido por la formación de ozono, por el calor o por la fatiga. El negro de humo se añade para mejorar la resistencia a la rotura, al desgaste y el módulo de elasticidad. El azufre se utiliza como agente vulcanizante, con objeto de dar la elasticidad y dureza a la cubierta.

TEJIDOS

Se engloban dentro de los tejidos a los materiales utilizados para la fabricación de las lonas que forman parte de la carcasa y el cinturón. Embebidos en los compuestos de caucho, proporcionan resistencia y estabilidad a la estructura de la cubierta, constituyendo el elemento que más influye en sus propiedades finales. Antiguamente, los tejidos se fabricaban con cuerdas de algodón unidas por medio de caucho. En la actualidad, los materiales utilizados frecuentemente en su fabricación son:

- Fibras textiles: *rayon*, *nylon*, poliéster
- Hilos de acero
- Fibra de vidrio

Dadas las diferentes propiedades de los materiales, cada uno de ellos se utiliza para una parte determinada dentro de una misma cubierta y en función del tipo de utilización a que se destina ésta. Así, por ejemplo, para la carcasa de los neumáticos de turismo se utilizan tejidos de poliéster, de *rayon* o *nylon*, mientras en los neumáticos de camión se emplean hilos de acero. En los cinturones, dada la necesidad de tejidos resistentes, se utilizan alambres de acero o con una combinación de acero, *rayon* y *nylon*. En la parte del talón los tejidos son exclusivamente de acero.

ALAMBRES DE ACERO

En los talones se emplean hilos de acero, de diámetro superior al empleado en las telas, en forma trenzada o en paquetes de hilos paralelos. Estos paquetes de alambres se

© ITES - Paraninfo

Material protegido por derechos de autor

embeben en el caucho para conformar un aro con secciones circulares, cuadradas o hexagonales. Con el objeto de mejorar la adherencia entre la goma y los alambres en el proceso de vulcanización, los hilos reciben un tratamiento superficial de cobreado o latonado. Con este tipo de estructura el talón es la parte más rígida de la cubierta, permitiendo la fijación de la misma a la llanta sin movimiento relativo entre ambas. A pesar de la elevada rigidez de esta parte, debe poseer la elasticidad adecuada para garantizar una distribución uniforme de las tensiones.

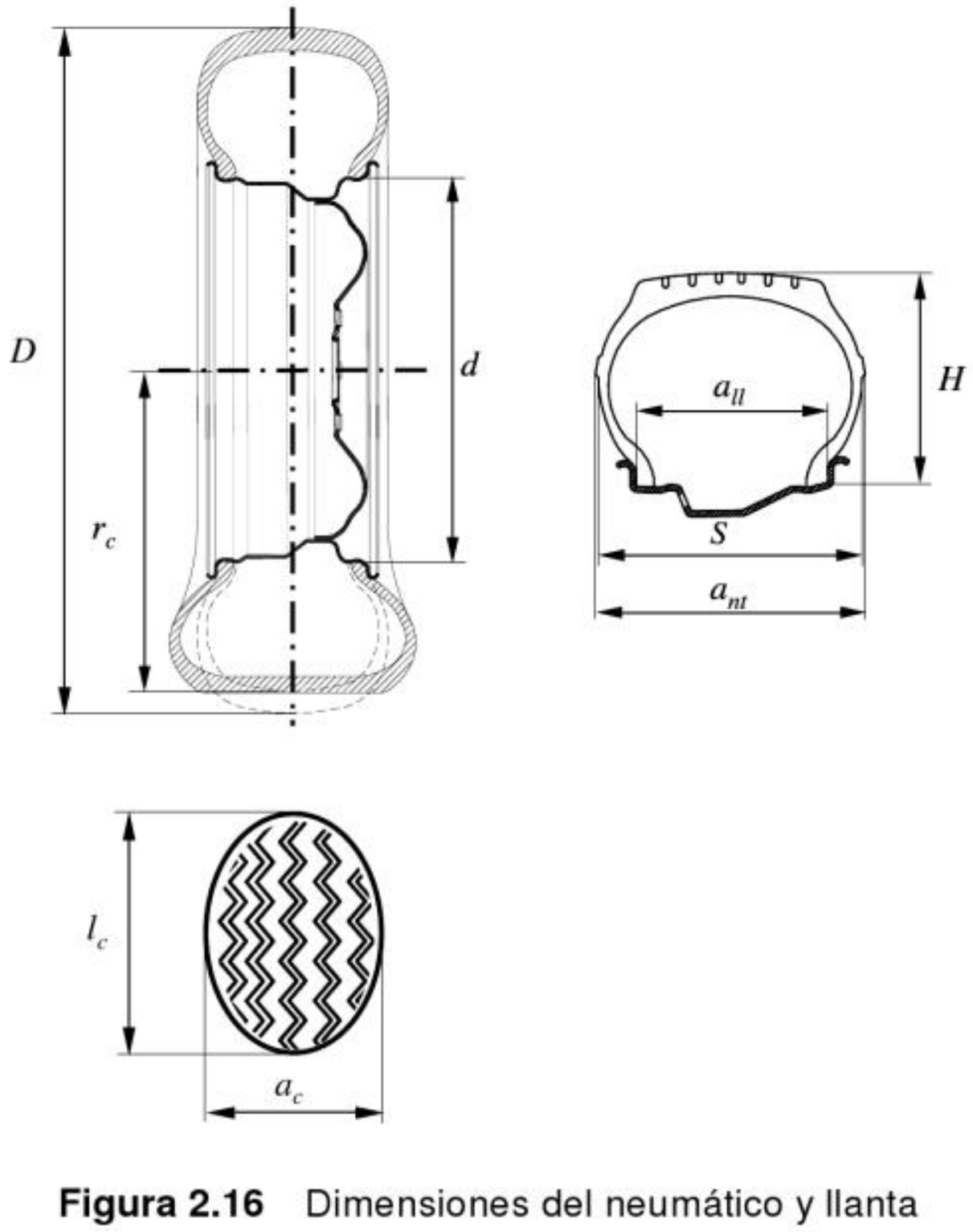


Figura 2.16 Dimensiones del neumático y llanta

2.3.6 CODIFICACIÓN PARA LA DESIGNACIÓN DE LOS NEUMÁTICOS

Para la clasificación e identificación de los neumáticos se utiliza una codificación alfanumérica, asegurando la intercambiabilidad de los mismos con independencia del fabricante. Por estar vigente en España, se presenta en este apartado la codificación recogida en el Reglamento nº 30 "Disposiciones uniformes referentes a la homologación de neumáticos para automóviles y sus remolques", Anexo al Acuerdo de las Naciones Unidas "concerniente a la adopción de condiciones técnicas uniformes de homologación de vehículos a motor, equipos y partes que puedan ir unidas y/o usadas en vehículos a

© *ITES - Paraninfo*

Material protegido por derechos de autor

motor". Este Reglamento es aplicable a los neumáticos utilizados en vehículos de las categorías M_1, O_1 y O_2, con excepción de vehículos históricos, vehículos de competición y neumáticos de velocidad superior a 300 km/h.

La codificación utilizada para designar a los neumáticos tiene en cuenta diferentes parámetros y datos, los cuales se pueden englobar en cuatro tipos fundamentales:

- Marca de fabricante o de comercialización
- Parámetros dimensionales
- Parámetros relativos a la estructura
- Parámetros relativos a las condiciones de utilización

Los parámetros dimensionales utilizados para designar el neumático son:

a) Anchura nominal de la sección (S_1). Expresada, salvo excepciones, en mm.

b) Relación nominal de aspecto (R_a). Se define como el céntuplo del número obtenido dividiendo la altura de la sección, expresada en milímetros, por la anchura nominal de la sección, expresada en milímetros, es decir:

$$R_a = 100 \cdot \frac{H}{S_1}$$

c) Diámetro nominal de la llanta (d). Se expresa en pulgadas (cifras inferiores a 100) o mm (cifras superiores a 100), e indica el diámetro que debe tener la llanta sobre la que se instale.

Los tres parámetros anteriores sirven para caracterizar dimensionalmente el neumático y se indican en el orden en que se han descrito, es decir: S_1, R_a, d. La relación entre la anchura de sección (definida como la distancia lineal entre el exterior de los flancos del neumático inflado, despreciando el relieve constituido por las inscripciones, las decoraciones y los cordones o nervios de protección) y la anchura nominal de sección se representa en la siguiente fórmula:

$$S = S_1 + K\left(a_{ll} - a_{lt}\right)$$

Donde:

S es la anchura de sección expresada en mm

S_1 es la anchura nominal de sección en mm

a_{ll} es la anchura de la llanta expresada en mm

a_{lt} es la anchura de la llanta teórica en mm. Ésta es la llanta ficticia cuyo ancho equivale a X veces la anchura nominal del neumático. El valor de X es especificado por el fabricante del neumático.

K es una constante de valor 0,4

© ITES - Paraninfo

Material protegido por derechos de autor

La relación nominal de aspecto es uno de los parámetros que más ha variado desde los primeros diseños (próximos al 100%) a los actuales (valores habituales del 50 al 70%).

En relación con los parámetros relativos a la estructura, constitución y condiciones de uso de los neumáticos, se emplean las siguientes denominaciones:

a) Tipo de estructura (indicada delante del diámetro de llanta):

Neumáticos de estructura diagonal – sin indicación o "D".
Neumáticos de estructura radial – "R" o "RADIAL".
Neumáticos diagonales cinturados – "B" y "BIAS-BELTED".

b) Categoría de velocidad: por medio de una letra se expresa la velocidad máxima para la que está diseñado el neumático, expresada en km/h. En la tabla 2.2 se incluyen estas categorías:

Tabla 2.2 Categoría de velocidad

Categoría de Velocidad	Velocidad (km/h)	Velocidad (mph)	Categoría de Velocidad	Velocidad (km/h)	Velocidad (mph)
A1	5	3	**K**	110	68
A2	10	6	**L**	120	75
A3	15	9	**M**	130	81
A4	20	12	**N**	140	87
A5	25	16	**P**	150	94
A6	30	19	**Q**	160	100
A7	35	22	**R**	170	106
A8	40	25	**S**	180	112
B	50	31	**T**	190	118
C	60	37	**U**	200	124
D	65	40	**H**	210	130
E	70	43	**V* VR**	> 210	> 130
F	80	50	**V**	240	149
G	90	56	**W**	270	168
J	100	62	**Y**	300	186
			ZR	> 240	> 150

Las categorías más usadas suelen ser:

Velocidad (*Speed*)	S	$V \leq 180$ km/h
Alta velocidad (*High Speed*)	H	$V \leq 210$ km/h
Muy alta velocidad (*Very High Speed*)	V	$V > 210$ km/h

c) Condiciones de utilización:

Neumáticos tipo nieve – M + S, M, S ó M & S, (*mud and snow*, barro y nieve).
Neumáticos de uso temporal – T, indicada delante de la anchura nominal.

d) Índice de capacidad de carga (*n*). Se trata de un número que identifica la máxima carga que puede soportar el neumático en las condiciones de uso especificadas por su fabricante. La relación entre el índice y la carga máxima se recoge en la tabla 2.3.

La relación entre el índice de capacidad de carga y la carga máxima es:

© *ITES - Paraninfo*

Material protegido por derechos de autor

$$P_{máx} = 45 \cdot \left(\sqrt[80]{10}\right)^n = 45 \cdot (1{,}0292)^n \, kg$$

Tabla 2.3 Índice de capacidad de carga

LI	kg	LI	kg	LI	kg	LI	kg
0	45	40	140	80	450	120	1 400
1	46,2	41	145	81	462	121	1 450
2	47,5	42	150	82	475	122	1 500
3	48,7	43	155	83	487	123	1 550
4	50	44	160	84	500	124	1 600
5	51,5	45	165	85	515	125	1 650
6	53	46	170	86	530	126	1 700
7	54,5	47	175	87	545	127	1 750
8	56	48	180	88	560	128	1 800
9	58	49	185	89	580	129	1 850
10	60	50	190	90	600	130	1 900
11	61,5	51	195	91	615	131	1 950
12	63	52	200	92	630	132	2 000
13	65	53	206	93	650	133	2 060
14	67	54	212	94	670	134	2 120
15	69	55	218	95	690	135	2 180
16	71	56	224	96	710	136	2 240
17	73	57	230	97	730	137	2 300
18	75	58	236	98	750	138	2 360
19	77,5	59	243	99	775	139	2 430
20	80	60	250	100	800	140	2 500
21	82,5	61	257	101	825	141	2 575
22	85	62	265	102	850	142	2 650
23	87,5	63	272	103	875	143	2 725
24	90	64	280	104	900	144	2 800
25	92,5	65	290	105	925	145	2 900
26	95	66	300	106	950	146	3 000
27	97,5	67	307	107	975	147	3 075
28	100	68	315	108	1 000	148	3 150
29	103	69	325	109	1 030	149	3 250
30	106	70	335	110	1 060	150	3 350
31	109	71	345	111	1 090	151	3 450
32	112	72	355	112	1 120	152	3 550
33	115	73	365	113	1 150	153	3 650
34	118	74	375	114	1 180	154	3 750
35	121	75	387	115	1 215	155	3 875
36	125	76	400	116	1 250	156	4 000
37	128	77	412	117	1 285	157	4 125
38	132	78	425	118	1 320	158	4 250
39	136	79	437	119	1 360	159	4 375

e) Utilización o no de cámara:

Neumático con cámara – Sin indicación.

Neumático sin cámara – "TUBELESS".

© ITES - Paraninfo

Material protegido por derechos de autor

f) Para neumáticos reforzados: la palabra "REINFORCED" o "EXTRA LOAD".

g) Fecha de fabricación. Los neumáticos deben llevar grabada la fecha de fabricación expresada por cuatro dígitos: los dos primeros indican la semana y los dos últimos corresponden a los dos últimos guarismos del año. En los neumáticos fabricados antes del año 2000 la fecha viene indicada por tres dígitos: los dos primeros indican la semana y el tercero corresponde al último guarismo del año.

Todos los neumáticos deben llevar grabados los parámetros descritos en ambos lados si se trata de neumáticos simétricos, o en un lateral cuando se trata de neumáticos asimétricos. Además, deben llevar grabada la marca de homologación sobre, al menos, uno de los flancos.

Figura 2.17 Ejemplo del marcado de un neumático de turismo. (*) Indicación opcional

En la figura 2.17 se puede apreciar el marcaje de un neumático utilizado en un turismo. La designación, según reglamentos europeos, es:

175/70 R14 79 T TUBELESS M+S 2100

© *ITES - Paraninfo*

Material protegido por derechos de autor

Su significado es el siguiente:

- 175: Anchura nominal de la sección 175 mm
- 70: Relación nominal de aspecto
- R: Estructura radial
- 14: Diámetro de la llanta en pulgadas
- 79: Índice de capacidad de carga
- T: Categoría de velocidad
- TUBELESS: Sin cámara
- M+S: Utilización extraviaria (Barro y nieve)
- 2100: Fecha de fabricación (semana 21, año 2000)

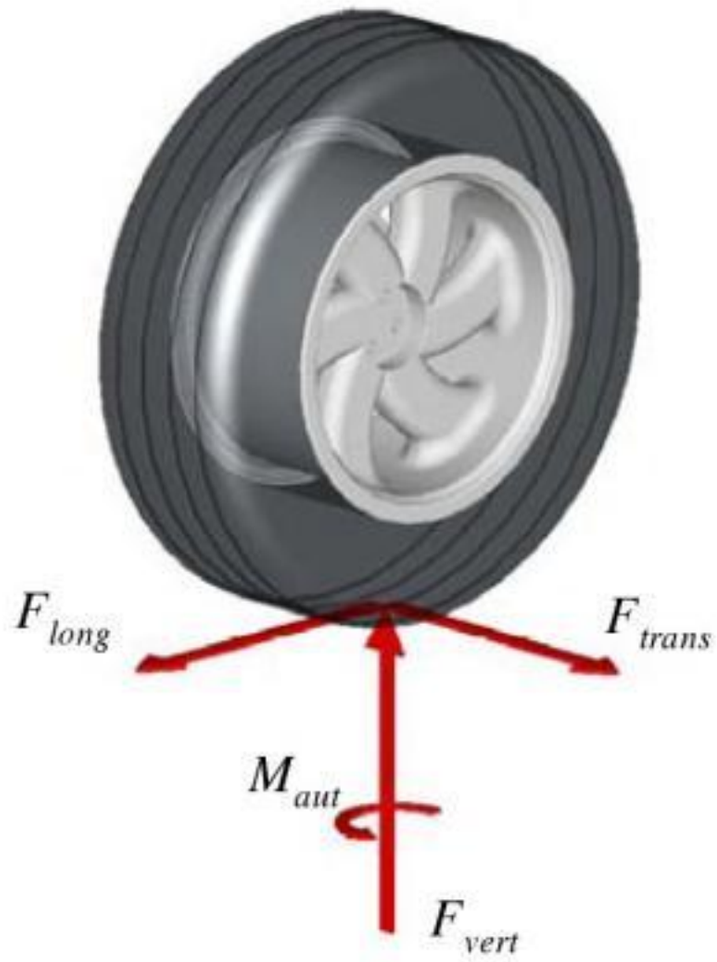


Figura 2.18 Fuerzas que actúan sobre el neumático

2.4 COMPORTAMIENTO DINÁMICO DEL NEUMÁTICO

2.4.1 INTRODUCCIÓN

En el estudio del comportamiento dinámico del neumático se van a analizar las diferentes fuerzas que actúan sobre éste y cómo va a ser su respuesta en función de diferentes factores operativos y de diseño. Las fuerzas que se analizan, que aparecen en la interacción neumático-calzada como respuesta a las solicitaciones del vehículo, son la fuerza longitudinal, transversal, vertical y el momento autoalineante (figura 2.18).

© ITES - Paraninfo

Material protegido por derechos de autor

Para el estudio del comportamiento dinámico del neumático se va a emplear la terminología y sistemas de referencia definidos por SAE (SAE J670e *Vehicle Dynamics Terminology*).

El sistema de referencia utilizado para facilitar una descripción precisa de las condiciones operativas, fuerzas y momentos que actúan en el neumático es el que se muestra en la figura 2.19, definido de la siguiente manera:

- Eje X. Definido por la recta intersección del plano medio de la rueda y el plano de la superficie de rodadura, con sentido positivo coincidente con el de avance del vehículo.
- Eje Z. Es el eje perpendicular al plano de la superficie de rodadura y su sentido positivo hacia el suelo.
- Eje Y. Es el eje perpendicular a los anteriores que forma con ellos un sistema ortogonal a derechas.
- El origen del sistema de referencia coincide con el centro de la huella de contacto.

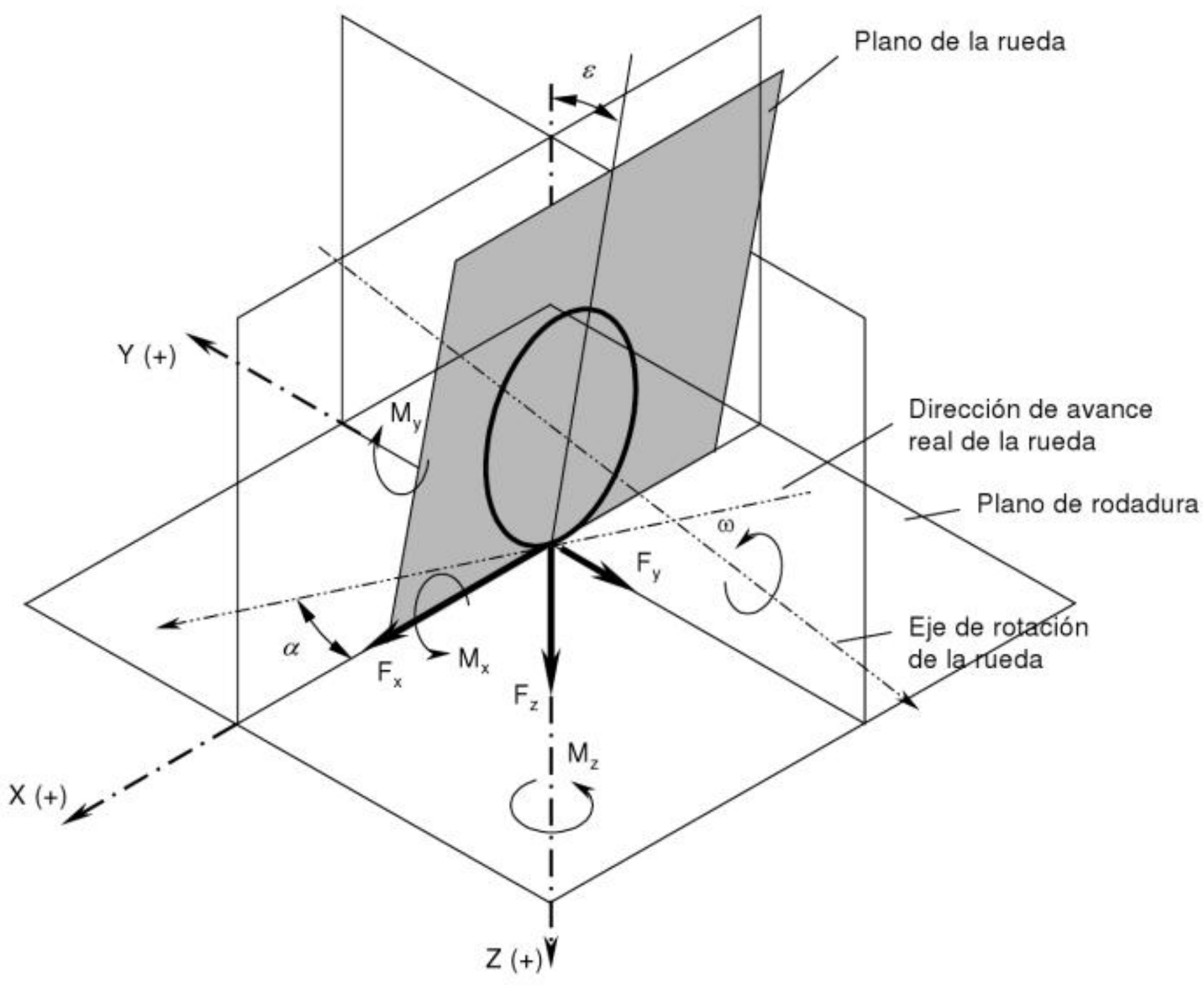


Figura 2.19 Sistema de referencia de un neumático

Además, se consideran las siguientes definiciones:

- Plano de la rueda. Plano medio de la rueda perpendicular a su eje de rotación.

© *ITES - Paraninfo*

Material protegido por derechos de autor

- Centro de la rueda. Punto de intersección entre el eje de rotación y el plano de la rueda.
- Centro de la superficie de contacto. Punto de intersección del plano de la rueda y la proyección de su eje de rotación sobre el plano de rodadura.
- Radio bajo carga. Distancia entre el centro de la huella de contacto y el centro de la rueda medido en el plano de la rueda.
- Fuerza longitudinal F_x. Componente de la fuerza que actúa sobre el neumático, por su interacción con la carretera, en el plano de ésta y paralela al eje X. La componente en la dirección de movimiento de la rueda es denominada fuerza de tracción o de frenado.
- Fuerza lateral F_y. Componente de la fuerza que actúa sobre el neumático, por su interacción con la carretera, en el plano de ésta y perpendicular a la intersección del plano de la rueda con el de la carretera, por tanto, paralela al eje Y.
- Fuerza normal F_z. Componente de la fuerza que actúa sobre el neumático por su interacción con la carretera en dirección perpendicular al plano de ésta. La fuerza normal es negativa en magnitud. El término fuerza vertical define a la fuerza igual a la fuerza normal con sentido contrario.
- Momento de vuelco M_X. Es el momento, debido a las fuerzas de contacto del neumático con el suelo, que está contenido en el plano de la carretera y es paralelo a la intersección del plano de ésta con el de la rueda. Se trata, por tanto, del momento respecto al eje X de las fuerzas de contacto.
- Momento de resistencia a la rodadura M_y. Es el momento, debido a las fuerzas de contacto del neumático con el suelo, que está contenido en el plano de la carretera y es perpendicular a la intersección del plano de ésta con el de la rueda. Por consiguiente, es el momento respecto al eje Y de las fuerzas de contacto. Este momento se opone al giro de la rueda sobre la carretera.
- Momento autoalineante M_z. Es el momento, debido a las fuerzas de contacto del neumático con el suelo, perpendicular al plano de la carretera. Por tanto, es el momento respecto al eje Z de las fuerzas de contacto.
- Ángulo de deriva (α). Es el ángulo formado por la recta intersección del plano de la rueda y la superficie de la carretera (eje X) con la dirección del movimiento del centro de la huella de contacto (origen del sistema de referencia). Se considera positivo cuando el neumático se mueve hacia la derecha según la dirección de avance.
- Ángulo de caída (ε). Es el ángulo formado por el plano de la rueda y el eje perpendicular al plano de la superficie de contacto. Se considera positivo cuando la parte superior de la rueda está desplazada hacia el exterior del vehículo.

Para poder analizar e interpretar el comportamiento dinámico tridimensional del neumático de forma comprensible se plantea un modelo elástico (semejante al propuesto en el modelo de *Dugoff*, que será estudiado con detalle en un apartado posterior) con un disco central rígido. Se asume que el enlace entre cada punto del disco (A´) y su correspondiente de la banda de rodadura (A) es una unión elástica vertical, longitudinal y

© ITES - Paraninfo

Material protegido por derechos de autor

transversal, es decir, tres muelles ortogonales entre sí que actúan de forma independiente. Esto puede verse en la figura 2.20, donde se representa ese enlace entre puntos homólogos para un neumático sometido a fuerzas longitudinales, transversales y verticales, que producen una elongación (positiva o negativa) en los muelles K_x, K_y y K_z.

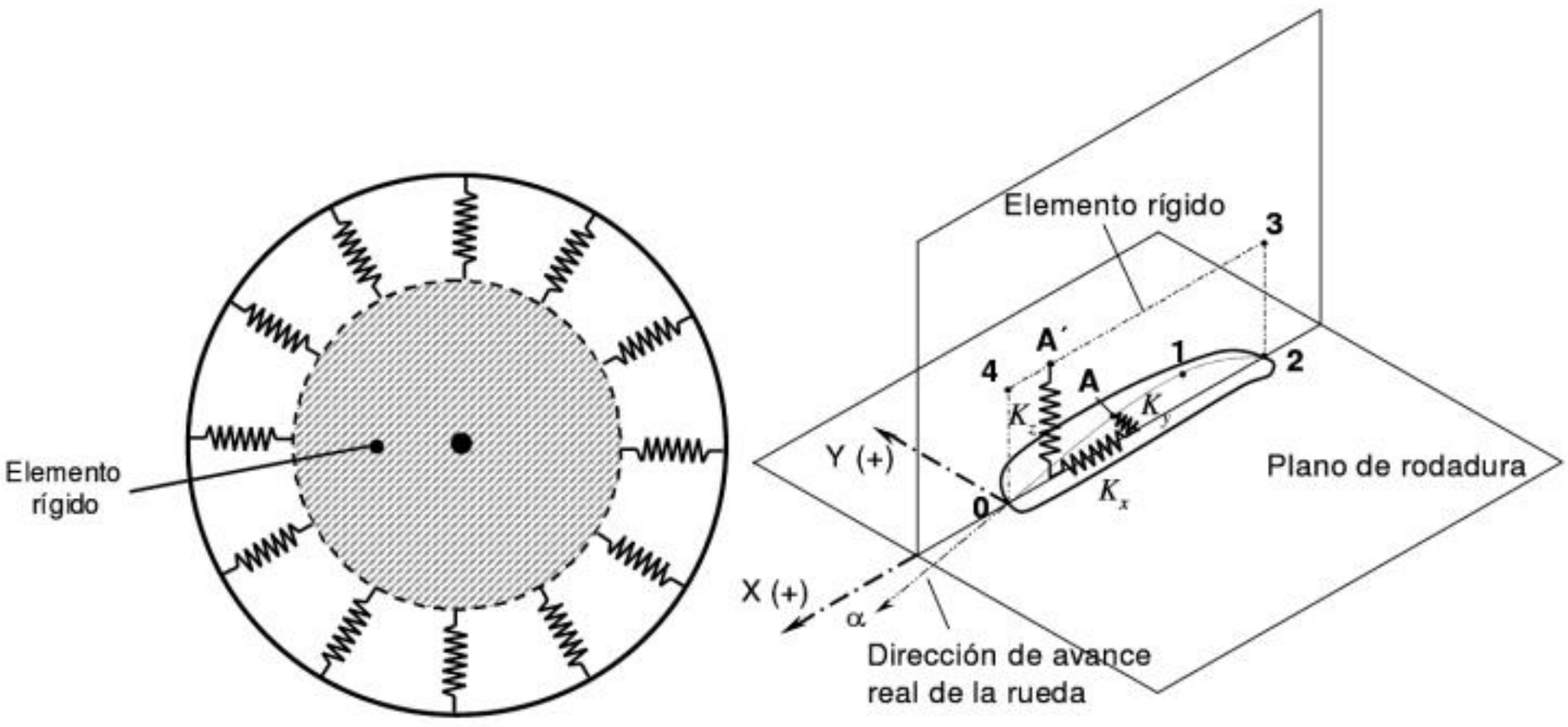


Figura 2.20 Modelo simplificado de un neumático empleado para el análisis del comportamiento dinámico

2.4.2 MECANISMO DE FRICCIÓN NEUMÁTICO-CARRETERA

Las fuerzas de fricción, generadas en el contacto entre el neumático y la calzada, son debidas a dos fenómenos diferentes, adhesión e histéresis (figura 2.21). Las fuerzas de adhesión se generan por la atracción entre moléculas de ambas superficies en contacto, en áreas con una alta presión localizada. Debido al giro de la rueda o al deslizamiento, el enlace entre moléculas se rompe y se genera constantemente, disipando energía y dando lugar a las fuerzas de fricción.

Las fuerzas generadas por el fenómeno de histéresis son debidas a la constante deformación que sufre la banda de rodadura por las irregularidades de la superficie de la carretera. Estas irregularidades tienen unas longitudes de onda que varían entre 0,5 y 50 mm con amplitudes entre 0,01 y 20 mm. Cuando se deforma la banda de rodadura, para recuperar la forma inicial, se genera una fuerza en sentido contrario a la que provoca la deformación. Toda la energía de compresión no se recupera, disipándose en forma de calor y generando las fuerzas de fricción.

La influencia de ambos fenómenos en la fuerza de rozamiento final depende de diferentes factores. Las fuerzas de adhesión son predominantes en rodadura por superficies secas. Sin embargo, cuando hay deslizamiento a alta velocidad en superficies secas predominan las fuerzas debidas a la histéresis. Cuando la superficie de la carretera está mojada, se dificulta el enlace a nivel molecular, reduciéndose las fuerzas generadas

© ITES - Paraninfo

Material protegido por derechos de autor

por adhesión. Por otro lado, a elevadas velocidades, bien de rodadura o de deslizamiento, se reducen las fuerzas generadas por ambos fenómenos.

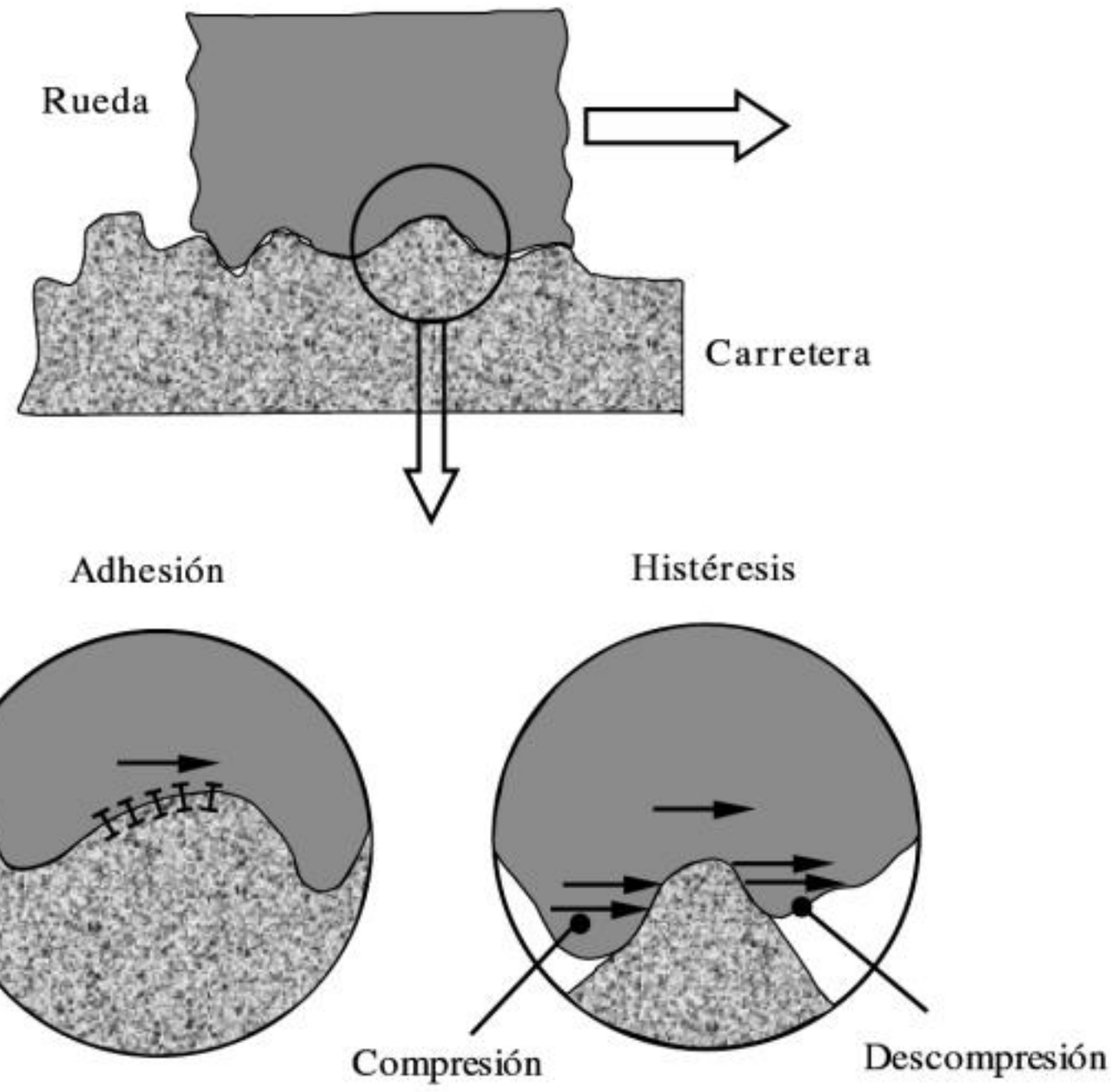


Figura 2.21 Fenómenos por los que se generan las fuerzas de adherencia

2.4.3 COMPORTAMIENTO VERTICAL DEL NEUMÁTICO

DISTRIBUCIÓN DE PRESIONES EN LA HUELLA DE CONTACTO

Las fuerzas verticales que se transmiten a través del neumático son debidas al peso propio de las masas suspendidas y no suspendidas y a las acciones dinámicas sobre la carrocería, como, por ejemplo, la transferencia de carga debida a las acciones de frenado, las fuerzas aerodinámicas, etc.

En cada neumático la fuerza vertical se distribuye a lo largo de toda la superficie de contacto entre la banda de rodadura y la carretera, dando lugar a una distribución de presiones no uniforme. Dicha distribución depende fundamentalmente de dos tipos de factores, unos relativos al diseño y otros del tipo operativo. El factor de diseño que más influencia tiene es la estructura interna de la cubierta. Entre los factores operativos, la velocidad de circulación, el par de tracción o frenado y la presión de inflado son los condicionantes más importantes. Aunque cada neumático tiene una distribución de presiones diferente, se puede considerar que, en movimiento, todos presentan la resultante de dicha presión en una posición adelantada con respecto al eje Z del neumático (figura 2.22).

© ITES - Paraninfo

Material protegido por derechos de autor

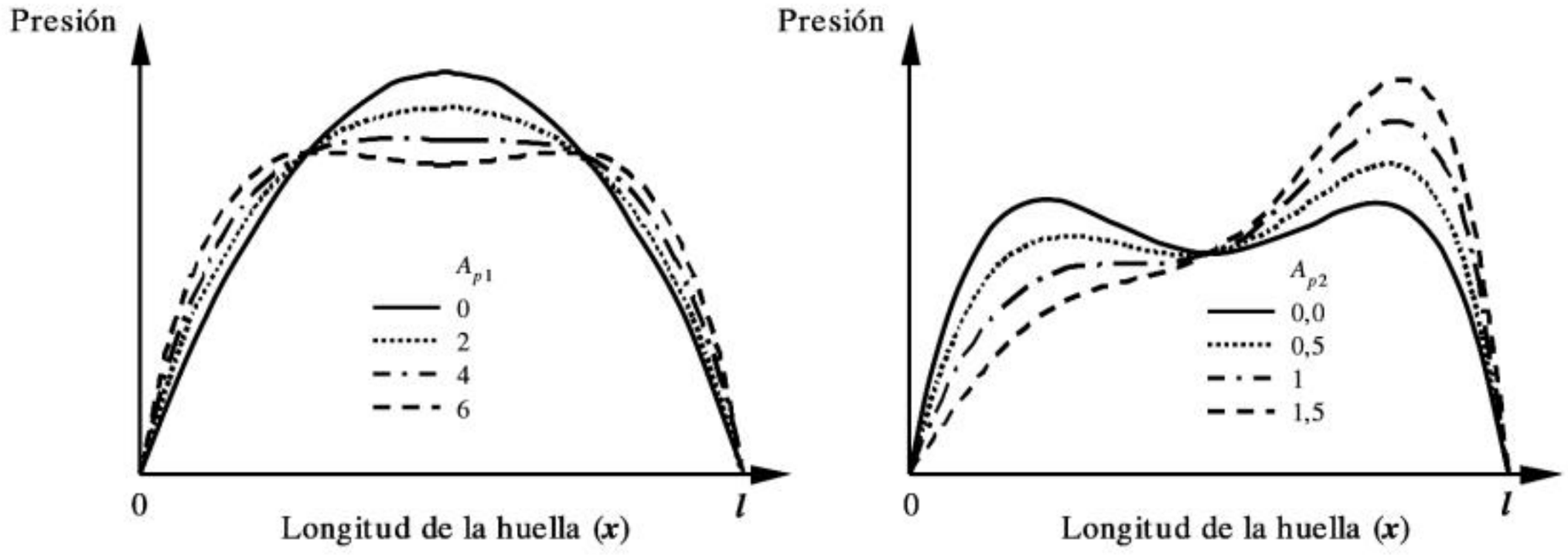


Figura 2.22 Distribución longitudinal de presiones en la huella de contacto para rodadura libre A_{p2}=0 (izquierda) y frenado A_{p1}=10 (derecha)

Se han desarrollado, por parte de diferentes investigadores, modelos que permiten determinar la distribución de presiones en dirección longitudinal, considerando la distribución transversal constante. Destaca, por su aproximación al comportamiento real, la teoría desarrollada por *Gwanghun Gim* y *Namcheol Kang* quienes proponen, para el cálculo de la distribución longitudinal de presiones, la expresión siguiente:

$$P = \frac{120F_Z}{(20+A_{p1})wl}\frac{x}{l}\left(1-\frac{x}{l}\right)\cdot\left[1+A_{p1}\left(\frac{x}{l}-\frac{1}{2}\right)^2\right]\cdot\left[1+A_{p2}\left(\frac{x}{l}-\frac{1}{2}\right)\right]$$

En la expresión anterior l es la longitud de la huella de contacto y w es el ancho de la huella. A_{p1} y A_{p2} son parámetros de forma que aproximan la distribución ante cualquier condición operativa, tracción, frenado o rodadura libre (figura 2.22). Otras de las teorías empleadas es la de considerar distribución uniforme, utilizada en el modelo de *Dugoff*, y la distribución de *Hertz*, aplicable en caso de neumáticos macizos o ruedas rígidas (ferrocarril).

RIGIDEZ RADIAL DEL NEUMÁTICO

El neumático, sometido a las diferentes fuerzas verticales descritas, sufre una deformación vertical que modifica su radio. Para caracterizar la deformación vertical del neumático se utilizan dos parámetros, la rigidez y el amortiguamiento radial. La rigidez radial estática se define como la variación de la fuerza vertical del neumático en función de la deformación radial del mismo, según la expresión:

$$K_{zn} = \frac{\partial F_z}{\partial z}$$

© ITES - Paraninfo

Material protegido por derechos de autor

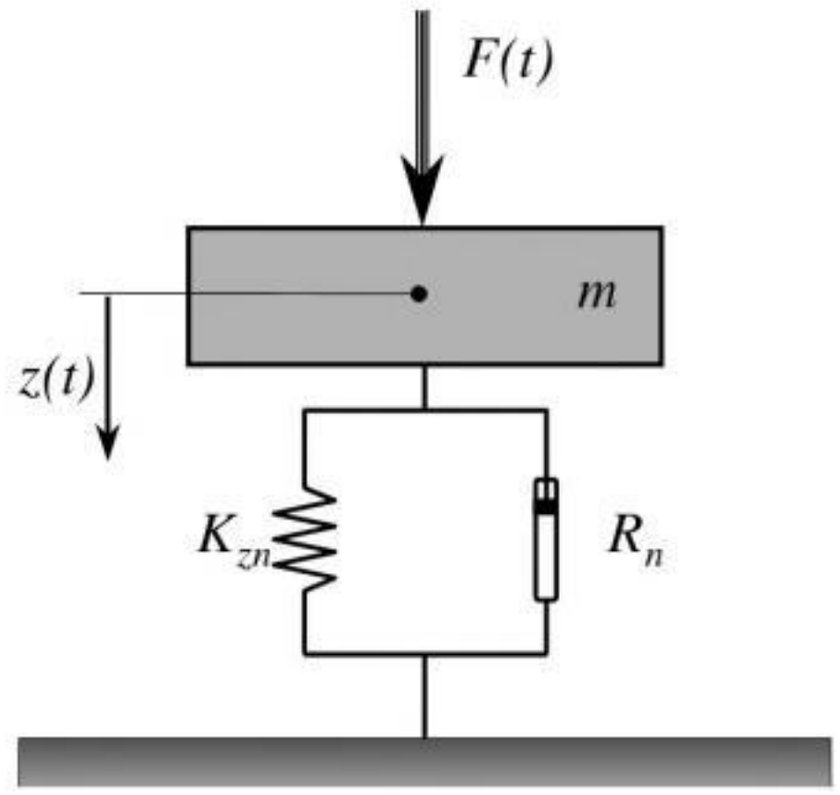


Figura 2.23 Modelo vibratorio de un neumático

Es un parámetro utilizado para el diseño de suspensiones por su influencia en las frecuencias de vibración y en el amortiguamiento. Normalmente, un neumático rígido requiere un coeficiente de amortiguamiento importante en el elemento disipativo de la suspensión (amortiguador). La rigidez radial estática se determina por las pendientes de la curva carga estática frente a deformación. Como se puede ver en la figura 2.24, el comportamiento es prácticamente lineal. Sin embargo, la rigidez varía en función de diferentes factores, varios de ellos de tipo operativo, lo cual hace que la rigidez calculada en ensayos estáticos caracterice de forma aproximada el comportamiento real del neumático. Estos parámetros de variación son:

- Factores de diseño:
    - Ancho de llanta
    - Relación nominal de aspecto
    - Estructura de la cubierta
- Factores operativos:
    - Fuerza vertical
    - Presión de inflado
    - Velocidad de circulación
    - Ángulo de deriva
    - Ángulo de caída
    - Desgaste y estado del neumático

El factor que más influencia tiene en la rigidez radial es la presión de inflado. Según diferentes investigadores, entre el 80 y el 90% de la rigidez radial se debe a dicha presión. Después de la presión, la velocidad y el ángulo de deriva afectan de forma sustancial a la rigidez (figura 2.25). Por tanto, para caracterizar la deformación vertical del neumático no se puede utilizar exclusivamente la rigidez radial estática, siendo necesario ensayos dinámicos que calculen o ponderen la influencia de los diferentes factores operativos.

© ITES - Paraninfo

Material protegido por derechos de autor

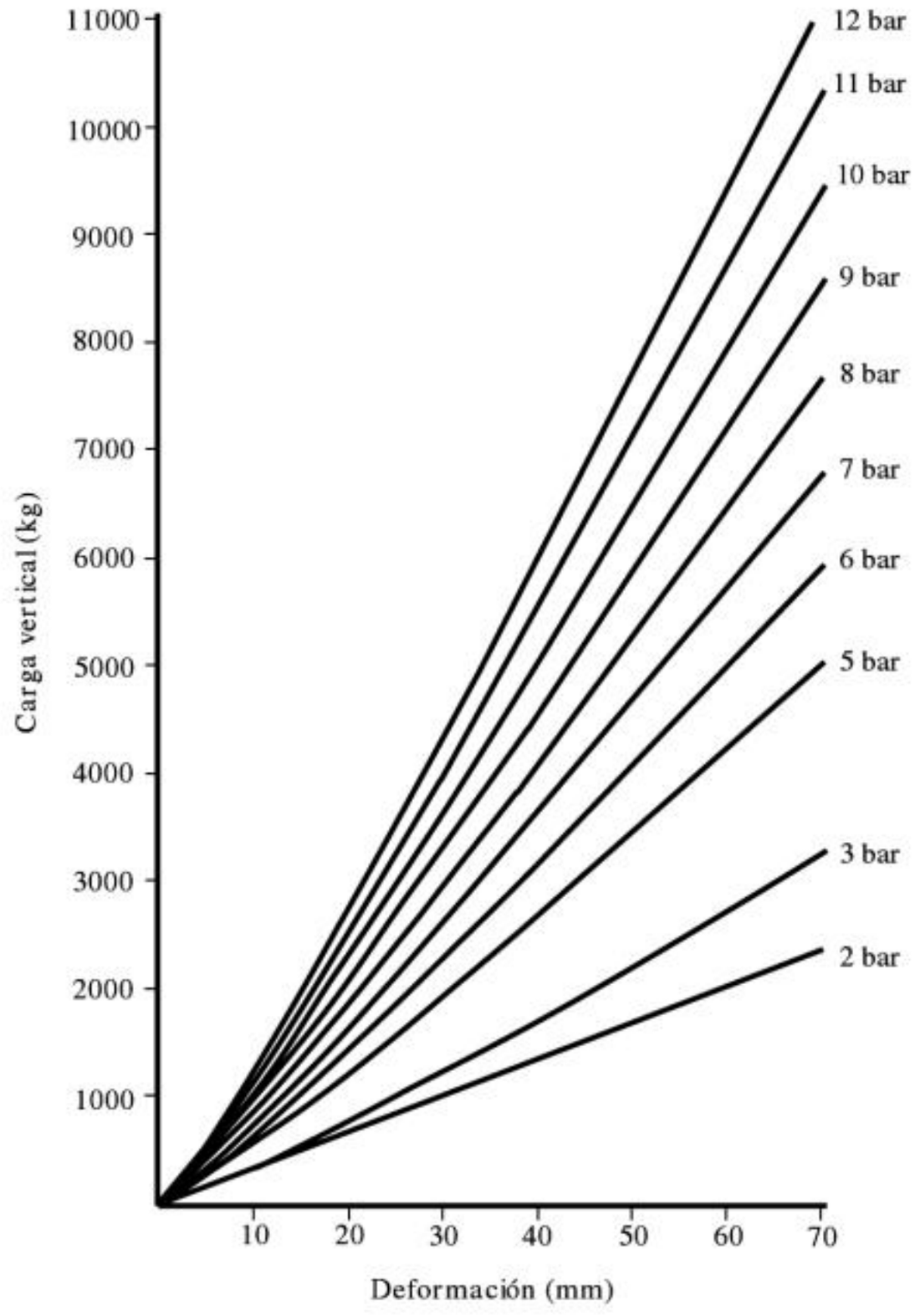


Figura 2.24 Variación de la deformación radial del neumático con la carga para diferentes presiones de inflado. Neumático de dimensiones 385/65 R 22.5

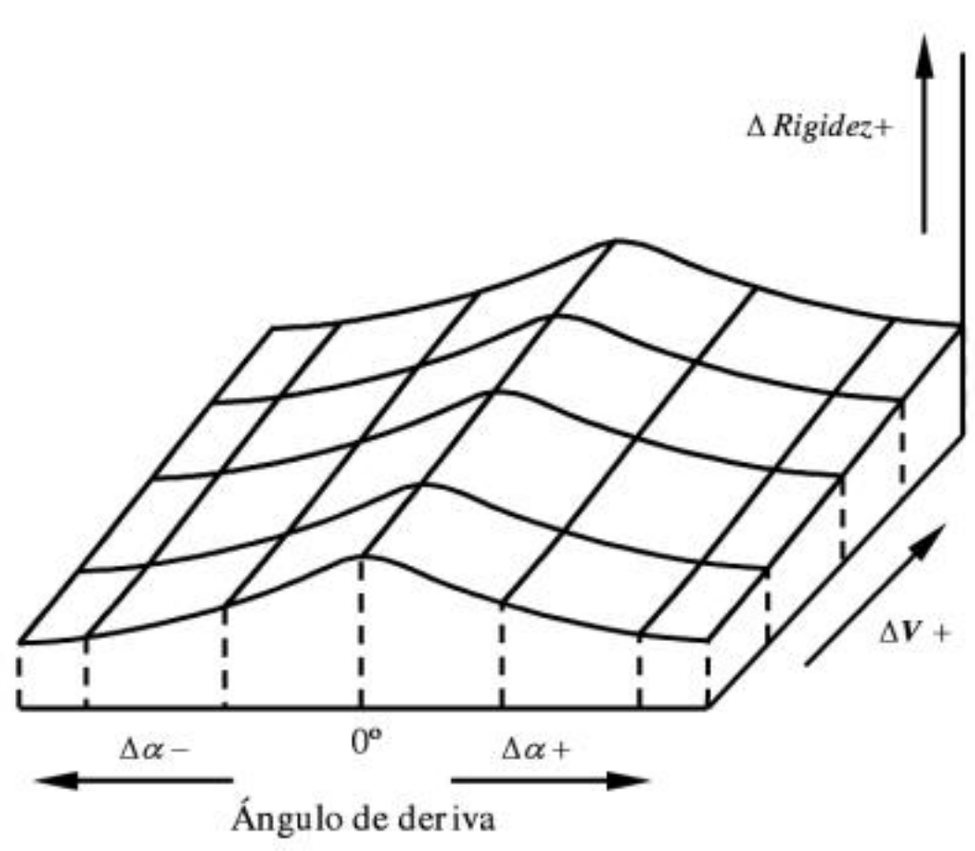


Figura 2.25 Superficie de variación de la rigidez vertical de un neumático en función del ángulo de deriva y de la velocidad lineal

© ITES - Paraninfo

Material protegido por derechos de autor

2.4.4 COMPORTAMIENTO LONGITUDINAL DEL NEUMÁTICO

Se estudian en este apartado las fuerzas y acciones sobre el neumático en la dirección del eje X de su sistema de referencia. Para entender mejor el comportamiento longitudinal de los neumáticos se recuerda brevemente cómo es la cinemática de un sólido en rotación y translación. Si se tiene un cuerpo, como el de la figura 2.26, que gira alrededor del punto O con velocidad angular ω y se desplaza con una velocidad V sin contacto con la superficie, la velocidad de un punto de la periferia de la rueda se calcula por la expresión:

$$V_A = V_O - \omega \cdot r$$

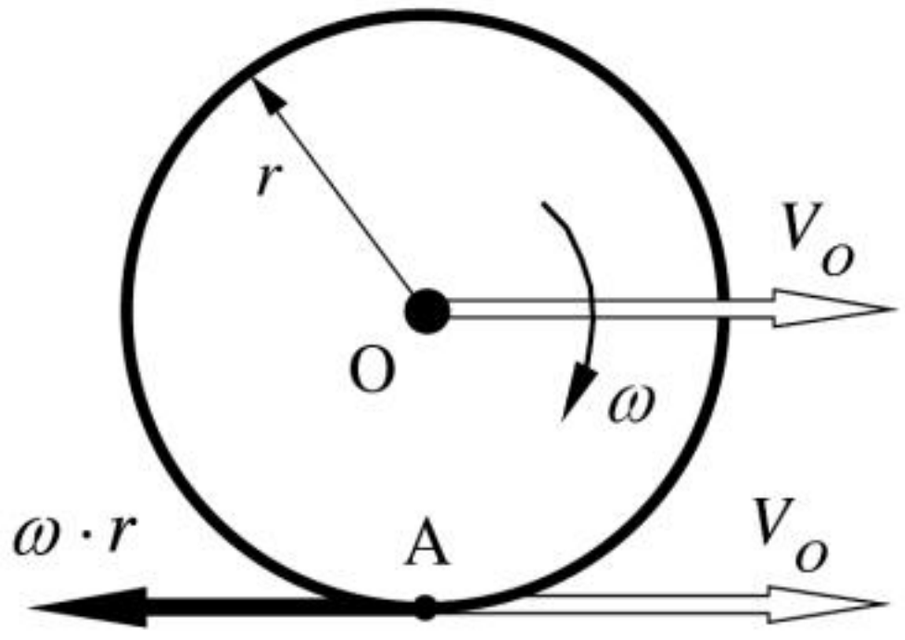


Figura 2.26 Sólido rígido con movimiento de rotación más translación

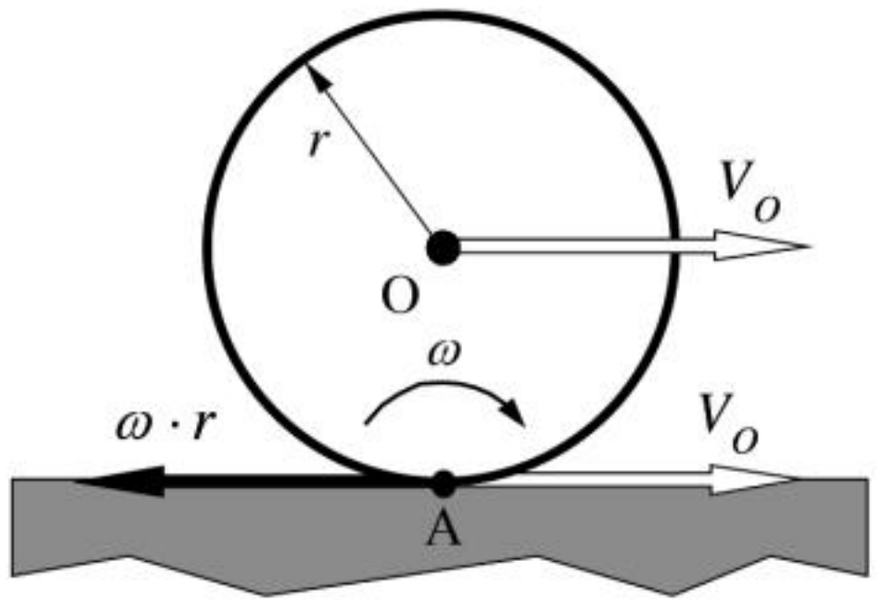


Figura 2.27 Neumático en rodadura pura

Si el cuerpo de la figura 2.28 se supone en rodadura perfecta con un contacto puntual, en el instante en que dicho contacto se produce en el punto A, perteneciente a la periferia del neumático, este punto se queda pegado a la tierra y se convierte en el centro instantáneo de rotación. Por tanto, en ese instante el movimiento es un giro alrededor del punto A, cumpliéndose la ecuación siguiente:

© ITES - Paraninfo

Material protegido por derechos de autor

$$V_O = \omega \cdot r$$

Como el centro instantáneo de rotación es el punto A, es necesario que su velocidad resultante sea cero y por lo tanto que se cumpla la expresión anterior.

Si, por el motivo que sea, la rueda incrementa su velocidad angular (ω) tal que $\omega \cdot r > V$. En estas circunstancias la velocidad del punto A no será igual a cero y se tendrá que:

$$V_A = \omega \cdot r - V_O$$

A esta velocidad no nula del punto A se la puede denominar velocidad de deslizamiento y significaría que el punto A, cuando entra en contacto con el suelo, no se queda pegado y se desliza hacia atrás. En la rodadura real es imposible que el contacto de la rueda con el suelo se produzca en un único punto ya que, al soportar una carga vertical, la presión en ese punto sería infinita. Por tanto, es necesario que exista un área de contacto tal que la presión de contacto multiplicada por el área sea igual a la carga vertical que hay que soportar.

RESISTENCIA A LA RODADURA

Cuando el neumático rueda sobre una superficie se disipa energía, tanto por la deformación de la propia superficie como por la deformación del neumático. La disipación de energía por la deformación de la superficie depende de la dureza de la misma; así, en superficies de dureza alta la disipación se debe fundamentalmente al neumático. La energía disipada por el neumático obedece a la deformación (rozamiento) de la zona de contacto y a las propiedades de amortiguamiento de la estructura de la cubierta, debida al rozamiento de los elementos que la constituyen (pérdidas por histéresis). Esta disipación de energía mecánica se produce en forma de calor, ocasionando el calentamiento del neumático.

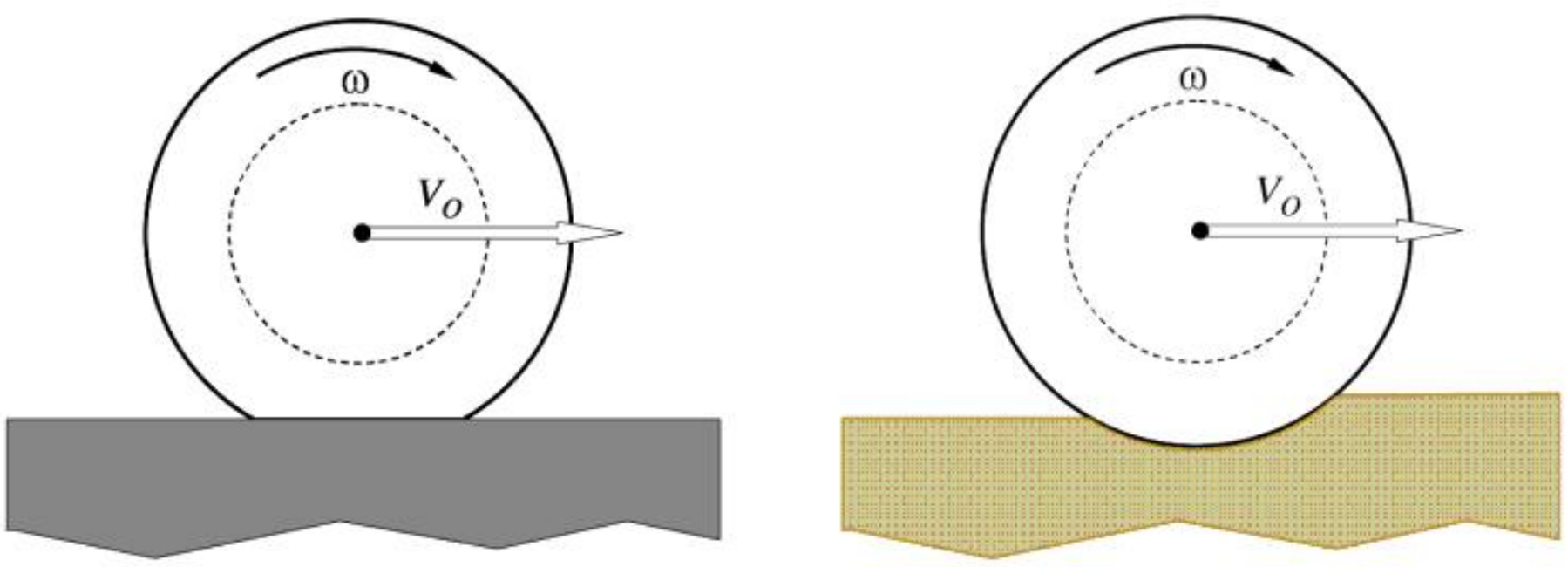


Figura 2.28 Rodadura sobre superficie dura y sobre superficie blanda

© *ITES - Paraninfo*

Material protegido por derechos de autor

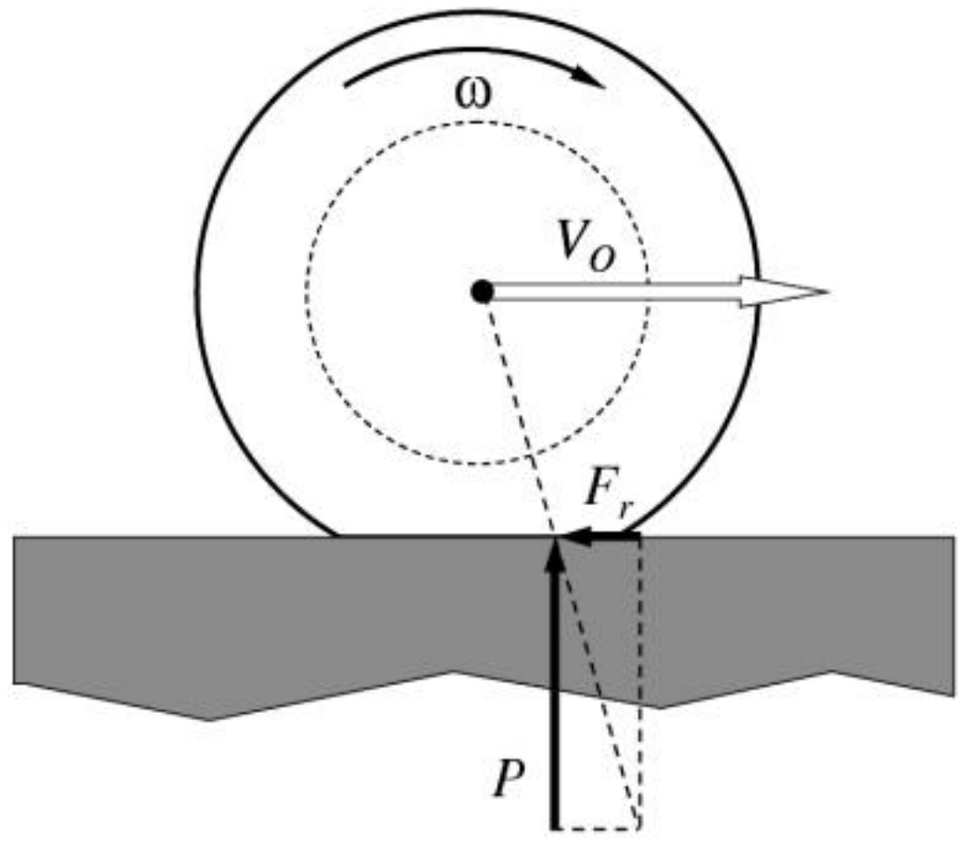


Figura 2.29 Relación entre la resistencia a la rodadura y la fuerza de reacción normal

Un porcentaje importante de las pérdidas debidas al neumático se producen en la banda de rodadura. Éstas disminuyen cuanto menor sea el amortiguamiento de la misma, pero a costa de disminuir el coeficiente de fricción en superficies mojadas. La resistencia a la rodadura puede expresarse como una fuerza horizontal resultante, denominada fuerza de resistencia a la rodadura (F_r). La relación entre esta fuerza y la carga normal a la superficie de rodadura (P) aplicada a la rueda se denomina coeficiente de resistencia a la rodadura ($f_r = F_r / P$). La forma en que se representa la fuerza de resistencia a la rodadura en un diagrama del cuerpo libre de un neumático puede verse en la figura 2.29. Como puede observarse, la recta soporte de la resultante debida a la reacción vertical y a la resistencia a la rodadura pasa por el eje de rotación de la rueda.

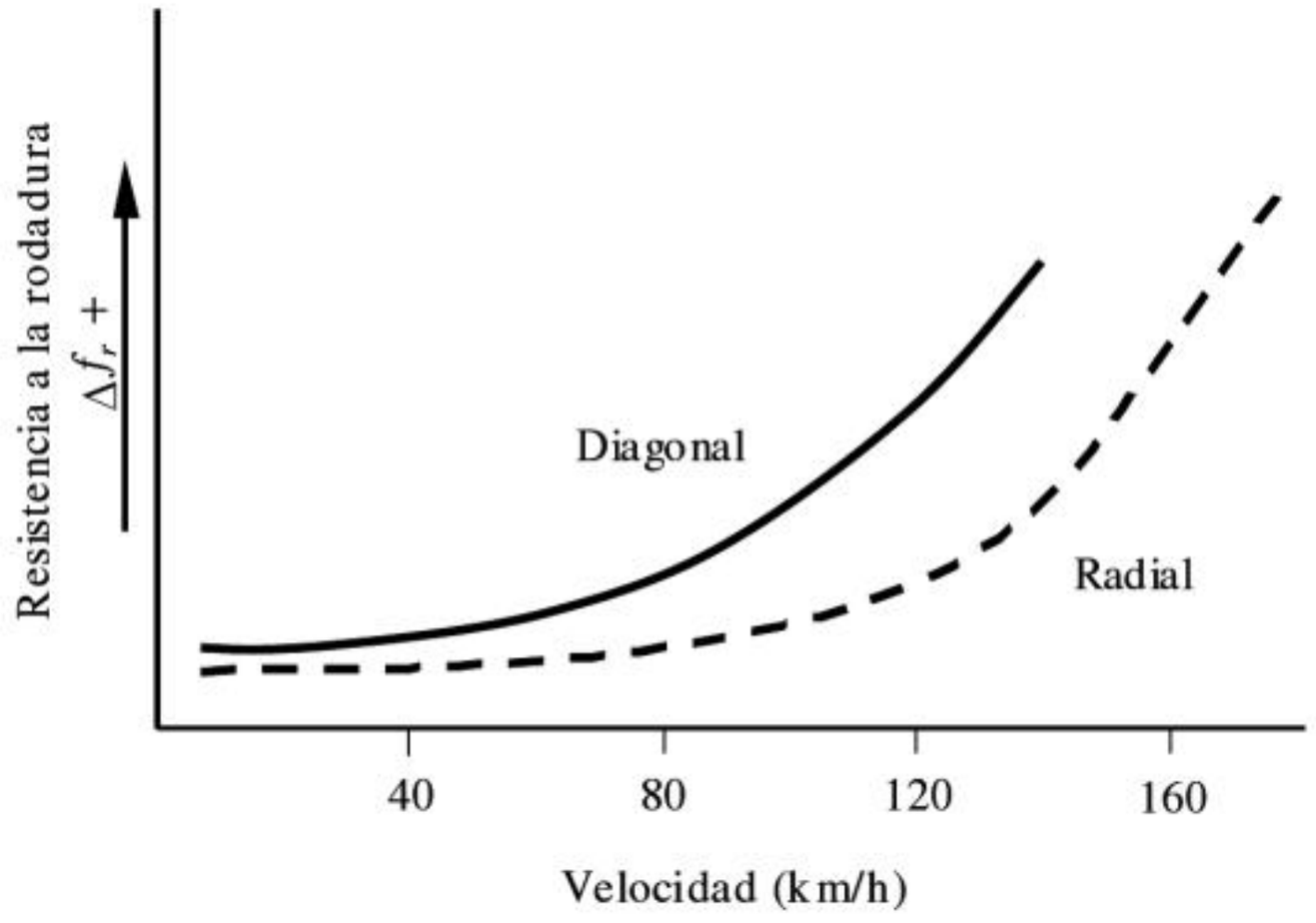


Figura 2.30 Coeficiente de resistencia a la rodadura en función de la velocidad, para neumáticos diagonales y radiales

© *ITES - Paraninfo*

Material protegido por derechos de autor

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

desliza totalmente, sino que hay un tiempo en que está adherido y otro al final en el que desliza.

Cuando el punto entra en contacto con el suelo, figura 2.33, se estira el muelle longitudinal. Esto equivale a que la rueda gira a más velocidad que la circunferencia de la banda de rodadura, por lo que $\omega \cdot r$ es mayor que la velocidad lineal de la rueda V_O. Por tanto, la velocidad del punto A será:

$$V_A = \omega \cdot r - V_O$$

La velocidad del punto A, que, desde un sistema de referencia ligado al centro de la rueda, tendrá sentido hacia atrás, se la conoce como velocidad de pseudodeslizamiento, ya que el punto A permanece durante un tiempo quieto en el suelo y después, cuando está al final del área de contacto, desliza. Con esto, se define como pseudodeslizamiento en tracción al cociente de la velocidad de pseudodeslizamiento dividido por $\omega \cdot r$.

$$Pseudodeslizamiento = \frac{\omega \cdot r - V_O}{\omega \cdot r}$$

Así, por ejemplo, cuando con el vehículo parado se aplica un par de tracción y la rueda comienza a alcanzar una velocidad angular ω y patina, sin avanzar, por lo tanto, $V_O = 0$, el pseudodeslizamiento es igual a 1. Con la explicación anterior se deduce que, debido a estas deformaciones, el neumático se comporta como si su radio fuese menor que el que corresponde a la rodadura libre (sin momento tractor). Por tanto, la velocidad a que se desplaza el eje de la rueda, V, es menor que la teórica, $\omega \cdot r$, siendo r el radio del neumático en condiciones de rodadura libre. Esta diferencia de velocidades, definida anteriormente como pseudodeslizamiento, también se denomina por otros autores como deslizamiento (i_t).

Para SAE, la definición de deslizamiento es la siguiente:

$$i_{t(SAE)} = \frac{\omega - \omega_0}{\omega_0}$$

Donde:

ω : es la velocidad angular de la rueda

ω_0 : es la velocidad angular de la rueda en rodadura libre

Es un tipo de definición utilizada para extraer datos de los ensayos realizados en bancos de rodillos o en cintas. Otra definición de deslizamiento es la de HK:

© ITES - Paraninfo

Material protegido por derechos de autor

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

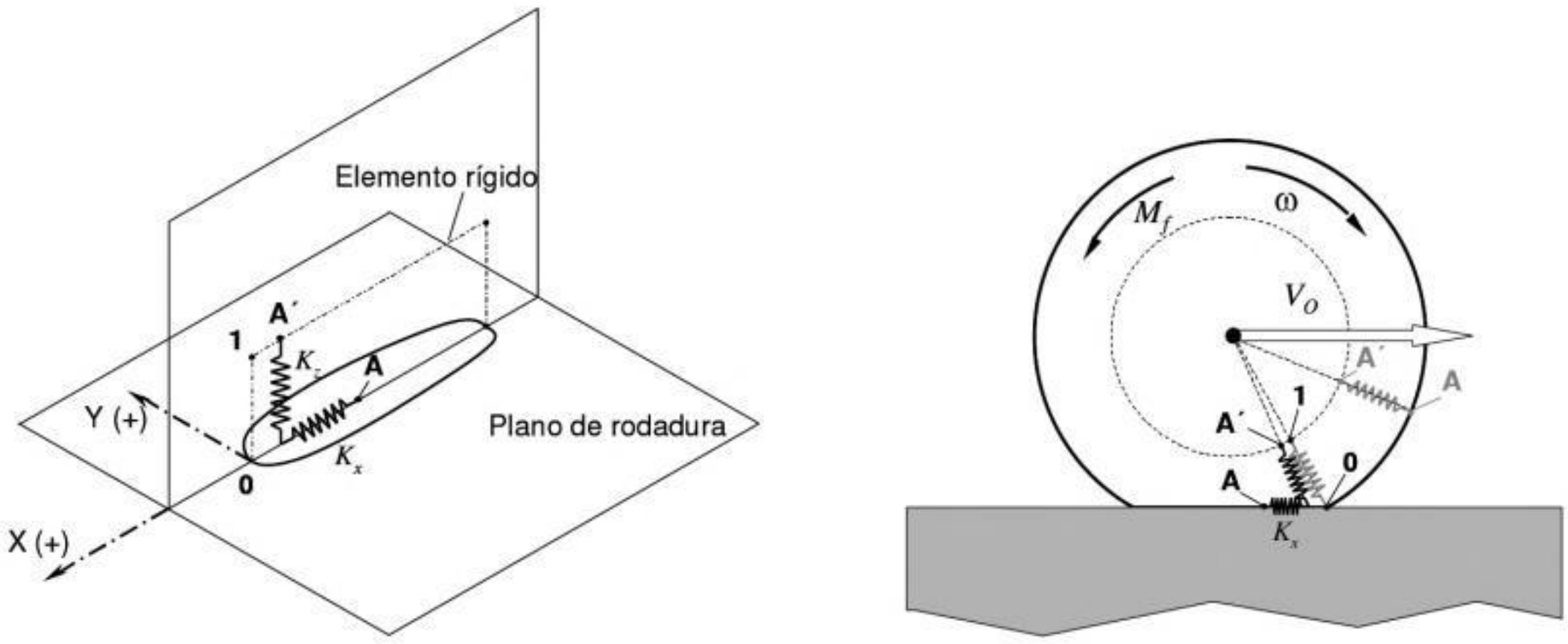


Figura 2.37 Comportamiento del neumático durante el proceso de frenado

Así cuando, por ejemplo, durante la frenada se bloquea la rueda y $\omega = 0$, como existe velocidad de desplazamiento, el pseudodeslizamiento se hace igual a 1.

Cómo afecta el frenado a la periferia del neumático puede verse en la figura 2.38, donde la deformación de la banda produce el estiramiento en la zona que entra en contacto con el suelo mientras se comprime la parte de la salida.

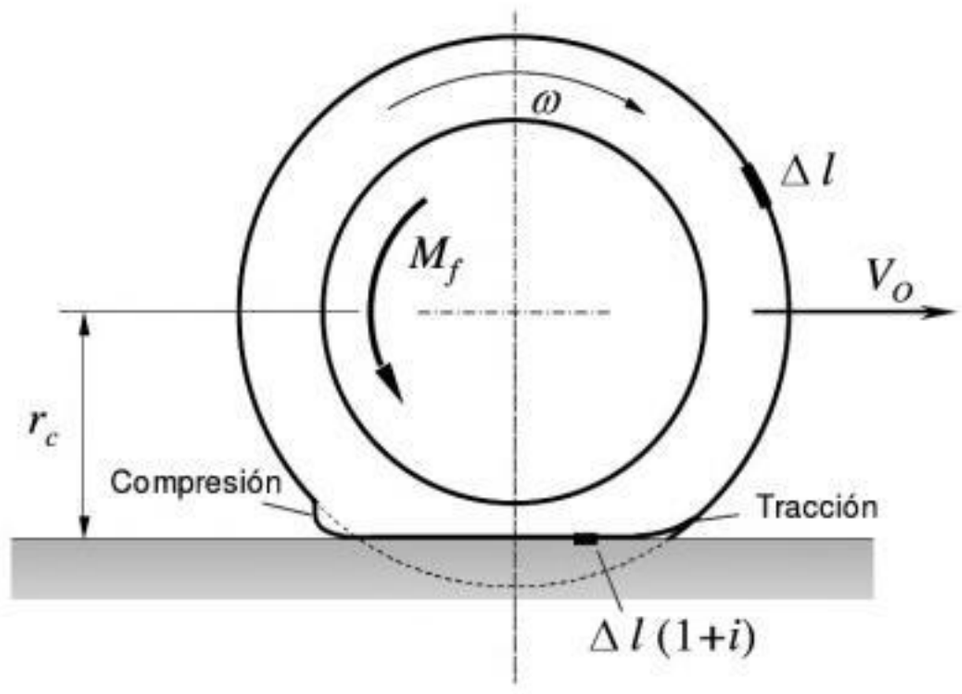


Figura 2.38 Neumático sometido a un esfuerzo longitudinal de frenado

Por tanto, debido a las deformaciones, la rodadura del neumático se produce como si su diámetro fuese mayor que el correspondiente a la rodadura libre, bajo la misma carga. La velocidad de desplazamiento del eje de la rueda (V_O) será superior a la correspondiente a la rodadura libre ($\omega \cdot r$). Al igual que para la tracción, este efecto es definido por diferentes autores como deslizamiento; utilizando para cuantificarlo la expresión del deslizamiento en su definición convencional será i_f:

© ITES - Paraninfo

Material protegido por derechos de autor

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

La presión de inflado influye de forma sustancial en superficies mojadas, mejorando ambos coeficientes a medida que se aumenta ésta. En lo que se refiere a los factores extrínsecos, en la tabla 2.5 se muestran los valores que suelen tener el coeficiente de adherencia máximo y el coeficiente de adherencia dinámico para diferentes tipos de superficie de rodadura.

Tabla 2.5 Valores de coeficientes de adherencia

Superficie	Valor máximo $\mu_{xmáx}$	Valor de deslizamiento μ_{xd}
Asfalto y hormigón secos	0,8-0,9	0,75
Asfalto mojado	0,5-0,7	0,45-0,6
Hormigón mojado	0,8	0,7
Grava	0,6	0,55
Tierra seca	0,68	0,65
Tierra húmeda	0,55	0,4-0,5
Nieve dura	0,2	0,15
Hielo	0,1	0,07

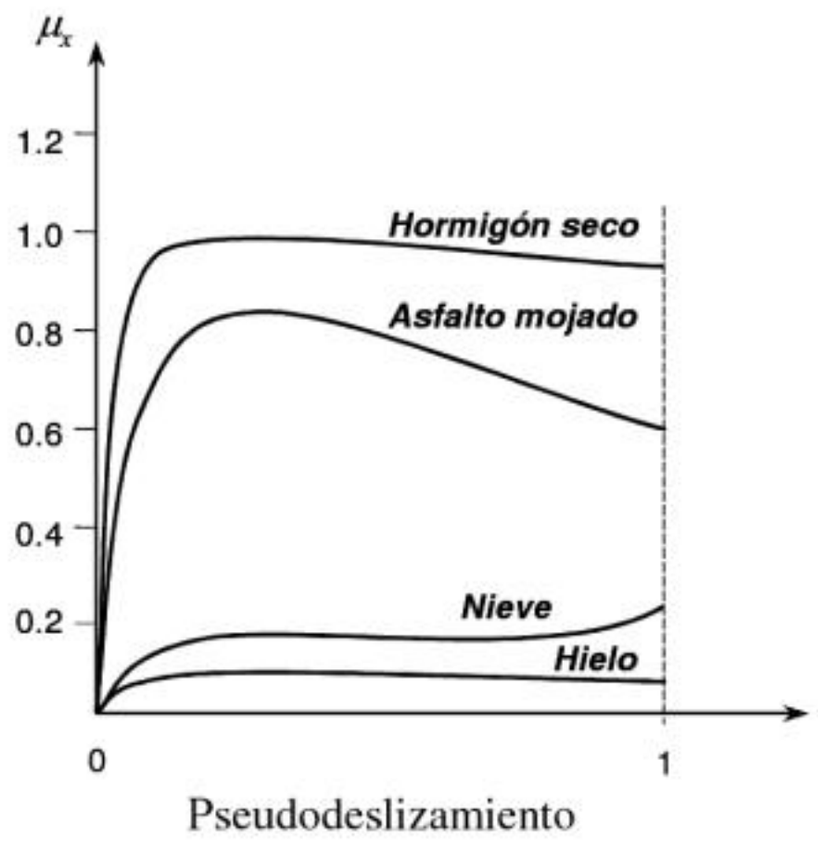


Figura 2.44 Variación de la adherencia longitudinal con el pseudodeslizamiento para diferentes superficies

El coeficiente de adherencia en superficies mojadas, con un espesor de capa despreciable y sin presencia de contaminantes (superficie limpia), es prácticamente igual al de la misma superficie en seco. Sin embargo, a medida que aumenta el espesor de la capa de agua disminuye el coeficiente de adherencia. A partir de un cierto espesor, al aumentar la velocidad, se puede producir la pérdida del contacto entre el neumático y la superficie de rodadura, dando lugar a un fenómeno conocido como *acuaplaning*. Este efecto de la combinación del agua con la velocidad puede observarse en la figura 2.45.

© ITES - Paraninfo

Material protegido por derechos de autor

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

En cuanto al espesor de la capa de agua, como se ve en la figura 2.48, tiene una escasa influencia sobre el coeficiente de adherencia para velocidades inferiores a los 50 km/h, pero afecta muy notablemente a dicho coeficiente a velocidades elevadas. Se estima que con espesores de agua inferiores a 2 mm y con profundidad de dibujo dentro de los límites legales es poco probable que aparezca el fenómeno de *acuaplaning*. En condiciones de *acuaplaning*, la textura superficial de la carretera tiene influencia sobre la presión de la cuña fluida, especialmente en la parte posterior de la huella de contacto.

2.4.5 COMPORTAMIENTO TRANSVERSAL DEL NEUMÁTICO

LA DERIVA Y SU RELACIÓN CON LA FUERZA TRANSVERSAL

Cuando un neumático circula sometido a una fuerza lateral, su movimiento en relación con el suelo sigue una dirección que forma un ángulo con respecto al plano medio de la rueda, ángulo que se denomina deriva (α).

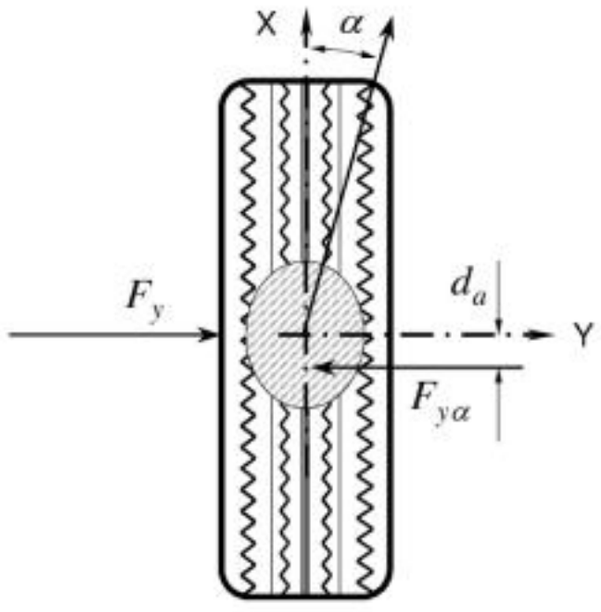


Figura 2.50 Neumático sometido a esfuerzos laterales (F_y)

El ángulo de deriva es consecuencia de la deformación que se produce en la carcasa y en la banda de rodadura por efecto de las fuerzas transversales aplicadas en el eje de la rueda (F_y). Al rodar el neumático en estas condiciones, a medida que la banda de rodadura se aproxima a la zona de contacto se va desplazando ligeramente desde su posición indeformada, debido a la deformación de la carcasa. Cuando llega a la zona de contacto (punto A_1, figura 2.51) se sigue deformando hasta la posición A_2, deformación debida a la carcasa, banda de rodadura y deslizamiento. A partir de ese punto y hasta el punto A_2' la presión entre el neumático y el suelo es suficiente para que no se produzca deslizamiento. Se está, por tanto, en la zona de adherencia y la fuerza transversal crece linealmente entre ambos puntos, imponiendo que la trayectoria siga un ángulo con respecto al plano medio, que es precisamente el mencionado ángulo de deriva. A partir del punto A_2' vuelve a

© ITES - Paraninfo

Material protegido por derechos de autor

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

La relación entre la fuerza transversal generada en el contacto $F_{y\alpha}$ (α) y el ángulo de deriva puede considerarse lineal para valores muy pequeños de dicho ángulo, inferiores a 4 o 5°, por tanto, para aceleraciones transversales bajas, inferiores a 0,2 o 0,3g. El incremento de la solicitación transversal hace que se incremente el deslizamiento en las zonas de la huella de contacto con menor presión (figura 2.52), siendo mayor este deslizamiento por la parte trasera. La aparición de la pérdida de contacto perfecto hace que la variación de la fuerza transversal en función de la deriva no sea lineal, disminuyendo la pendiente de la curva a medida que aumenta ésta. La curva presenta un máximo cuando se alcanza el límite de adherencia disponible; a partir de ahí, al crecer la deriva la fuerza transversal disminuye, produciéndose patinaje en toda la zona de la huella de contacto (derrape de la rueda).

Rigidez de deriva del neumático (K_α)

Un parámetro importante para predecir el comportamiento transversal del neumático es la pendiente inicial de la curva fuerza transversal-ángulo de deriva. Esta pendiente, evaluada para un ángulo de deriva nulo, es lo que se conoce como rigidez de deriva del neumático, calculada según la expresión:

$$K_\alpha = \left(\frac{\partial F_y}{\partial \alpha} \right)_{\alpha=0}$$

La rigidez a deriva es un coeficiente que puede utilizarse para simular el comportamiento del neumático cuando está sometido a esfuerzos transversales relativamente bajos, es decir, cuando se tienen ángulos de deriva pequeños, donde se puede considerar un comportamiento lineal. Para ángulos de deriva grandes, cuando el neumático no tiene un comportamiento lineal, la rigidez a deriva no permite simular adecuadamente su respuesta.

FACTORES QUE INFLUYEN EN EL COMPORTAMIENTO TRANSVERSAL DEL NEUMÁTICO

La capacidad de un neumático de soportar esfuerzos transversales se ve afectada por diversos factores, entre los que cabe destacar:

- Características dimensionales y estructurales del neumático
- El grado de solicitación vertical y longitudinal
- Presión de inflado
- Ángulo de caída
- Estado de la superficie de rodadura

© ITES - Paraninfo

Material protegido por derechos de autor

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

Grado de solicitación longitudinal

El hecho de que un neumático esté sometido a esfuerzos longitudinales influye de forma importante en su capacidad de soportar esfuerzos transversales. A medida que aumenta la solicitación longitudinal del neumático, para un ángulo de deriva constante, disminuye el esfuerzo lateral que éste es capaz de desarrollar. Por otro lado, para un mismo valor de deslizamiento la capacidad de soportar fuerzas longitudinales disminuye con el aumento de la deriva, como se puede apreciar en la figura 2.59.

La disminución del esfuerzo transversal admisible al aumentar la solicitación longitudinal es debida a la existencia de un límite de la adherencia total disponible. En un neumático se cumple que, a medida que aumenta la solicitación de adherencia en una dirección (X), disminuye la proporción disponible en la otra (Y). Este comportamiento es lo que se conoce como elipse de adherencia que, en función de la carga vertical, determina la máxima fuerza combinada que puede soportar un neumático. En la figura 2.60 se muestra esquemáticamente lo que es el concepto de la elipse de adherencia y en la figura 2.61 las curvas reales ensayadas en un neumático.

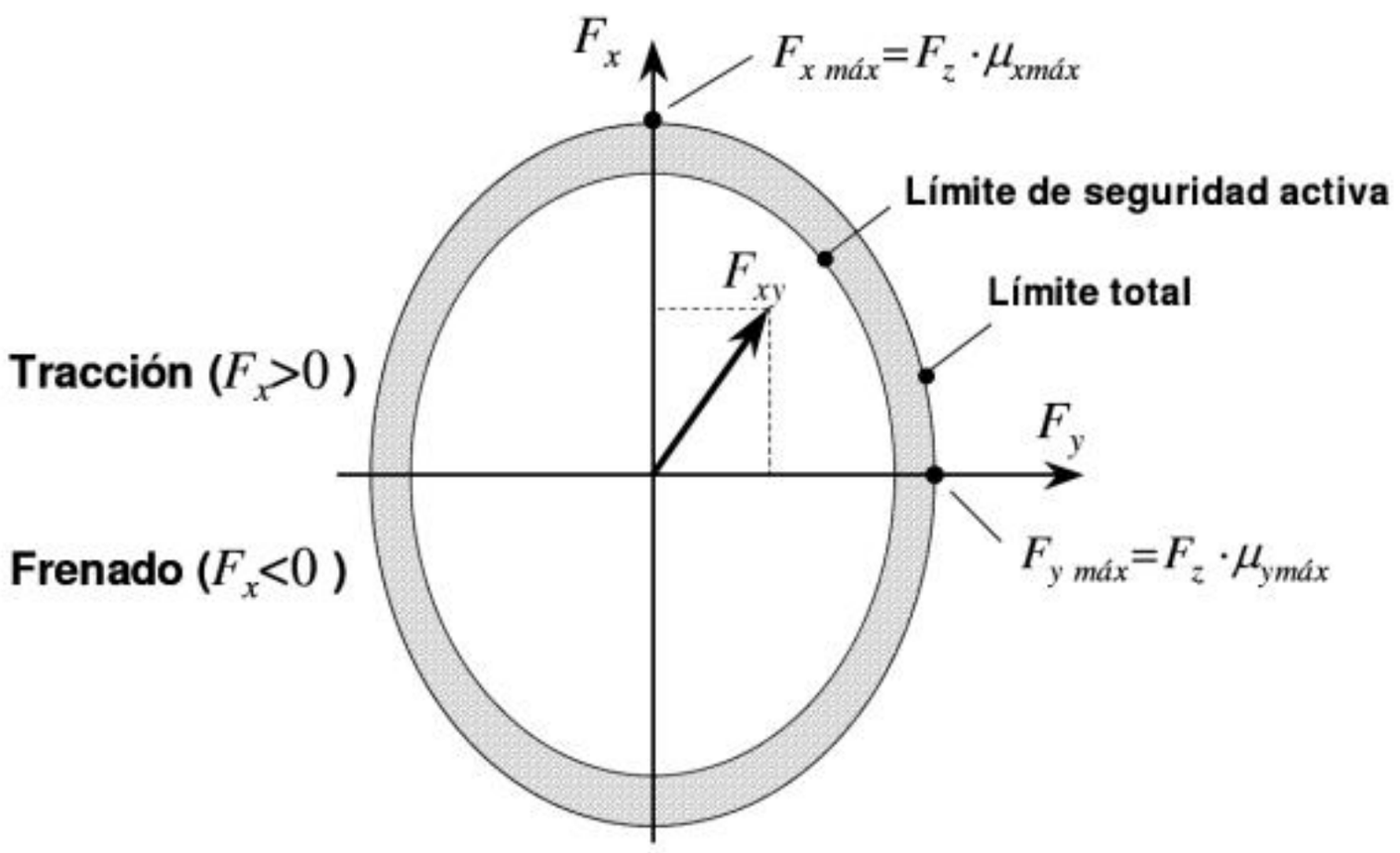


Figura 2.60 Elipse de adherencia

La elipse representa la máxima solicitación admisible en un neumático, frente a las solicitaciones generadas en el vehículo. Si el esfuerzo al que se somete el neumático es tal que el punto que lo representa está en el interior de la elipse, el neumático tiene capacidad para soportar esfuerzos más altos, es decir, se podría frenar más, acelerar más o aumentar el ángulo de dirección (o el valor de la aceleración transversal) sin que se produjese pérdida de adherencia. Por el contrario, si el extremo del vector de la fuerza combinada está sobre la elipse, el neumático está solicitado al máximo y aparece una situación de patinaje inminente; un pequeño aumento de la solicitación haría que se saturase el neumático disminuyendo los esfuerzos admisibles. Los puntos interiores a la elipse no

© ITES - Paraninfo

Material protegido por derechos de autor

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

(μ_{xmaxt}) como en frenada (μ_{xmaxf}), valores de adherencia dinámica o en deslizamiento en tracción (μ_{xdt}) y frenada (μ_{xdf}) y los valores de pseudodeslizamiento críticos, correspondientes a la máxima adherencia en tracción (i_{tc}) y en frenada (i_{fc}). Según esto, las fuerzas longitudinales serán, tanto en tracción como en frenado:

$$F_x = K_i \cdot i \qquad \text{si} \quad i \le i_c$$
$$F_x = \mu_{xd} \cdot F_z < \mu_{xmáx} \cdot F_z \qquad \text{si} \quad i > i_c$$

Fuerza transversal

El modelo más sencillo para el cálculo de las fuerzas transversales considera únicamente la influencia lineal del ángulo de deriva, hasta llegar a un valor crítico (α_c), a partir del cual la fuerza lateral presenta un valor constante:

$$F_y = K_\alpha \cdot \alpha \qquad \text{si } \alpha \le \alpha_c$$
$$F_y = \mu_{ymáx} \cdot F_z \qquad \text{si } \alpha > \alpha_c$$

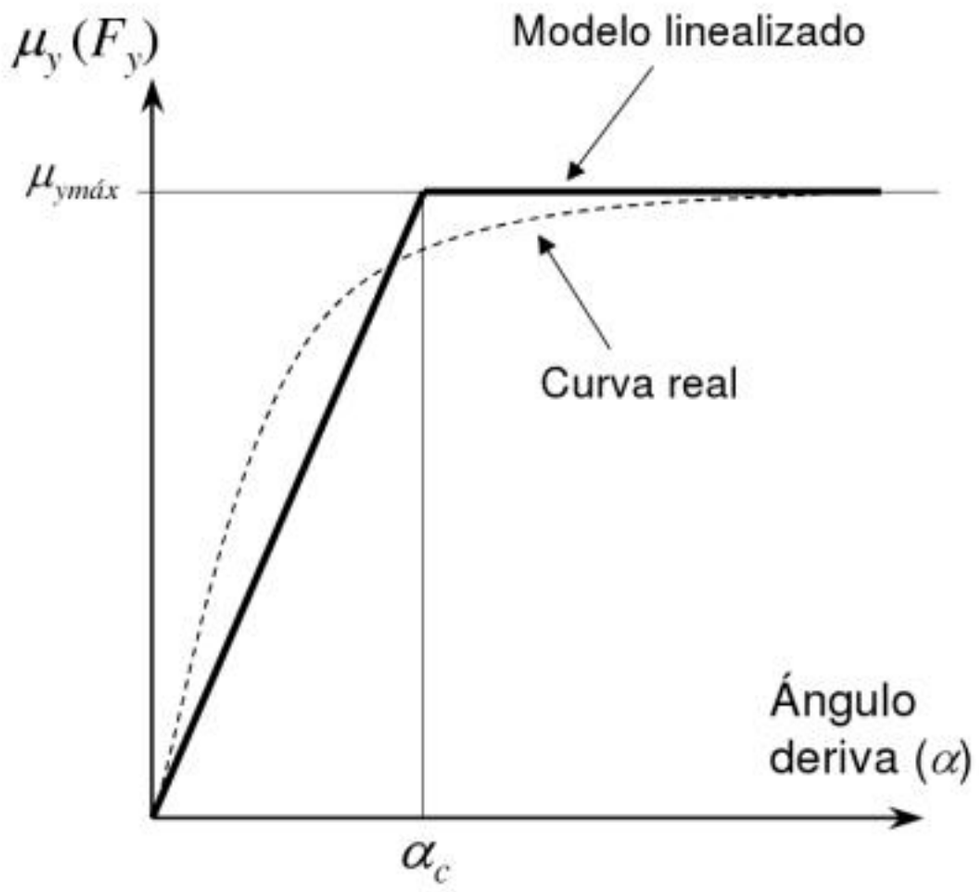


Figura 2.69 Comportamiento lateral idealizado

Existen algunas aplicaciones en las que una aproximación linealizada no es fiable y se opta por aproximar la fuerza lateral máxima como una función exponencial:

$$F_y = \mu_{y\,max} \cdot F_z \cdot \left(1 - e^{-K_\alpha \cdot |\alpha|}\right)$$

Solicitación combinada

Para valores grandes de la fuerza resultante en el plano de la superficie de rodadura (combinación de longitudinal y transversal) se puede plantear una primera aproximación

© ITES - Paraninfo

Material protegido por derechos de autor

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

calcular la componente longitudinal de la tensión en el punto A como el producto de esta rigidez por la deformación longitudinal:

$$\sigma_x = K_x x \cdot i_f$$

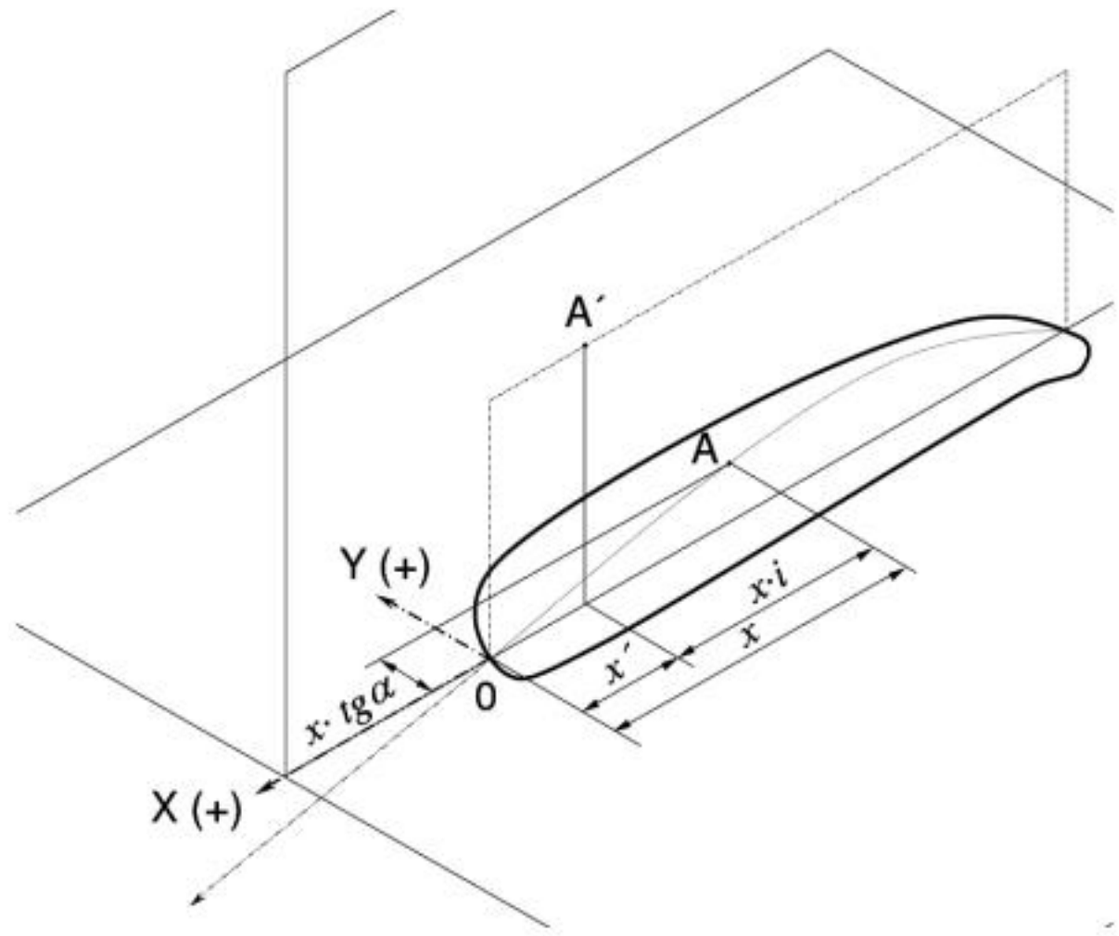


Figura 2.72 Modelización de la deformación del neumático utilizado por *Dugoff*

De la misma manera que para la deformación longitudinal y de acuerdo con la figura anterior, la deformación lateral del neumático (desplazamiento del punto A) será:

$$y = -x \cdot \mathrm{tg}\alpha$$

Siendo K_y la rigidez lateral del neumático por unidad de anchura y por unidad de deformación lateral, la tensión lateral se calcula por la expresión:

$$\sigma_y = -K_y \cdot \mathrm{tg}\alpha \cdot x$$

Como la máxima tensión de cortadura en cualquier punto de la huella de contacto depende de la adherencia y de la presión, y dado que *Dugoff* supone una distribución de presiones normal constante en la huella de contacto, esta tensión puede calcularse por la expresión:

$$\sigma_{máx} = P_r \cdot \mu_a$$

Considerando la distribución de presiones (P) constante en toda el área de contacto, ésta se puede expresar:

© *ITES - Paraninfo*

Material protegido por derechos de autor

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

En las ecuaciones anteriores, el coeficiente de adherencia μ_a es función entre otros parámetros del deslizamiento:

$$\mu_a = \mu_{a0}(1 - A_i \cdot V_i)$$

Donde A_i es un factor de reducción de la fricción con la velocidad, V_i es la velocidad total de deslizamiento y μ_{a0} es el coeficiente nominal de adherencia a velocidad 0.

$$V_i = V\sqrt{i_f^2 + \mathrm{tg}^2\alpha}$$

Para el caso de que i_f=1, se calculan los esfuerzos longitudinales y laterales mediante las expresiones:

$$F_x = \frac{K_i \cdot \mu_a \cdot F_z}{\sqrt{(K_i)^2 + (K_\alpha \cdot \mathrm{tg}\alpha)^2}} \qquad F_y = \frac{K_\alpha \cdot \mathrm{tg}\alpha \cdot \mu_a \cdot F_z}{\sqrt{(K_i)^2 + (K_\alpha \cdot \mathrm{tg}\alpha)^2}}$$

Se ha demostrado que para $x_i' \geq l$ el coeficiente de adherencia utilizado es menor o igual que la mitad del máximo posible:

$$\frac{\sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2}}{P} \leq \frac{\mu_a}{2}$$

La influencia del ángulo de caída sobre la rigidez a deriva se cuantifica por medio de un ángulo de deriva equivalente según la ecuación:

$$\alpha_\varepsilon = -\frac{\varepsilon \cdot K_\varepsilon}{K_\alpha} = -\varepsilon \cdot K_\varepsilon'$$

El valor de K_ε' , rigidez relativa de caída, se puede obtener empíricamente mediante ensayo.

2.5.3 MODELO DE *FIALA*

Es un modelo clásico de simulación de neumático que se basa en las siguientes hipótesis:

- La huella de contacto es rectangular.
- La distribución de presiones es uniforme sobre la huella de contacto.
- El neumático se modela como un elemento rígido sobre un apoyo elástico.
- El ángulo de caída no tiene efecto en las fuerzas sobre el neumático.

© ITES - Paraninfo

Material protegido por derechos de autor

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

La fuerza normal, al igual que en los modelos anteriores, se calcula suponiendo un comportamiento elástico lineal (K_z) y un amortiguamiento constante (C_z). Para calcular las fuerzas longitudinal y lateral y el momento de autoalineamiento se distinguen varios casos en función de los signos de los ángulos de deriva y caída (según sistema de referencia SAE). Según esto, la fuerza lateral puede ser descompuesta en dos componentes ($F_{y\alpha}$, $F_{y\varepsilon}$) que tendrán la misma dirección si $\alpha \cdot \varepsilon < 0$ y direcciones opuestas en caso contrario.

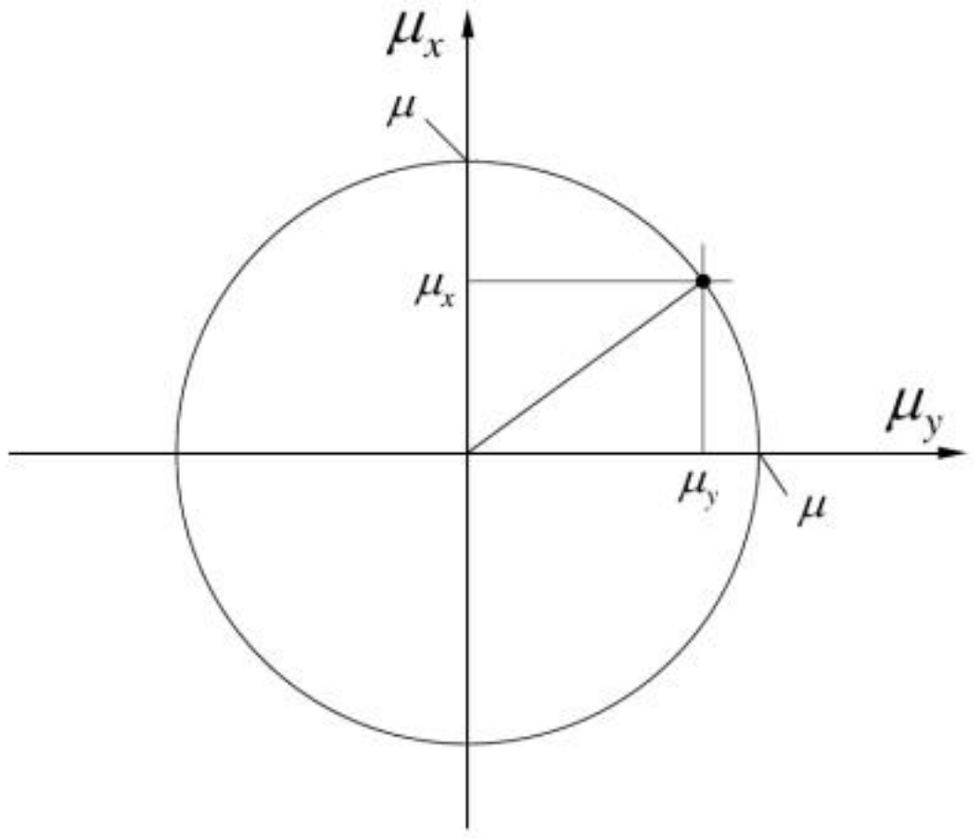


Figura 2.74 Elipse-circunferencia de adherencia

Caso 1: $\alpha \cdot \varepsilon < 0$

El modelo considera unos valores límite o críticos de los diferentes pseudodeslizamientos definidos anteriormente. Para valores inferiores a los críticos se supone que el neumático se comporta elásticamente y existe un contacto perfecto con la superficie de rodadura. Para valores superiores a los críticos se supone que aparece un deslizamiento macroscópico en el contacto rueda-calzada. Se define un valor de pseudodeslizamiento por deriva crítico ($i_{\alpha c}$) como:

$$i_{\alpha c} = \mu \frac{F_z}{K_\varepsilon}$$

El valor de pseudodeslizamiento longitudinal crítico (i_c) puede ser evaluado de la siguiente forma:

$$i_c = 3\mu \frac{F_z}{K_i}$$

© ITES - Paraninfo

Material protegido por derechos de autor

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

Recientemente, *Pacejka* ha desarrollado un nuevo planteamiento que modeliza el neumático en la zona transitoria. El autor define la zona de contacto neumático-suelo como móvil respecto a la parte inferior de la llanta. Supone que únicamente se pueden producir desplazamientos en cualquier dirección horizontal (y no giros) con respecto al plano longitudinal del neumático. Supone la existencia de una masa puntual en el área de contacto para el cálculo de los esfuerzos en función de la velocidad total de deslizamiento y del ángulo de caída. Asume que la respuesta de la masa puntual es instantánea debido a que no existe deformación entre el contacto neumático-suelo y la masa.

Como resultado de este planteamiento, *Pacejka* establece que el contraste entre los esfuerzos obtenidos considerando los efectos transitorios y los obtenidos según régimen permanente presenta diferencias inferiores al 10%, y dichas diferencias son tanto mayores cuanto menor es la rigidez de la carcasa del neumático y cuanto mayor es la masa de la banda de rodadura.

La razón de esta diferencia en los valores de los esfuerzos es que los esfuerzos generados en la interfaz neumático-suelo no son íntegramente transmitidos a la llanta, sino que parte de ellos son utilizados para mover la banda de rodadura.

2.5.5 EL MODELO DE *PACEJKA* (*MAGIC FORMULA*)

Este modelo es el más extendido para la simulación del comportamiento de los neumáticos. Es el que más se ajusta al comportamiento real de los neumáticos, aunque presenta el inconveniente de plantear la necesidad de realizar cálculos más laboriosos y disponer de datos experimentales del neumático que se modeliza. El objetivo del modelo es plantear expresiones matemáticas cuyos coeficientes puedan identificarse con parámetros característicos de los neumáticos, como son la rigidez transversal y longitudinal o los valores máximos de las fuerzas entre el neumático y la superficie de rodadura. La expresión general del modelo es:

$$y(x) = D\cdot\text{sen}\left(C\cdot\text{arctg}\left(B\cdot x - E\left(B\cdot x - \text{arctg}\left(B\cdot x\right)\right)\right)\right)$$
$$Y(X) = y(x) + S_v$$
$$x = X + S_h$$

Donde $Y(X)$ puede representar tanto el esfuerzo longitudinal, el transversal o el momento autoalineante. X será el ángulo de deriva (α) o el deslizamiento longitudinal (i). Además, en la fórmula se tiene que:

B: parámetro de rigidez
C: parámetro de forma
D: parámetro de pico (valor máximo)
E: parámetro de curvatura
S_h: desplazamiento horizontal
S_v: desplazamiento vertical

© ITES - Paraninfo

Material protegido por derechos de autor

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

3

EL SISTEMA DE SUSPENSIÓN

3.1 INTRODUCCIÓN

En el desplazamiento de personas o cosas por medio de vehículos hay que minimizar en lo posible cualquier perturbación o trastorno sobre lo transportado. Desde los orígenes de la historia del automóvil, y con el desarrollo de los medios de transporte y su continua evolución, pronto se vio la necesidad de aislar el compartimento destinado al transporte de pasajeros y mercancías de las irregularidades de la calzada. Si la carga del vehículo son mercancías, el objetivo será minimizar las vibraciones transmitidas a la misma con objeto de no dañar su contenido; si por el contrario los que se desplazan en el vehículo son personas, cuanto mejores sean las condiciones con que realizan el viaje, mayor será el desplazamiento que puedan realizar sin llegar a fatigarse. Y en el caso del conductor del vehículo, cuanto menor sea la fatiga, mayores serán los niveles de concentración que podrá mantener y tanto más segura será su conducción.

Por otra parte, la necesidad de utilizar un sistema de suspensión en un automóvil no está motivada únicamente por la susceptibilidad o tolerancia humanas a la pérdida de confort que producen las vibraciones transmitidas al habitáculo, aunque el aislamiento de las irregularidades transmitidas desde la calzada constituya una función altamente deseable. Otro objetivo que justifica el uso de un sistema de suspensión en el vehículo es la necesidad de mantener el contacto entre la rueda y la carretera, ya que el control y la estabilidad dependen de ello. Para añadir un mínimo aislamiento de la carrocería respecto a las irregularidades del terreno, los primeros fabricantes de vehículos utilizaron el

© ITES - Paraninfo

Material protegido por derechos de autor

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

El mantenimiento de las condiciones óptimas de servicio y la durabilidad de los distintos componentes del sistema de la suspensión es uno de los factores más críticos del diseño del vehículo y del control dinámico en carretera. Los criterios de diseño de los componentes son una combinación de experiencia y datos obtenidos en ensayos realizados sobre vehículos sensorizados ensayados tanto en condiciones reales de carretera como en simuladores mecánicos.

3.2.2 FUENTES DE VIBRACIÓN PROPIAS DEL VEHÍCULO

Las vibraciones producidas por el propio vehículo provienen esencialmente de las ruedas, del grupo motor-caja de cambios y de la transmisión. Idealmente el conjunto llanta/neumático, como parte del sistema de aislamiento de la carrocería cuando el vehículo está en movimiento, es suave y flexible para absorber parte de las perturbaciones producidas por los baches e irregularidades de la calzada, y no contribuye a la excitación del vehículo. En la práctica, las imperfecciones y defectos en la fabricación de las llantas, neumáticos, uniones, mangueta, frenos y elementos giratorios, suelen dar lugar a irregularidades que facilitan la transmisión de vibraciones y que pueden ser agrupadas en desequilibrio de masas, variaciones dimensionales y variaciones de rigidez. Estas irregularidades combinadas en el sistema llanta/neumático ocasionan variaciones en las fuerzas y momentos que se transmiten al eje del vehículo y actúan como fuente de vibraciones. Las variaciones de fuerza se pueden producir en las direcciones vertical (radial), longitudinal (motriz) y lateral, repitiéndose para cada revolución de la rueda cuando está rodando con una velocidad y radio constantes.

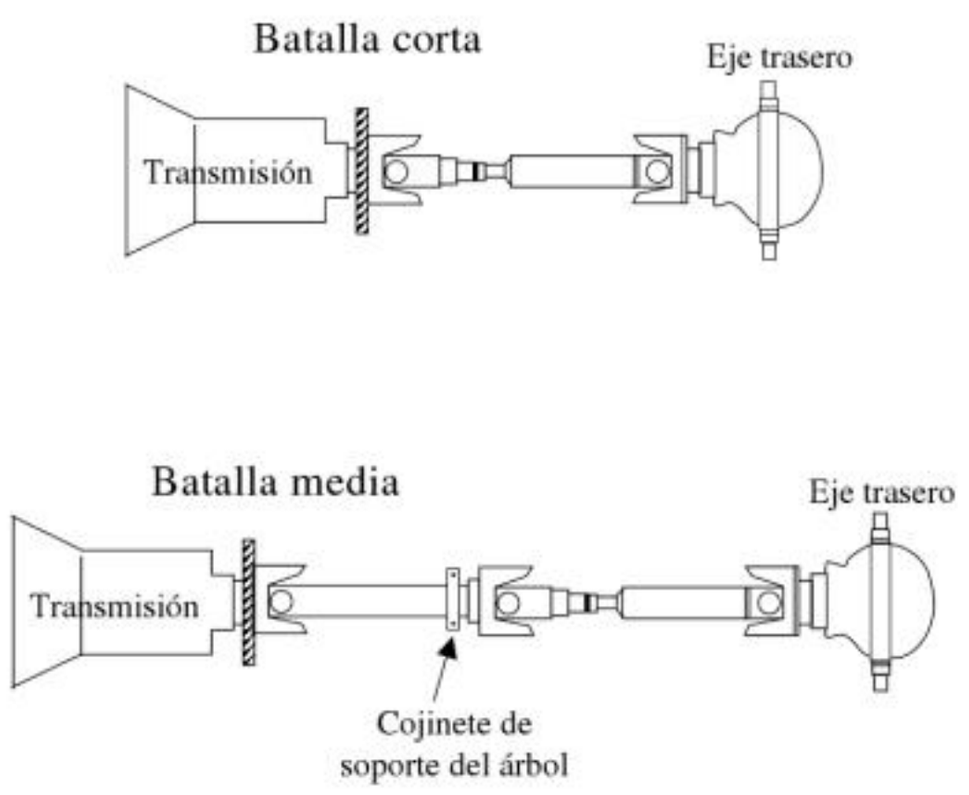


Figura 3.4 Disposiciones típicas de la transmisión

El sistema de transmisión está formado por el embrague, la caja de cambios, el diferencial, el árbol de transmisión y los semiejes o palieres que se unen a las ruedas. De

© ITES - Paraninfo

Material protegido por derechos de autor

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

2. Motor de cuatro cilindros en oposición (*boxer*): varias fuerzas y momentos a la frecuencia de rotación y al doble de la frecuencia de rotación dependiendo de la disposición del cigüeñal.
3. Seis cilindros en línea: equilibrado por sí mismo en todas las direcciones.
4. Seis cilindros en línea, dos ciclos: par de fuerzas vertical generando momentos de cabeceo y guiñada a la frecuencia de rotación del motor; puede estar equilibrado.
5. Seis cilindros, en V a 60º: genera un par de fuerzas de rotación en oposición a la frecuencia de rotación que puede equilibrarse con los árboles rotando en oposición.
6. Seis cilindros, en V a 90º (encendido alternado): genera momento de guiñada al doble de la frecuencia de rotación; se puede equilibrar con los árboles rotando en oposición.
7. Seis cilindros, en V a 90º (encendido simultáneo): genera momentos de cabeceo y guiñada a la velocidad del cigüeñal, que puede equilibrarse. Además genera momentos de cabeceo y balanceo a una frecuencia doble de la de rotación cuyo equilibrado es mucho más difícil.
8. Ocho cilindros en línea: equilibrado por sí mismo en todas las direcciones.
9. Ocho cilindros, en V a 90º: par de fuerzas a la velocidad de rotación primaria; se puede equilibrar por oposición.

Con un diseño adecuado del sistema de sustentación, la masa de la combinación motor/caja de cambios se puede utilizar como amortiguador de vibraciones atenuando además otras vibraciones del vehículo. Más frecuentemente se utiliza para controlar las vibraciones de las sacudidas verticales que proceden de las excitaciones de la rueda. Con este propósito, el sistema de sustentación se diseña para proporcionar una frecuencia vertical de resonancia próxima a la frecuencia de vaivén de la rueda delantera (12-15 Hz), de forma que el motor actúa como un amortiguador de vibraciones para este modo de vibración del vehículo.

3.2.3 VIBRACIONES AERODINÁMICAS

El flujo de aire alrededor del vehículo causa vibraciones de origen aerodinámico. Ciertos elementos de la carrocería como son los espejos retrovisores, antenas de radio y otros salientes o protuberancias, originan separaciones periódicas de flujo. La frecuencia de estas alteraciones se sitúa a menudo dentro del campo audible, aunque las de baja frecuencia pueden ser causa de vibraciones de las que se deba hacer cargo el sistema de suspensión.

© ITES - Paraninfo

Material protegido por derechos de autor

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

- ✓ *Límite de exposición*. Se refiere a valores por encima de los cuales existe riesgo para la salud. No debe ser sobrepasado excepto en casos excepcionales.
- ✓ *Límite de capacidad reducida por fatiga*. Expresa la frontera a partir de la cual se produce un decrecimiento de capacidades para la realización eficaz de un trabajo (conducir un vehículo, por ejemplo).
- ✓ *Límite de confort reducido*. En vehículos de transporte está relacionado con la posibilidad de realizar funciones tales como lectura, escritura, comer, etc.

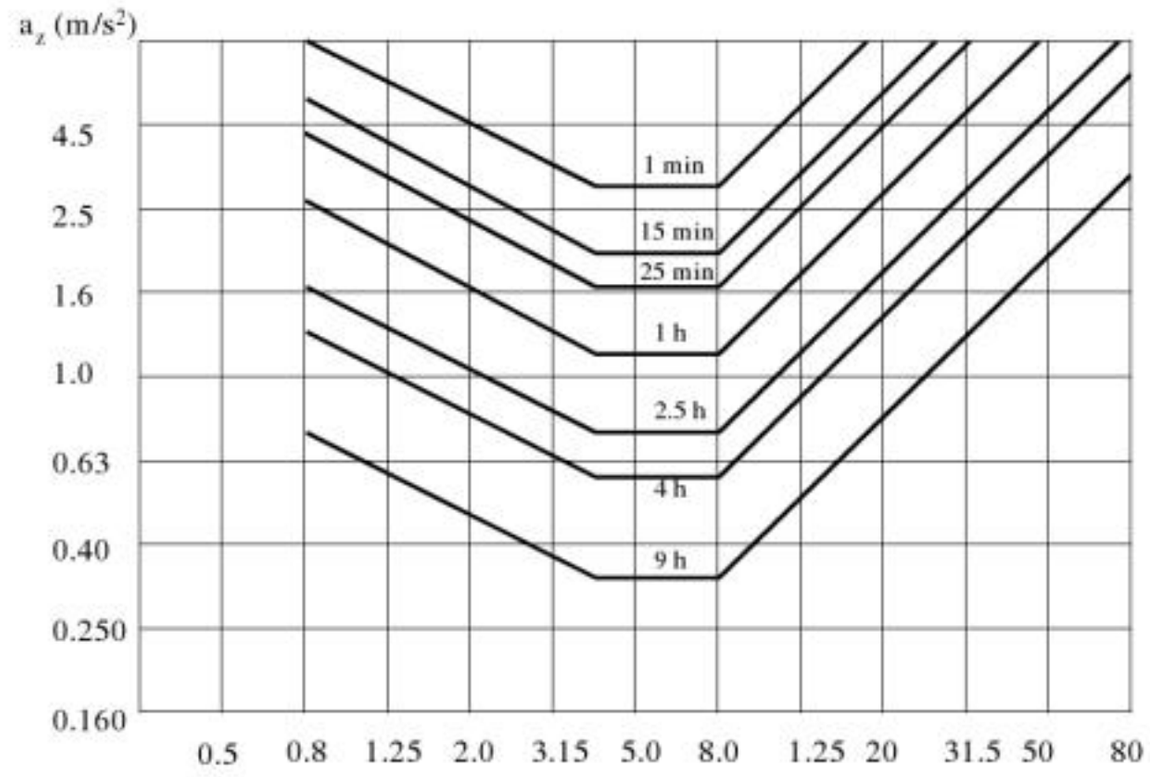


Figura 3.7 Tiempos de fatiga en función de la aceleración vertical y la frecuencia

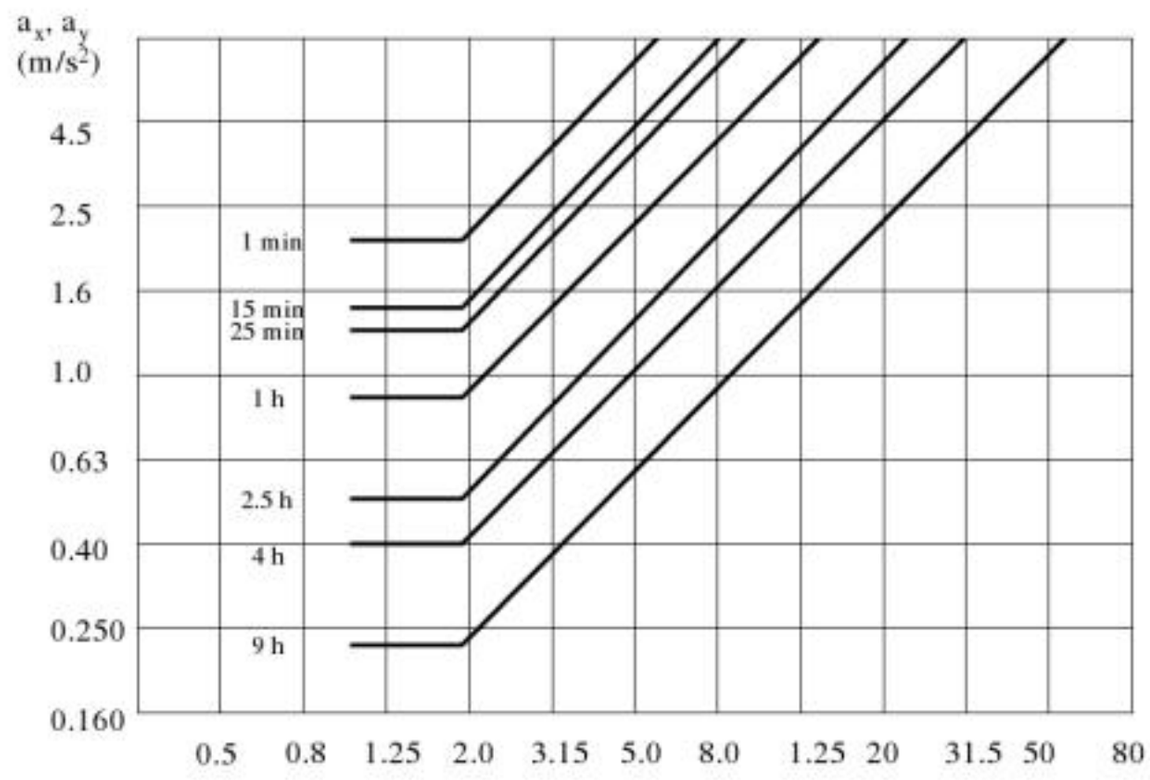


Figura 3.8 Tiempos de fatiga en función de la aceleración horizontal y la frecuencia

De acuerdo con la *International Standards Organization* (*ISO*) en la Guía para la Evaluación de la Exposición Humana a Vibraciones del Cuerpo Completo ISO/TC 108 100E (1969), ISO/TC 108/W67 (1970), ISO 2631 (1974), la influencia de la vibración en el cuerpo humano se expresa mediante el tiempo de fatiga T correspondiente a

© *ITES - Paraninfo*

Material protegido por derechos de autor

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

vibración es también indeseable, ya que las vibraciones son un modo de percibir el terreno y por ello un factor muy importante a considerar por el conductor de un vehículo (es importante que el conductor perciba en cierta medida las irregularidades del terreno para que pueda realizar una conducción más segura). Las vibraciones tanto permanentes (por ejemplo, las inducidas por el motor, desequilibrios, etc.), como transitorias (por ejemplo, frenada, baches, etc.) inducen sobre el ocupante del vehículo oscilaciones que pueden mantenerse en límites aceptables con una adecuada suspensión y amortiguamiento en los dispositivos en los que se sienta el viajero.

3.4 CONFIGURACIÓN DE LA SUSPENSIÓN

3.4.1 INTRODUCCIÓN

El diseño del sistema de suspensión es de gran importancia, ya que de él depende la adecuación de la respuesta del vehículo ante las diferentes solicitaciones tanto estáticas como dinámicas. Por ejemplo, la fuerza lateral disponible en el contacto entre la carretera y un neumático depende de muchos factores, siendo los principales el ángulo de deriva, el ángulo de caída, la deformación vertical del neumático y el deslizamiento longitudinal (o relación entre la fuerza vertical y la fuerza longitudinal). Las posiciones espaciales y la fuerza vertical dependen directamente del sistema de suspensión, que posiciona la rueda con respecto a la carrocería del vehículo y al suelo, por lo que su diseño juega un papel crucial en el comportamiento dinámico del vehículo, requiriendo por ello una especial atención. Al analizar la suspensión, el estudio se centrará inicialmente en diversos parámetros geométricos, con el fin de determinar la caída de la rueda y los ángulos de dirección para, a continuación, analizar la distribución de las fuerzas en cada una de las ruedas.

En un sistema de suspensión, cada rueda está unida a la carrocería a través de diversos elementos que le permiten un movimiento con respecto a la carrocería, controlado por un elemento elástico (muelle) y otro disipativo (amortiguador). Por su parte, el sistema de dirección controla el movimiento de rotación de la rueda en un eje aproximadamente vertical. De forma adicional, en vehículos de carretera, los brazos o tirantes de la suspensión incluyen casquillos o elementos elásticos que reducen la transmisión de ruido y vibraciones al habitáculo de pasajeros. Las posibles deformaciones de los eslabones, casquillos, sistemas de dirección y chasis tienen como resultado que el ángulo de deriva y caída de la rueda sean magnitudes dependientes de las fuerzas que actúen. Sin embargo, con objeto de obtener una imagen clara del funcionamiento y comportamiento estático y dinámico de las suspensiones, se comenzará por analizarlas considerando todos los elementos perfectamente rígidos, para añadir posteriormente los efectos de las posibles deformaciones. De esta manera, un análisis completo debería considerar:

© ITES - Paraninfo

Material protegido por derechos de autor

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

SEMIEJES OSCILANTES

En esta configuración, donde lo que destaca es su gran sencillez, la rueda está unida por un único brazo transversal. El nacimiento de la suspensión de semiejes oscilantes fue la materialización de la idea de conseguir una suspensión trasera independiente lo más sencilla posible que permitiera que el cubo de salida de la transmisión y el brazo portante de la rueda permanecieran coaxiales ante las alteraciones de la carretera. Para este fin se usaba una junta universal totalmente integrada en cada semieje. *Volkswagen* usó el sistema por primera vez en su conocido *Escarabajo* y, posteriormente, otros muchos fabricantes (como *Renault*, *Porsche*, *Chevrolet*, *Mercedes-Benz*, *Triumph*, etc.) incorporaron este sistema de suspensión en gran variedad de modelos, sobre todo en todos aquellos que tenían motor trasero, o en los vehículos de bajo precio, ya que era un sistema de suspensión muy económico.

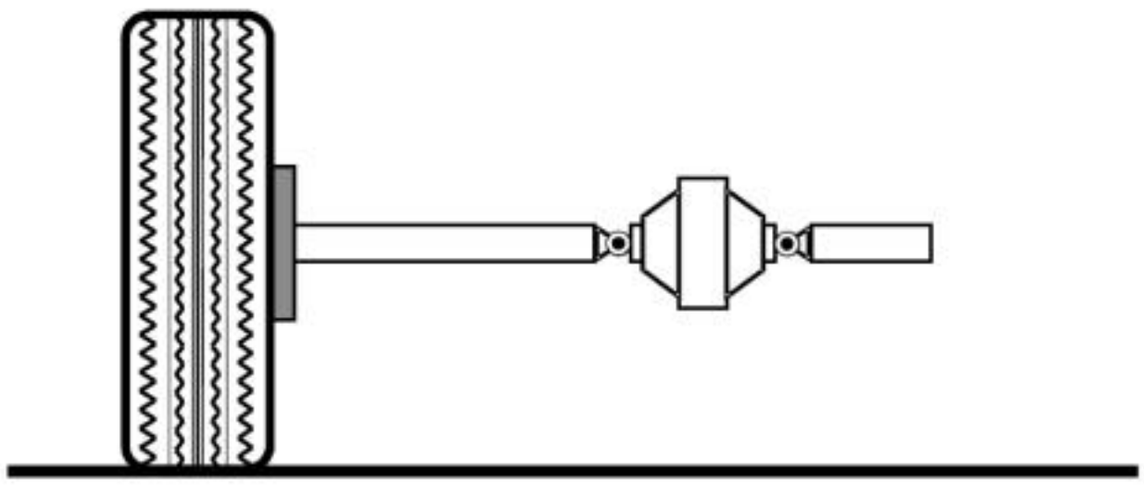


Figura 3.10 Brazo rígido oscilante

La longitud de los semiejes era generalmente algo menor que la mitad del ancho de vía del vehículo, y el centro de balanceo solía estar por encima del eje de giro de los brazos, por lo que en curva la transferencia de carga era muy elevada. Si bien esta transferencia de carga no era necesariamente un inconveniente, los cambios en la caída de las ruedas en curva suponían que la rueda más cargada adquiría un ángulo de caída positivo, lo que reducía significativamente la potencia disponible en curva, en especial con neumáticos anchos. Uniendo esto a los efectos negativos que producían los pares giroscópicos generados, se puede fácilmente comprender por qué la suspensión de semiejes oscilantes se fue abandonando para ir a sistemas de suspensión en los que la rueda más cargada pudiera adoptar ángulos negativos de caída.

BALLESTAS TRANSVERSALES

En el comienzo de las suspensiones independientes, las ballestas se usaron para combinar las funciones de muelle y de brazo de posicionamiento. En la práctica se observó que, debido a las fuerzas de frenado, se producían elevadas tensiones como consecuencia de la gran transferencia de carga entre las partes delantera y trasera del vehículo, y que no se

© *ITES - Paraninfo*

Material protegido por derechos de autor

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

pequeños y medianos. Debe su origen a *Earle S. McPherson*, ingeniero de *Ford* que lo patentó en la década de los 50 del siglo XX.

En su forma original, que es la más usada en los vehículos modernos, los muelles helicoidales se disponen encerrando en su interior al amortiguador. La unión a la carrocería se realiza mediante una unión flexible, con un cojinete axial que permite el giro del conjunto muelle-amortiguador con la rueda. Esta unión permite absorber además posibles ruidos y vibraciones. La principal ventaja de la *McPherson* es que las reacciones de la suspensión sobre la carrocería se aplican sobre zonas rígidas y bien espaciadas.

La principal desventaja de las suspensiones *McPherson* es que las fuerzas de rozamiento, que se producen como consecuencia del deslizamiento de los elementos que hacen de guía en los amortiguadores, son elevadas, al ser estos elementos portantes. En las suspensiones de paralelogramo, al no tener los amortiguadores ninguna función estructural y al desempeñar éstas los propios brazos, los rozamientos son menores y los amortiguadores no tienen que soportar esfuerzos flectores. Otra desventaja es que los cambios de ancho de vía son mayores que en el de paralelogramo, sobre todo cuando la caída de las ruedas se debe a una extensión de la suspensión.

SUSPENSIÓN DE BRAZOS ARRASTRADOS

La suspensión de brazos arrastrados suele utilizarse en ejes traseros, generalmente en coches de altas prestaciones. El eje de unión de los puntos de anclaje es perpendicular a la línea central del vehículo, por lo que durante los movimientos de la suspensión no hay cambios en los ángulos de las ruedas. Los brazos de control (brazos arrastrados) absorben las fuerzas longitudinales y los momentos de frenado, y controlan el cabeceo.

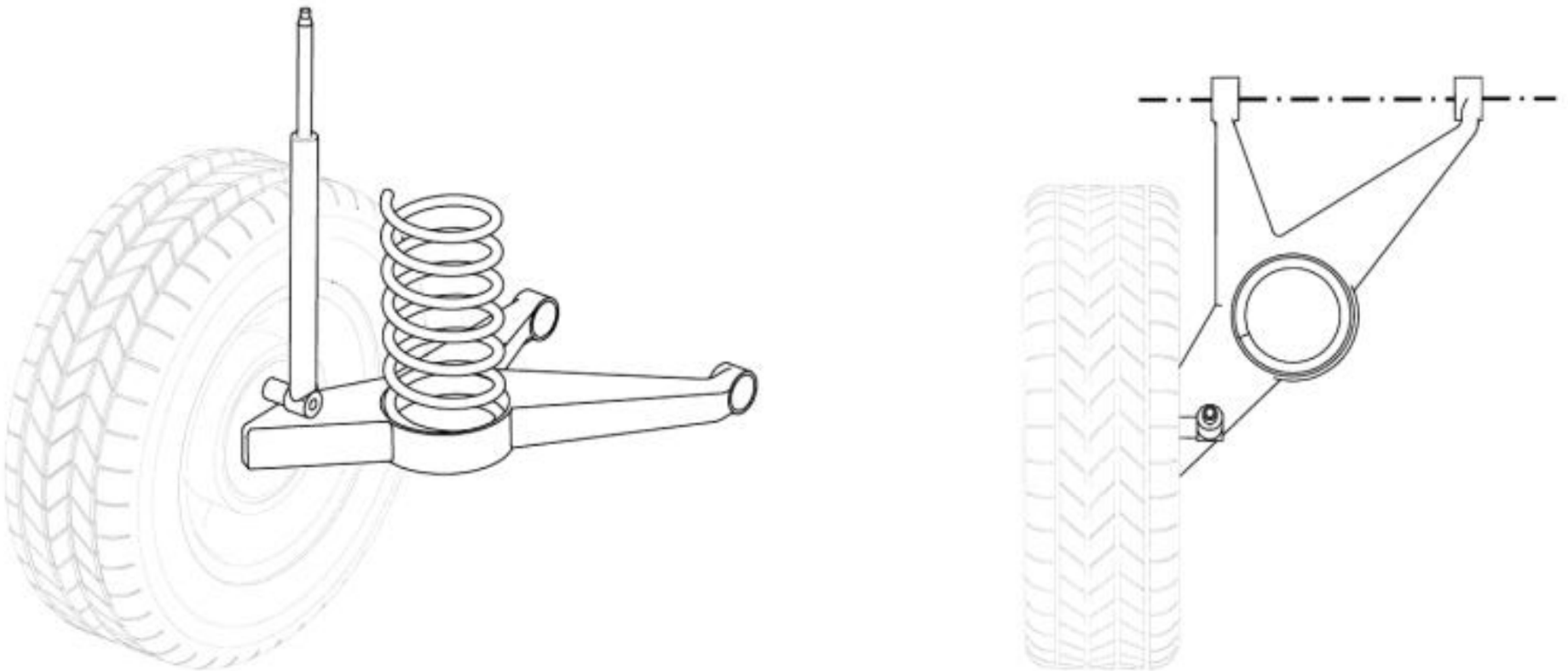


Figura 3.14 Brazo rígido arrastrado. Vista general y en planta

© ITES - Paraninfo

Material protegido por derechos de autor

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

trayectoria que no es lineal, sino circunferencial, teniendo un radio igual a la longitud (l) de la barra. Así, un desplazamiento vertical h tiene un error lateral. Este error es aproximadamente $h^2/8l$, lo que muestra que el error crece con el cuadrado del desplazamiento e inversamente con la longitud de la barra. Para una barra *Panhard* con una longitud práctica de 1 m, un recorrido de la suspensión de 0,2 m da un ángulo de la barra superior a 6º, con un error de 5 mm. Además aparece un segundo error cuando la barra no es perpendicular a la trayectoria deseada, ya que el balanceo y el movimiento vertical del chasis alterarán la altura del pivote.

Hay que considerar que los efectos del balanceo no serán simétricos, ya que el pivote, normalmente situado a un lado del chasis, se elevará o descenderá de acuerdo con la dirección del giro. El movimiento vertical del pivote de una barra *Panhard* en balanceo se elimina si el pivote del chasis está en la línea central del vehículo, pero se logra a expensas de recortar la barra y aumentando los errores de curvatura.

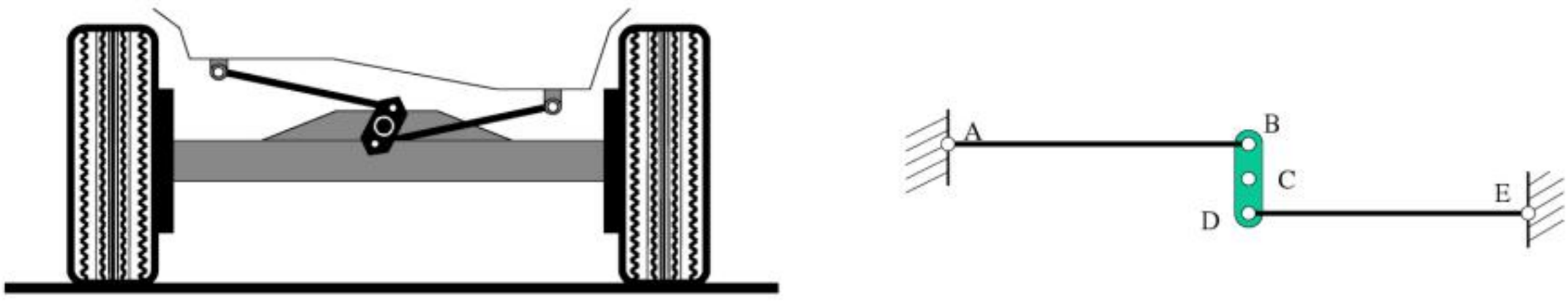


Figura 3.17 Cadena o mecanismo de unión de *Watt* y esquema cinemático

Otra solución es la unión *Watt* (figura 3.17). Se debe entender como un desarrollo lógico de la barra radial (*Panhard*), introduciendo una compensación de errores. Cuando el eslabón BCD sube o baja, los dos eslabones iguales AB y DE giran en sentidos opuestos. El punto de enlace al eje rígido C es el punto medio de BD, lo que se traduce en una aproximación bastante buena de una línea recta. Los errores dependen de la longitud del eslabón vertical pequeño, que limita el alcance total del movimiento vertical. El rango del desplazamiento puede incrementarse variando el ángulo de BCD para alargar AB y DE, permaneciendo constante el espacio entre A y E. Por encima de 30º, la linealidad comienza a deteriorarse.

Existen otras soluciones basadas en mecanismos de mayor complejidad y menos usados como la cadena *Watt* generalizada, mecanismo de *Roberts*, cadena *Aston Martin*, cadena *Mumford*, o la barra en *T* de *Alfa Romeo*.

SUSPENSIONES DELANTERAS DE EJE RÍGIDO

En general los ejes rígidos presentan los inconvenientes de:

- Transmitir los movimientos y vibraciones de una de las ruedas a la otra.

© *ITES - Paraninfo*

Material protegido por derechos de autor

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

Se entiende por escalonamiento la cadencia con que las hojas de la ballesta disminuyen su longitud al pasar de las superiores (más largas) a las inferiores (más cortas). La razón del escalonamiento es conseguir una resistencia a flexión aproximadamente uniforme en todas las secciones de la ballesta, con el objetivo de acercarse al *sólido de igual resistencia*, cuestión bastante exacta en ballestas con perfil parabólico.

Tanto en la práctica constructiva como a la hora de realizar cálculos, se puede obtener la misma resistencia de dos maneras, bien conservando el espesor y recortando los extremos de las láminas en forma de triángulo o bien conservando constante la anchura y variando el espesor según una ley parabólica.

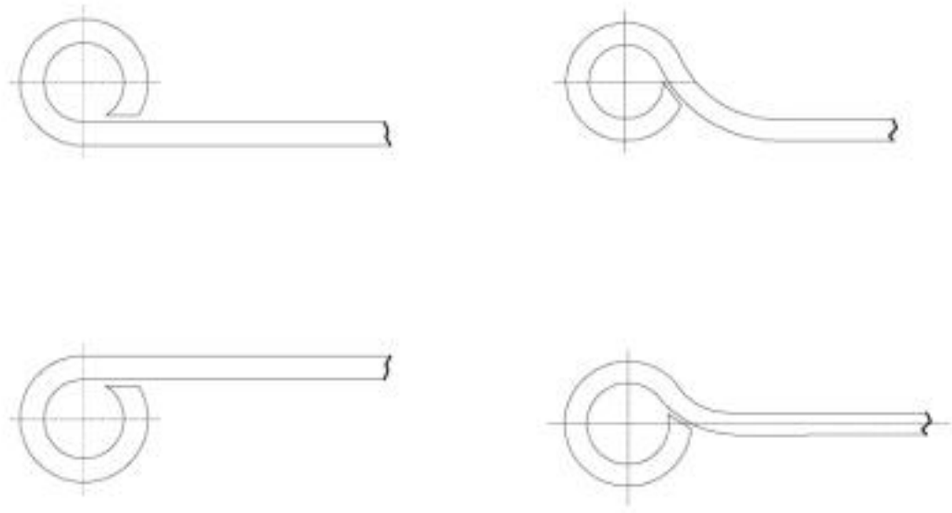


Figura 3.25 Diversas tipologías de ojos (normal e invertido)

Ballestas simétricas de varias hojas, de grueso uniforme

A continuación se analiza el caso más sencillo de ballestas simétricas, es decir, con hojas de grueso y escalonamiento uniforme. Para determinar la flexibilidad se considera la ballesta de la figura 3.26, bajo la acción de las cargas P, $P/2$ y $P/2$ flecta o se deforma elásticamente la longitud $C = A\text{-}B$. Para la definición del comportamiento se usará el término denominado *flexibilidad* (inversa de la rigidez), que corresponde a la flexión obtenida al aplicar una fuerza unidad.

$$\varphi = \frac{C}{P}$$

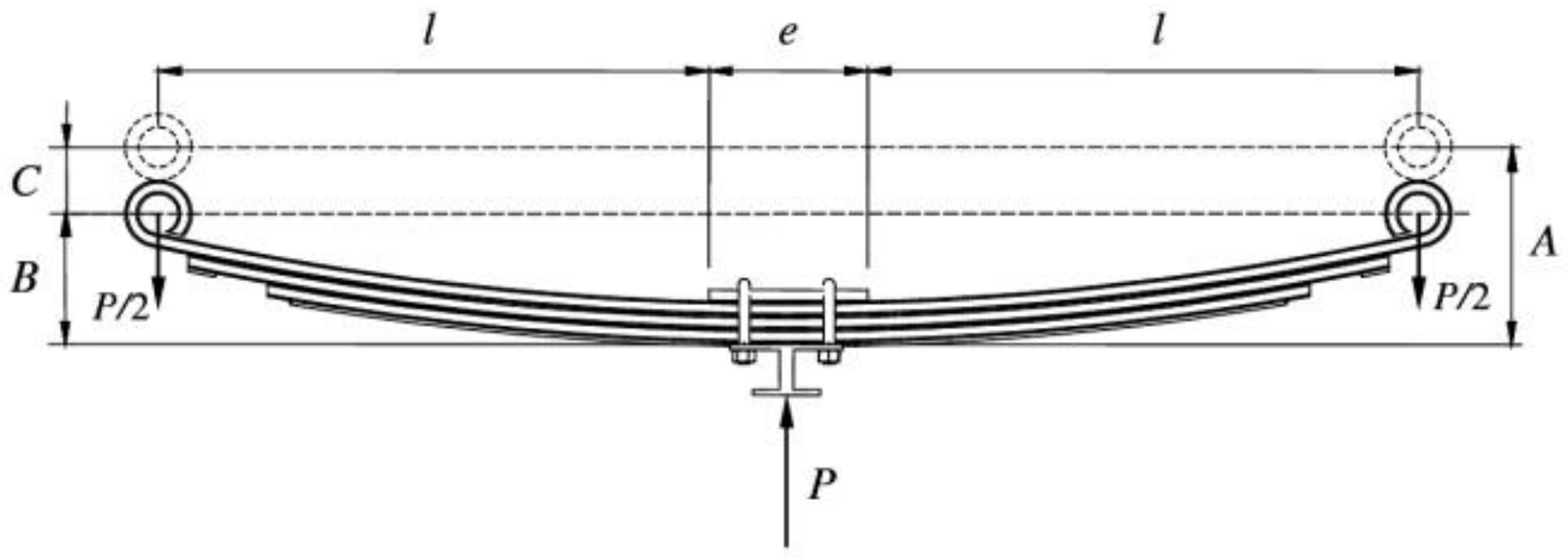


Figura 3.26 Ballesta simétrica

© ITES - Paraninfo

Material protegido por derechos de autor

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

discontinuo), ya que en caso contrario habría secciones con solicitaciones a flexión superiores al valor máximo elegido. La primera forma corresponde al caso general. Las otras dos corresponden a casos particulares ($l_3 = 0$ y $l_3 = l_1 = 0$ respectivamente).

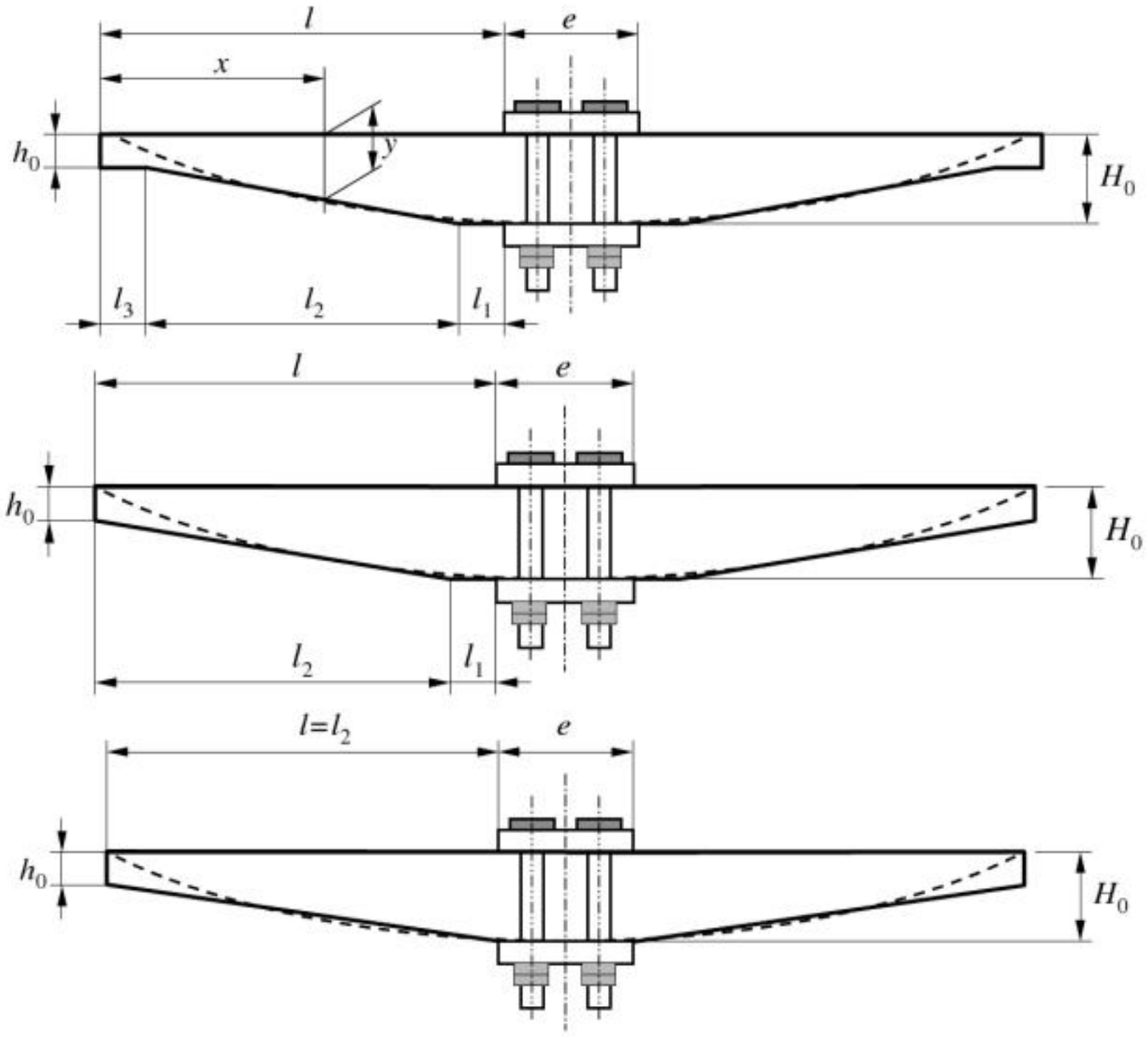


Figura 3.30 Ballesta de perfil trapezoidal

BARRAS DE TORSIÓN Y ESTABILIZADORA

En numerosos diseños actuales de turismos se utilizan las barras de torsión como elementos elásticos, especialmente en suspensiones independientes. El principio de funcionamiento se basa en el comportamiento torsional de una barra empotrada en un extremo y solicitada por un momento de torsión en el otro. La barra se deforma elásticamente, retornando a la posición de deflexión estática cuando cesa la solicitación.

Habitualmente se fabrican en barra de acero o materiales compuestos con secciones tanto cilíndricas como cuadradas o hexagonales. Existen otros modelos formados por láminas superpuestas, dispuestas como en una ballesta, trabajando en conjunto a torsión. A efectos de cálculo la barra de torsión se puede modelizar por una manivela cuyo brazo rígido soporta en su extremo A (al que va unida la rueda) la carga P. El par necesario para equilibrar el momento de la carga P es el de la reacción elástica a torsión de una barra, empotrada por su otro extremo C en un soporte fijo al chasis, de longitud L. Siendo R la longitud del brazo, L la de la barra elástica, d el diámetro de ésta y G el módulo de

© ITES - Paraninfo

Material protegido por derechos de autor

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

τ_i: tensión tangencial ideal
F: fuerza en el resorte
G: módulo de deslizamiento transversal
d: en mm, diámetro del alambre o de la varilla
D_m: en mm, diámetro medio de la espira
n: número de espiras
f: en mm, desplazamiento elástico

Para el cálculo de suspensiones en automóviles se toma una serie de simplificaciones. Los resortes se suelen hacer de acero especial al Mn-Si, cuyas características son:

E=21.000kg/mm^2
G=2/5·E=8.500 kg/mm^2
τ_{iadm} entre 40 y 50 kg/mm^2

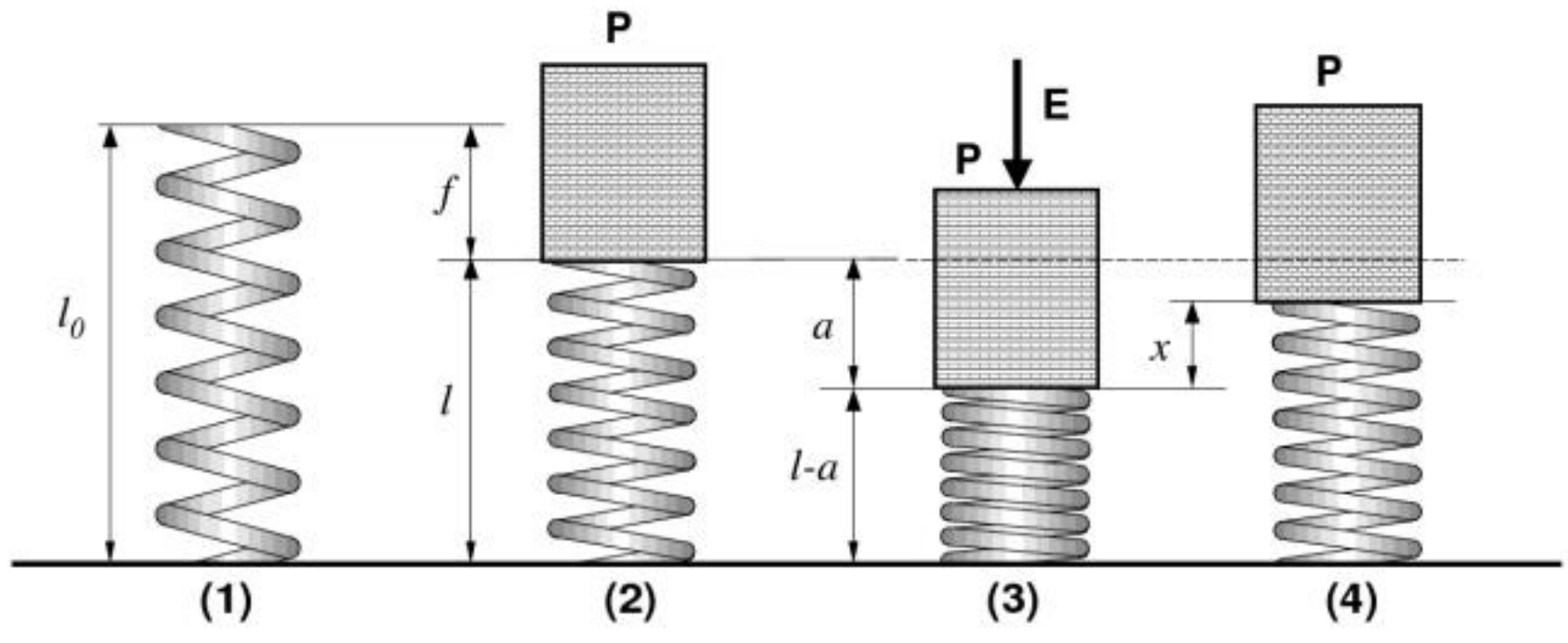


Figura 3.35 Esquema para el análisis del movimiento vibratorio de la suspensión

Como ya se ha comentado, la suspensión es un sistema vibratorio que, ante excitaciones externas al vehículo o internas, produce movimientos oscilatorios. Con las disposiciones y diseños utilizados se persigue un amortiguamiento del movimiento dentro de unos márgenes preestablecidos. El resorte flecta la longitud f hasta su estado de equilibrio soportando el peso P. La acción de una fuerza exterior E traslada el estado de equilibrio una distancia a. La desaparición brusca de E produce un movimiento vibratorio vertical del peso P, siendo a la separación máxima, que se denomina amplitud.

Además de los muelles helicoidales, en los sistemas de suspensión pueden aparecer topes de compresión que absorben grandes fuerzas en deformaciones pequeñas. Pueden situarse dentro de muelles helicoidales o alojarse directamente en el eje o brazos de suspensión. Además, pueden existir muelles suplementarios que actúan de manera similar a los topes de compresión, aunque presentan un comportamiento más suave y altamente no lineal. Estos elementos suelen estar fabricados de gomas o elastómeros de poliuretano,

© ITES - Paraninfo

Material protegido por derechos de autor

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

En la extensión del amortiguador, se crea un vacío en la cámara inferior del tubo interior, y un volumen de aceite pasa a través de las válvulas del pistón (desde la cámara superior a la inferior del tubo interior), y al mismo tiempo retorna a través de un orificio en la válvula de pie desde la cámara igualadora. En este tipo de amortiguadores, en la parte superior del tubo exterior queda un espacio que no está lleno de aceite. En los primeros diseños en ese espacio había aire sin presurizar. El problema que presentaban era la formación de burbujas en el aceite cuando el amortiguador trabaja a una velocidad elevada, limitando así el paso óptimo a través de las válvulas. El problema se soluciona si se añade un gas a presión, que normalmente se trata de nitrógeno a una presión de entre 2,5 y 5 bar. De esta forma sencilla se consigue mejorar sustancialmente el rendimiento de este tipo de amortiguadores.

El vástago ha de ser muy robusto para soportar esfuerzos mecánicos, siendo de gran importancia su estado superficial. Está fabricado en un acero templado por inducción con un cromado posterior. Ha de ser lo más liso posible a fin de evitar cualquier rugosidad que pudiera causar el desgaste del retén de aceite (R_a = 0,8 µm). La capa de cromo duro confiere al vástago una excelente resistencia a la corrosión, con el fin de asegurar una larga vida útil. El retén está construido en material de alta resistencia y sella la cámara del tubo inferior para retener el aceite en el interior del amortiguador y mantenerlo protegido de los agentes exteriores (agua, polvo, etc.).

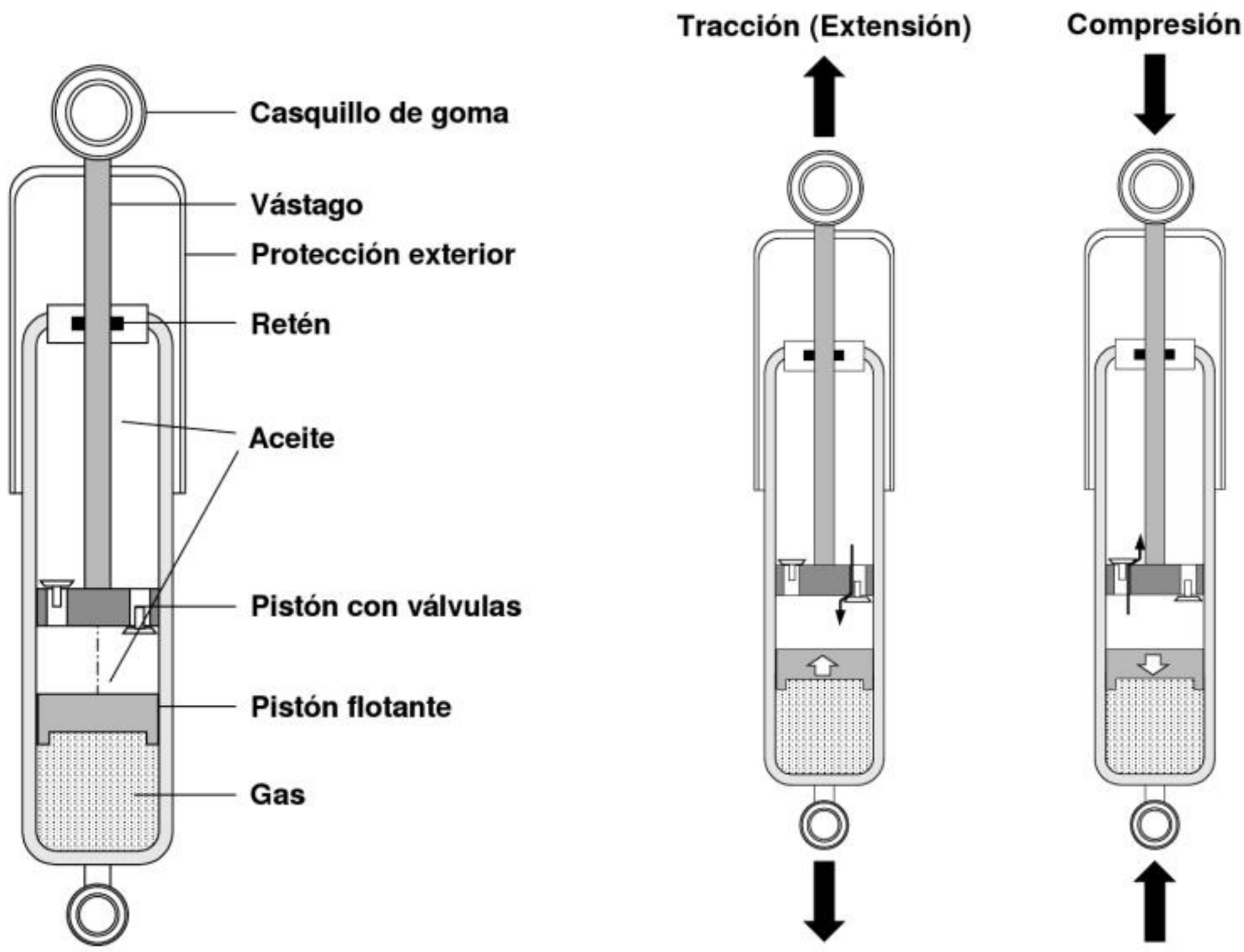


Figura 3.39 Aspecto y componentes de un amortiguador monotubo

© ITES - Paraninfo

Material protegido por derechos de autor

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

La forma en que el amortiguador es capaz de variar su característica depende del diseño realizado por cada fabricante de amortiguadores, y la lógica que se sigue para hacerla variar es distinta para cada modelo de vehículo. En general, los diseños disponen de 4 amortiguadores con dos o tres modos de amortiguación, sensores de altura para controlar los movimientos de la masa suspendida, una unidad electrónica de control y de sensores en el sistema de frenos, volante de dirección y tacómetro. En algunos modelos el sistema se completa con amortiguadores que permiten variar la altura del vehículo, de forma que se trata de sistemas de suspensión adaptativa autoniveladores. La información procedente de los sensores es procesada por una centralita, la cual, en función de sus mapas de memoria, decide el modo de amortiguación ideal para el confort, la estabilidad o el control de altura.

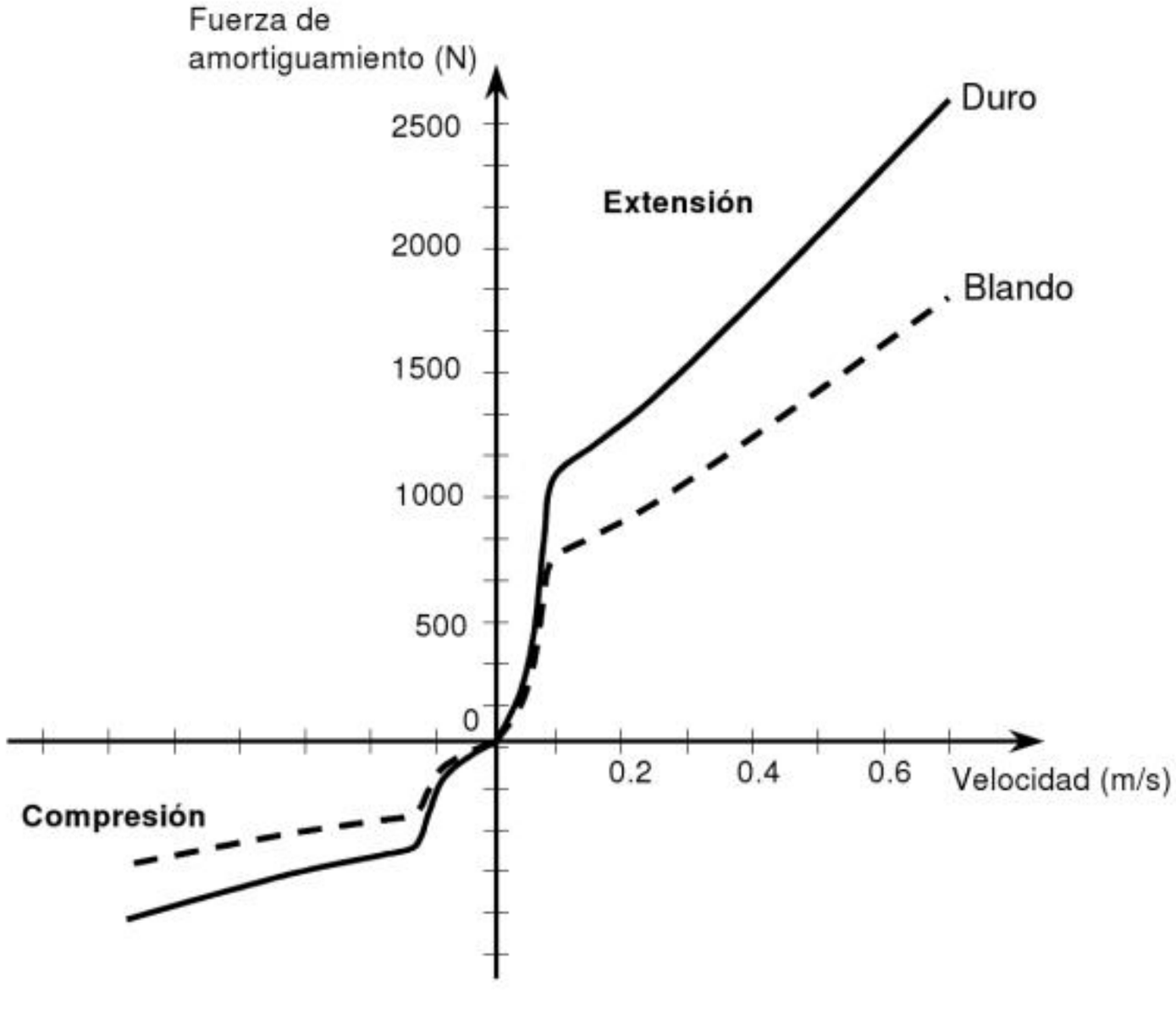


Figura 3.40 Curva característica de un amortiguador adaptativo de dos posiciones

La lógica de control de estos sistemas suele discriminar entre el confort, la estabilidad, el control de aceleración, el control de frenada y en algunos casos el control de altura. En función de la velocidad, cuando los desplazamientos de la suspensión están por debajo de unos límites, la suspensión se optimiza para proporcionar el máximo confort. Cuando los desplazamientos de la suspensión superan los límites, o se produce un giro de volante mayor que el registrado en sus mapas de memoria para la velocidad de marcha, el control actúa para optimizar la estabilidad. En función de la señal procedente del tacómetro, el control registra la aceleración del vehículo, endureciendo el amortiguador cuando se supera un límite. Con la señal del tacómetro y del sistema de frenos el control determina la necesidad de variar el grado de amortiguación. En los vehículos equipados con un

© ITES - Paraninfo

Material protegido por derechos de autor

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

mecánicos, para conseguir una autonivelación de la masa suspendida, introduciendo o quitando aceite del cilindro de la suspensión, por medio de una válvula reguladora que permite el paso de aceite proveniente de la bomba o en su caso el retorno desde el cilindro hacia el depósito. Cuando la carga se incrementa, una varilla abre la válvula permitiendo el paso del fluido de la bomba al cilindro, con lo que se eleva la carrocería hasta su posición inicial. Cuando la carga disminuye, se eleva la carrocería y la varilla actúa sobre la válvula, permitiendo que el fluido retorne del cilindro al depósito y que la carrocería recupere la posición inicial.

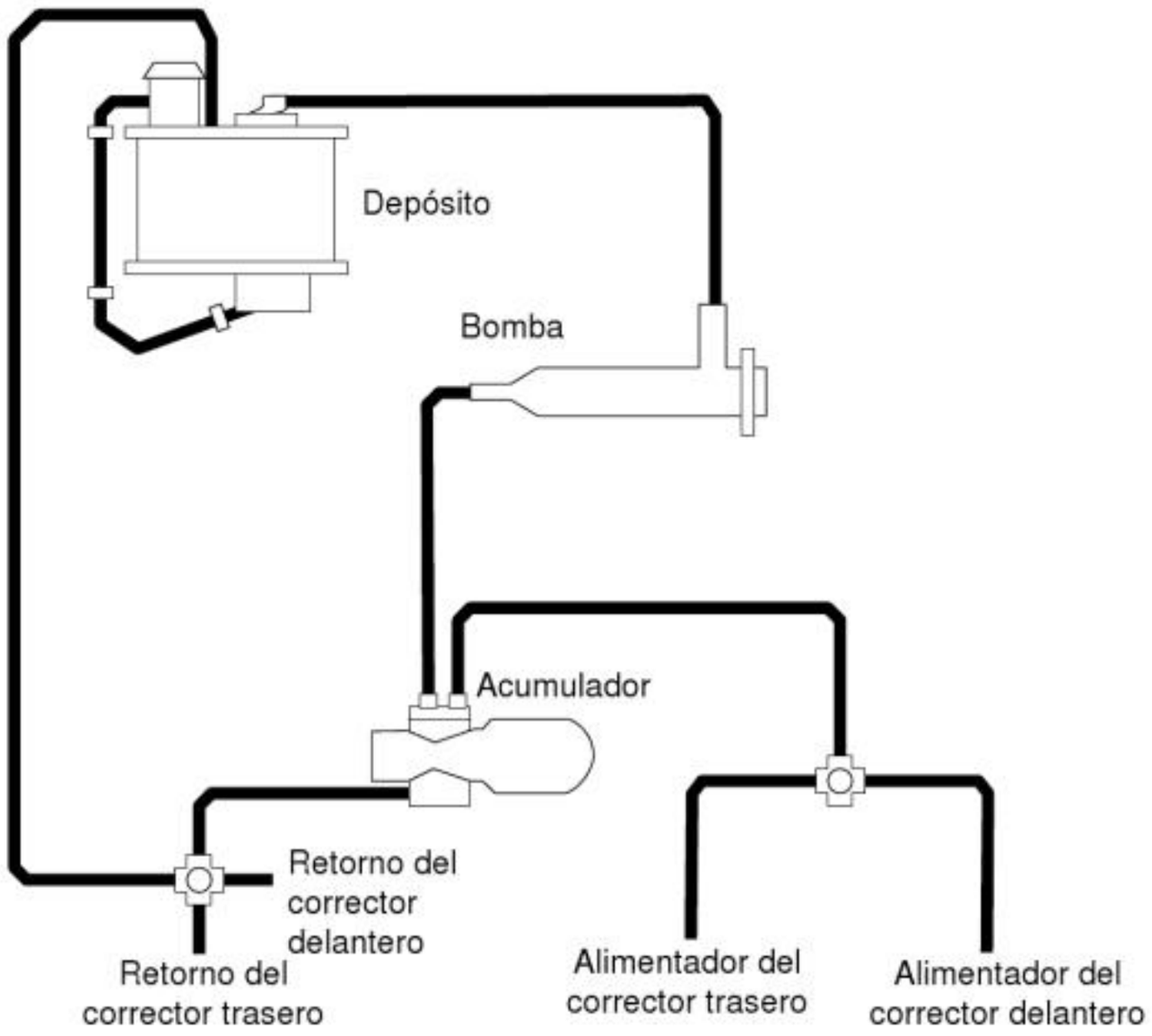


Figura 3.44 Elementos generadores de la presión de aceite

En la actualidad, y con la incorporación de sensores electrónicos de posición, aceleración y giro, se puede controlar la cantidad de aceite en cada cilindro de suspensión de forma independiente, con lo que se da paso a sistemas activos de suspensión. Una marca que ha popularizado estos diseños ha sido *Citroën*, que en varios de sus modelos ha incorporado esta tecnología bajo la denominación de suspensión *hidractiva*.

El sistema dispone de un ordenador que compara las informaciones recibidas de distintos captadores con las leyes de control de sus mapas de memoria y, en función de ellas, actúa sobre los dispositivos activos de sistema. Los captadores de que dispone son un sensor de giro de volante, sensor de posición del acelerador, del pedal de freno, de velocidad del vehículo y de posición de la carrocería. El elemento activo es una electroválvula que actúa sobre un regulador de altura o rigidez, modificando así las características de elasticidad y amortiguamiento de la suspensión hidroneumática. Este tipo de sistema puede elegir entre varios modos de funcionamiento, variando la respuesta

© *ITES - Paraninfo*

Material protegido por derechos de autor

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

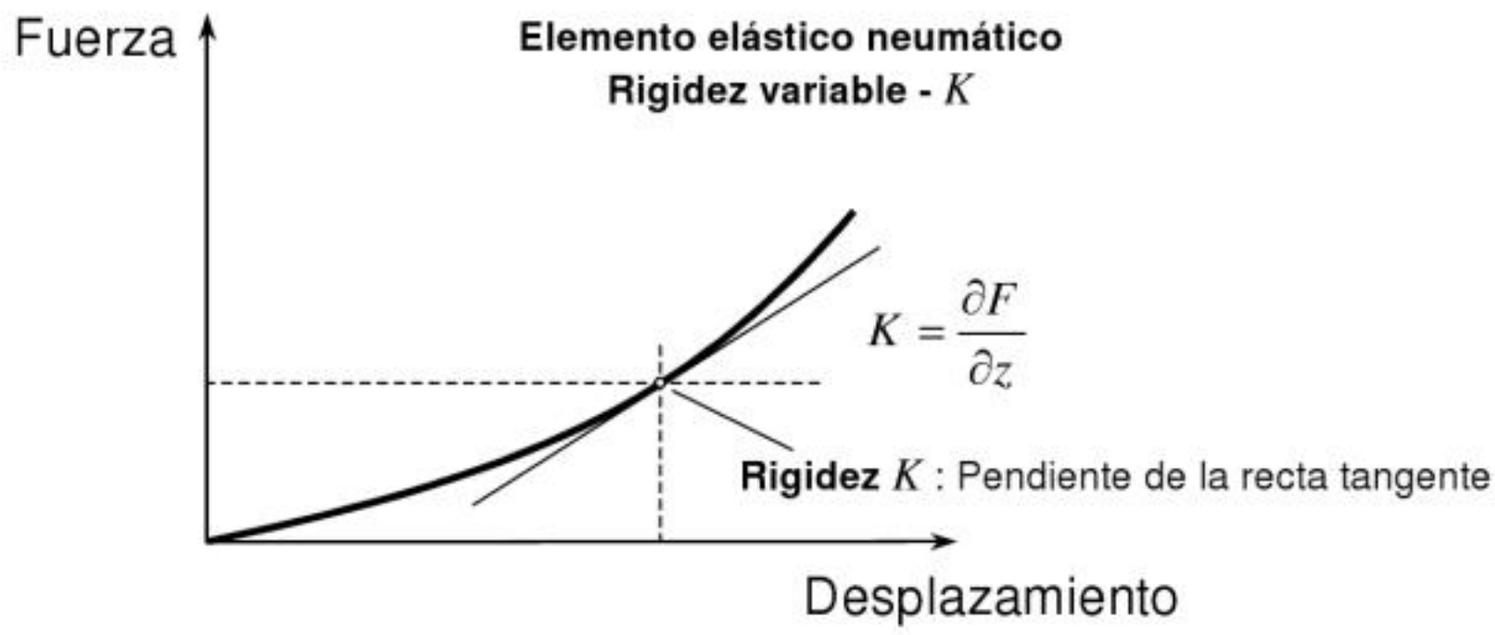


Figura 3.48 Rigidez de un elemento elástico neumático

Una vez definida la rigidez de estos sistemas como la derivada parcial de esfuerzo respecto al desplazamiento, para obtener la rigidez K basta con derivar respecto a x la expresión de δF obtenida en la página anterior. En los párrafos siguientes se realiza esta operación, atendiendo al hecho de que el aire es un gas compresible cuyo comportamiento depende de las condiciones en que se producen los cambios. Hallando la derivada parcial del esfuerzo respecto al desplazamiento resulta:

$$K = S \cdot \frac{dp}{dh} + (p - p_a) \cdot \frac{dS}{dh}$$

Si se tiene en cuenta que $dh = dv/S$, la rigidez se puede expresar como:

$$K = S^2 \cdot \frac{dp}{dv} + (p - p_a) \cdot \frac{dS}{dh}$$

En un proceso de compresión de aire se consigue el mínimo coeficiente elástico bajo condiciones de compresión isoterma, y el máximo bajo condiciones de proceso adiabático. La compresión isoterma tendría lugar para un proceso cuasiestático (suficientemente lento), mientras que cuanto más rápido se produjera la compresión (o expansión), más se aproximaría a condiciones adiabáticas; lo habitual es un proceso en el que existen pérdidas parciales de energía en forma de calor (compresión politrópica). De aquí se puede deducir que, en función de la velocidad con que tiene lugar la compresión, ésta vendrá representada por distintas ecuaciones. También influye substancialmente en las leyes físicas por las que se rige el proceso de compresión la sección efectiva que presenta el muelle neumático y su variación.

Cuando los vehículos se encuentran en marcha, los movimientos de los cojines de aire de la suspensión son muy rápidos, de tal forma que puede considerarse que no hay tiempo para una transferencia de calor entre el aire del cojín y el ambiente, es decir, se desarrolla un proceso adiabático. En estas circunstancias la ley de compresión del aire viene dada por $p\ v^{\gamma} = C^{te}$, siendo en las suspensiones de vehículos $\gamma = 1{,}38$. Hallando en esta expresión la derivada parcial de la presión respecto al volumen se tiene:

© *ITES - Paraninfo*

Material protegido por derechos de autor

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

rueda. Las señales recibidas son registradas en un ordenador y comparadas con las registradas en instantes anteriores; en función de la evolución del comportamiento el dispositivo actúa sobre los elementos activos.

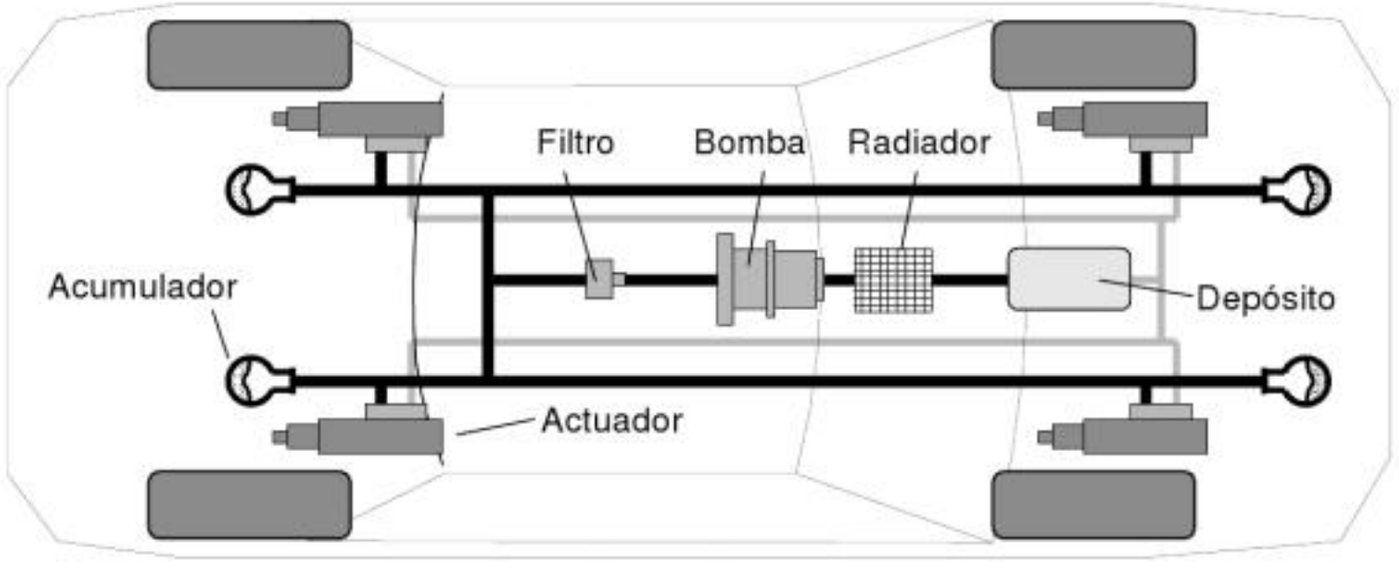


Figura 3.49 Esquema de la suspensión activa

El elemento sobre el que actúa el ordenador es una servo-válvula que regula el paso de fluido a cada uno de los actuadores de las ruedas. El flujo es bien proporcional a la señal del control o bien proporcional a la diferencia entre una señal de referencia y la señal del control. Los actuadores, dispuestos uno por rueda, son cilindros hidráulicos de doble efecto. El dispositivo se completa con un intercambiador de calor para disipar el calor generado durante el funcionamiento de la suspensión activa.

El dispositivo consigue, gracias a la medida instantánea de la carga y el desplazamiento por rueda y al apropiado proceso de control, que los actuadores hidráulicos de doble efecto se conviertan en "muelles virtuales" cuyas características pueden ser controladas por la centralita electrónica de control. El sistema de suspensión activa requiere absorber bastante energía del motor de combustión para generar la presión necesaria en el sistema hidráulico. Además es un sistema complejo que incrementa considerablemente el peso y el precio final del vehículo.

En alguna de las variantes se añade un muelle en paralelo, normalmente de tipo neumático. Esto tiene la ventaja de que el muelle soporta la carga estática del vehículo y supone que se reduzca en parte la fuerza que se solicita al actuador, absorbiendo las rápidas fluctuaciones de la misma, con lo que son más sencillos y baratos que los sistemas totalmente activos.

Actualmente se están empleando sistemas de suspensión activos derivados de la suspensión de aire, empleando actuadores de tipo neumático que consiguen el mismo efecto que el descrito para los actuadores hidráulicos.

© ITES - Paraninfo

Material protegido por derechos de autor

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

3. Reduce ligeramente la frecuencia natural de vibración.

En este caso, si $R<R_{Crít}$ el sistema es subamortiguado, los valores de ω_1 y ω_2 son números complejos.

$$\omega_{1,2} = \sigma \pm i \cdot \omega_n \Rightarrow \quad \sigma = -\frac{R}{2m} \qquad\qquad \omega_n = \sqrt{\frac{K}{m} - \left(\frac{R}{2m}\right)^2}$$

donde

ω_n = frecuencia fundamental de vibración del sistema amortiguado
σ = factor de amortiguamiento

Si se define $\xi = {R}/{R_{Crit}}$, el factor de amortiguamiento puede expresarse como:

$$\sigma = -\xi \cdot \omega$$

donde ω es la frecuencia fundamental del sistema no amortiguado.

$$\omega = \sqrt{\frac{K}{m}}$$

El amortiguamiento en un sistema de suspensión proviene esencialmente del elemento disipador hidráulico. Para coeficientes bajos de amortiguamiento, del orden del 10 % (ξ = 0,25), presenta una amplificación importante de la respuesta a valores de 1 Hz, aumentando la solicitación de la carretera, y aunque este efecto es indeseable, se consigue una importante atenuación de las excitaciones a frecuencias superiores.

Amortiguamientos del orden del 40 % (ξ = 0,40) se caracterizan por una amplificación de la solicitación en el intervalo de 1,5 a 2 Hz. Un amortiguamiento del 100 %, sistema con amortiguamiento crítico, controla de forma adecuada la respuesta a frecuencias próximas a 1 Hz, pero presenta un peor comportamiento a frecuencias superiores. Si se impone un amortiguamiento superior al crítico, el sistema no es oscilatorio, presentando unas frecuencias de resonancia entre 3 y 4 Hz, para valores de ξ = 2.

En los vehículos modernos el coeficiente de amortiguamiento suele situarse en el intervalo entre 0,2 y 0,4. En general, con un valor de ξ = 0,2 se tiene una frecuencia natural del sistema amortiguado de valor 98 % del mismo sistema sin amortiguar. Si se llega a valores del 0,4, la frecuencia desciende hasta el 92 %, razón por la cual se puede caracterizar el comportamiento del modelo de un cuarto de vehículo por la frecuencia natural del sistema sin amortiguamiento. Condición de diseño habitual, en función de los numerosos estudios realizados sobre el confort, es proponer que la frecuencia

© ITES - Paraninfo

Material protegido por derechos de autor

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

de 2 grados de libertad, se puede ver que la segunda suele ser unas 10 veces superior a la primera para los vehículos actuales.

El modelo de un cuarto del vehículo es limitado para estudiar la dinámica de la suspensión o del comportamiento global del vehículo, aunque resulta de interés para el análisis de los efectos producidos por las vibraciones en la masa suspendida, como efecto de las solicitaciones provenientes de la rugosidad de la carretera, las no uniformidades del conjunto de la rueda o las fuerzas aplicadas directamente en la masa suspendida por acciones externas.

En general se puede ver que los efectos provenientes de la rugosidad de la carretera, a bajas frecuencias, hacen que la rueda "siga" el perfil indicado por la carretera. Como se ha comentado, los diseños clásicos persiguen que la frecuencia propia de la masa suspendida sea 1 Hz, frecuencia a la cual se amplificarán (efectos resonantes) las solicitaciones provenientes de la carretera. Esta amplificación depende del amortiguamiento, pudiendo alcanzar valores para turismos que oscilan entre 1,5 y 3. Para vehículos industriales la amplificación depende mucho de las condiciones de utilización, llegándose, en el peor de los casos, a factores de 5 o 6. El efecto de las acciones de la masa no suspendida (con frecuencias de resonancia entre 10 y 12 Hz) también afectan a la masa suspendida, actuando como una fuente de solicitación que crece con la frecuencia hasta llegar a la resonancia de la masa no suspendida, disminuyendo a frecuencias superiores.

Como las fuentes de la carretera se incrementan en amplitud a altas frecuencias, el mejor aislamiento se consigue manteniendo la frecuencia del sistema tan baja como sea posible. Para un vehículo en concreto, con un peso dado, es deseable usar la menor rigidez posible para así minimizar la frecuencia natural.

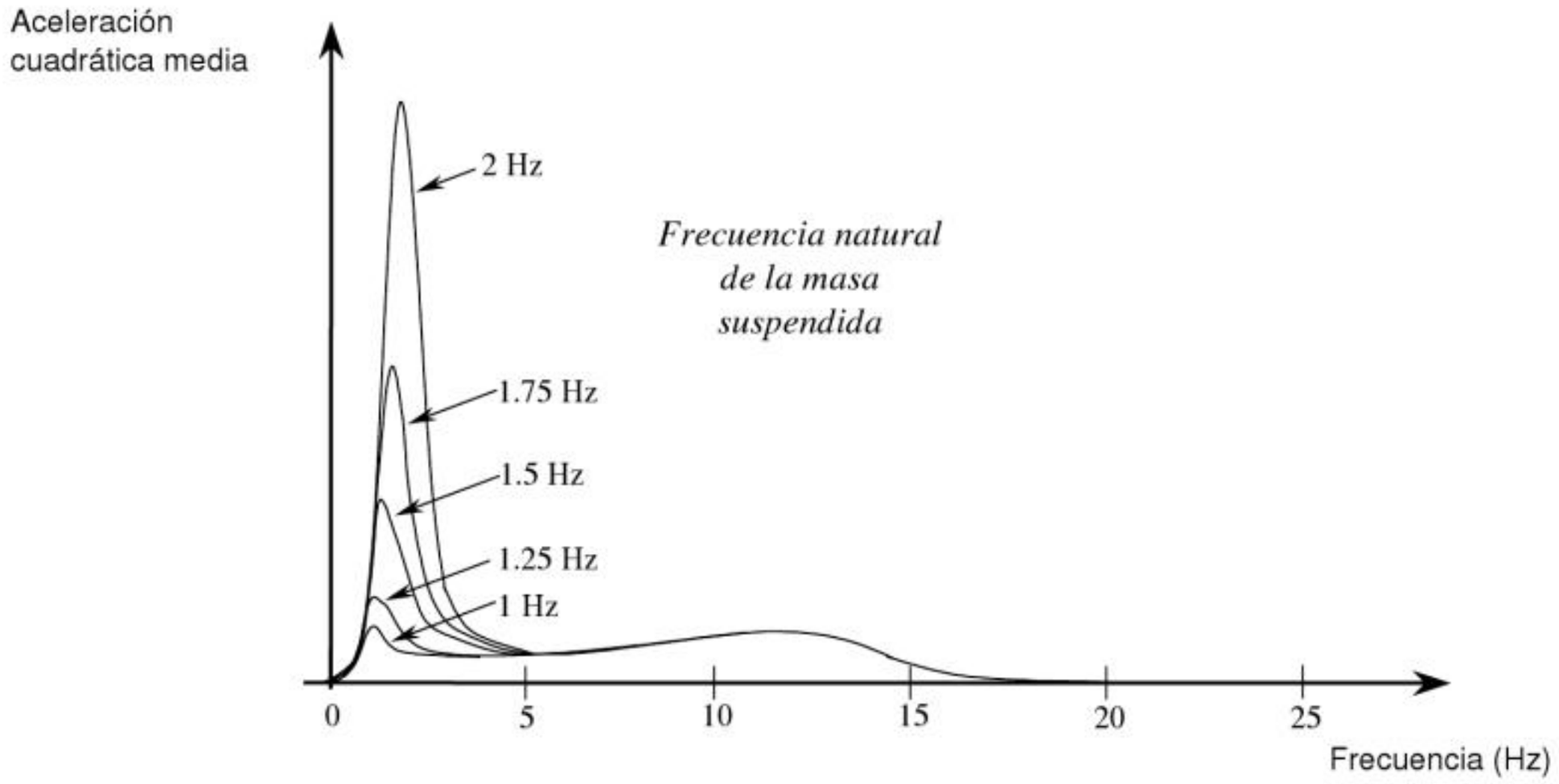


Figura 3.55 Efecto de las fuentes de excitación de la carretera en la masa suspendida para diferentes frecuencias de resonancia del sistema de suspensión

© ITES - Paraninfo

Material protegido por derechos de autor

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

hay que tener también en cuenta los topes de compresión y extensión de la suspensión. Las ballestas longitudinales, al igual que la traviesa o elemento transversal en la suspensión semiindependiente de brazos arrastrados, contribuyen a la rigidez al balanceo, por efecto de la torsión, de la misma manera que la barra estabilizadora. Para una suspensión de eje rígido con muelles ideales de comportamiento lineal y rigidez (K_s) distantes entre sí S, como se muestra en la figura 3.57, un ángulo de balanceo de la suspensión, de ϕ_s radianes, genera una fuerza de compresión/extensión de los muelles de valor:

$$\Delta F_{zs} = \frac{1}{2} K_s \cdot S \cdot \tan(\phi_s) \approx \frac{1}{2} K_s S \phi_s$$

por lo tanto, se crea un par de fuerzas de valor:

$$M_{\phi s} = \frac{1}{2} K_s S^2 \phi_s$$

lo que produce una rigidez al balanceo $K_{\phi s}$:

$$K_{\phi s} = \frac{M_{\phi s}}{\phi_s} = \frac{1}{2} K_s S^2$$

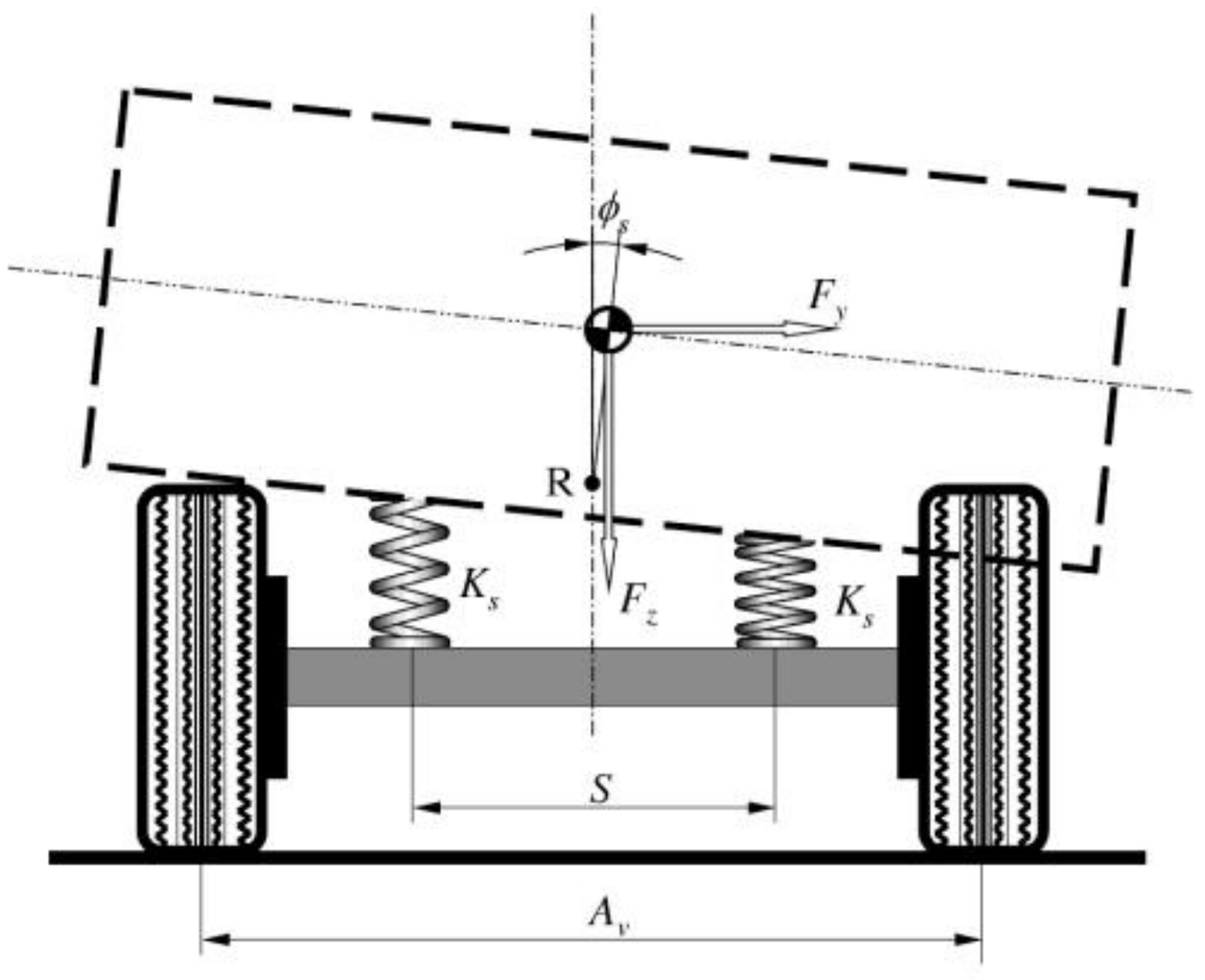


Figura 3.57 Modelo ideal de balanceo de una suspensión de eje rígido

© ITES - Paraninfo

Material protegido por derechos de autor

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

donde $d = h_s - z_R$ es la distancia entre el centro de gravedad de la masa suspendida G_s y el centro de balanceo R. El momento $M_{\phi s}$ es soportado por los muelles y la barra estabilizadora y produce el balanceo de la suspensión. La fuerza transversal de la masa suspendida F_s, que actúa en el centro de balanceo, es soportada directamente por los brazos de la suspensión y, por definición, no produce balanceo de la suspensión. La transferencia total de carga (ΔF_{zT}) se puede descomponer en tres términos:

ΔF_{zss} debida a la fuerza lateral de la masa semisuspendida

ΔF_{zs} debida a la fuerza lateral de la masa suspendida en el centro de balanceo

$\Delta F_{z\phi s}$ debida al momento de la masa suspendida

Tomando momentos respecto al punto medio entre los centros de las áreas de contacto de los neumáticos con el suelo, la transferencia de carga será:

$$\Delta F_{zT} = \Delta F_{zss} + \Delta F_{zs} + \Delta F_{z\phi s} = \frac{m_{ss} \cdot a_y \cdot h_{ss}}{A_v} + \frac{m_s \cdot a_y \cdot z_R}{A_v} + \frac{M_{\phi s}}{A_v}$$

De lo anterior se deduce que un centro de balanceo alto aumenta la transferencia de carga a través de los brazos (ΔF_{zs}) y la reduce a través de los muelles y la barra estabilizadora ($\Delta F_{z\phi s}$), reduciendo en conjunto el ángulo de balanceo. En la aplicación de los centros de balanceo al análisis de la estabilidad del vehículo, la contribución de la fuerza de la masa suspendida en el centro de balanceo a la transferencia de carga se calcula a la altura del centro de balanceo (z_R), por lo que la ecuación que hay que considerar es:

$$\Delta F_{zs} = \frac{m_s \cdot a_y \cdot z_R}{A_v} = \frac{F_s \cdot z_R}{A_v}$$

Esto proporciona una definición matemática alternativa de altura del centro de balanceo:

$$z_R = \frac{\Delta F_{zs}}{F_s} \cdot A_v$$

3.6.3 CENTROS DE BALANCEO DE SUSPENSIONES INDEPENDIENTES

En un sistema de suspensión independiente se observa que un movimiento de una rueda en sentido vertical tiene asociado un movimiento transversal que induce al deslizamiento entre la rueda y el suelo y produce una modificación del ancho de vía (A_v) del vehículo. La dimensión del ancho de vía tiene una influencia decisiva en el comportamiento en

© ITES - Paraninfo

Material protegido por derechos de autor

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

En las suspensiones independientes existe una correlación directa entre la modificación de la anchura con la deflexión de la suspensión y la altura del centro de balanceo. El centro de balanceo representa el punto alrededor del cual gira el cuerpo del vehículo ante acciones laterales, y es además el punto donde se absorben las fuerzas de reacción entre la carrocería y el eje. Basándose en la existencia de una alteración de la anchura de vía, el centro de balanceo (R) estará en la perpendicular a la tangente a la curva que representa la variación del ancho de vía, representada en la figura 3.62, en la posición de deflexión cero. Si se considera una situación simétrica de la suspensión, tanto geométrica como de carga, se puede situar el centro de balanceo en el plano medio longitudinal del vehículo. La construcción geométrica de la figura 3.63 permite la obtención del centro de balanceo.

Como ejemplo de suspensión independiente se puede considerar un sistema de suspensión de paralelogramo como el de la figura 3.64. Por aplicación de la cinemática gráfica, la intersección de las proyecciones de los eslabones AB y CD se cortan en el punto E, que representa el polo o centro instantáneo de rotación u oscilación de la rueda respecto a la carrocería. Por tanto, la dirección del movimiento relativo del punto F, respecto al cuerpo del vehículo, es perpendicular a la recta EF. En la práctica se suelen diseñar las suspensiones para que el punto E esté próximo a la rueda opuesta, teniendo en cuenta su modificación con la deflexión de la suspensión. En los diseños modernos de paralelogramo el brazo superior se suele hacer más corto, para dotar de una caída negativa a la rueda, lo que es adecuado para una posición balanceada de la carrocería.

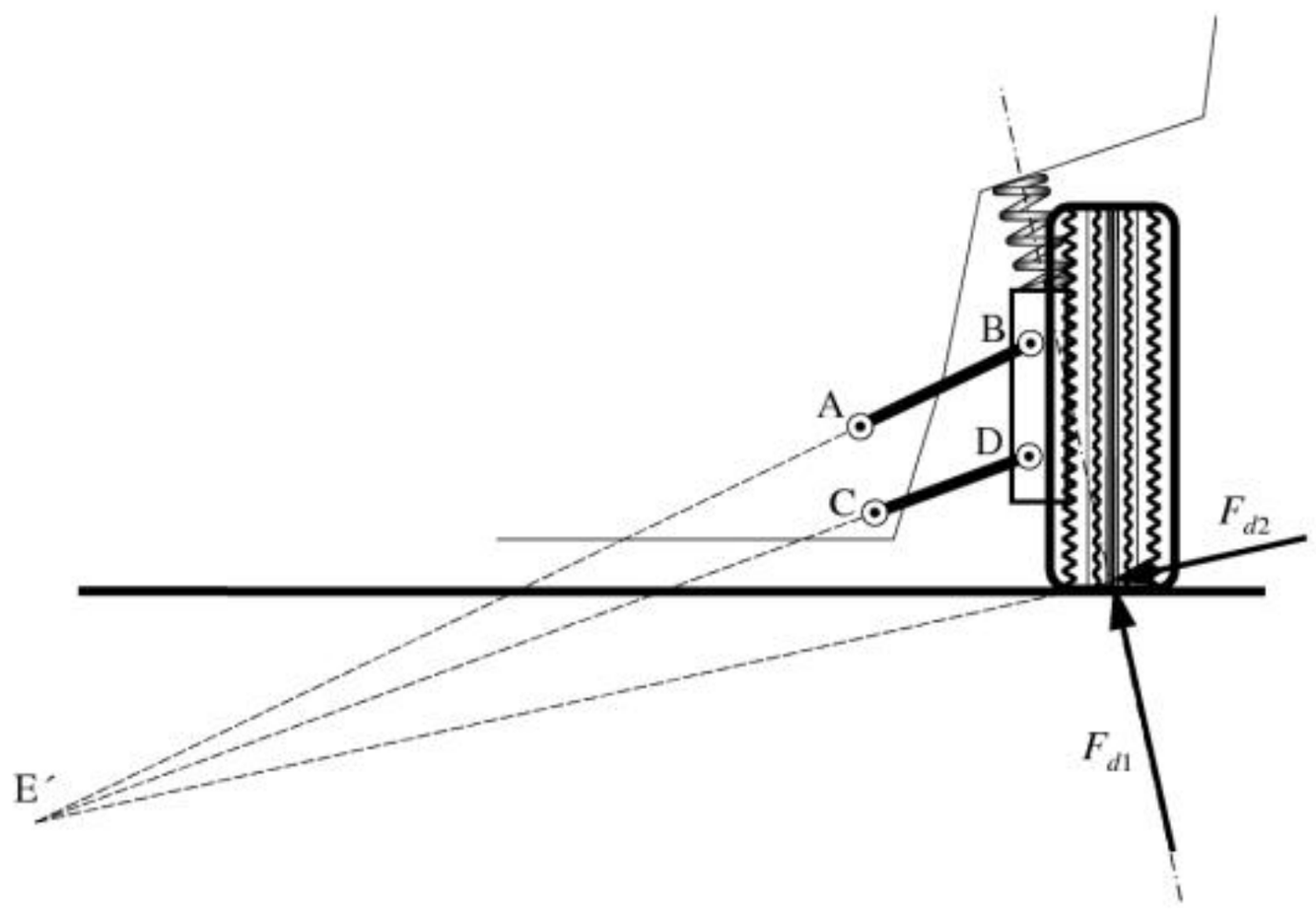


Figura 3.66 Fuerzas en el neumático con muelle en posición ideal

La figura 3.65 muestra la resultante de fuerzas y sus componentes en una suspensión de paralelogramo. La fuerza en el neumático se ha descompuesto en dos componentes perpendiculares F_{d1} y F_{d2}, pasando F_{d2} por el punto E´. El punto E´ representa en este caso simplificado el punto en el que se cortan las direcciones de las resultantes de las solicitaciones existentes en cada brazo; coincidirá con E (c.i.r. de la rueda respecto a la

© *ITES - Paraninfo*

Material protegido por derechos de autor

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

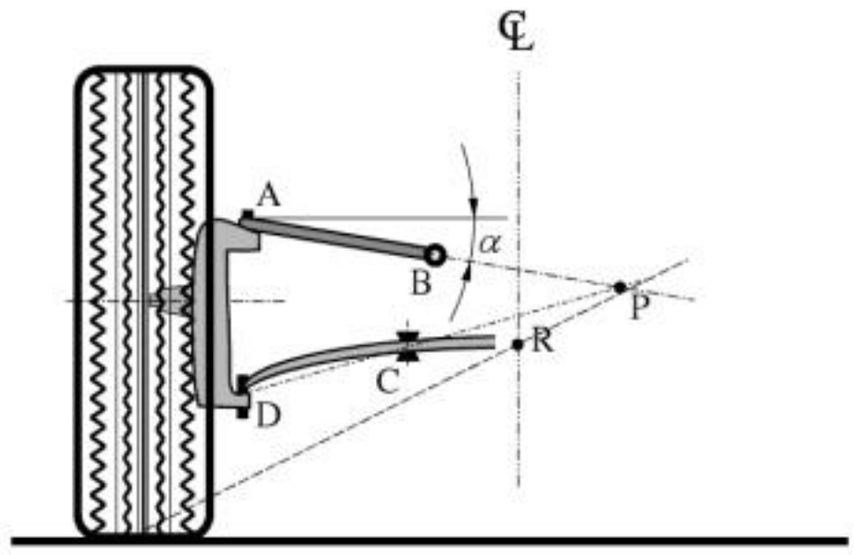


Figura 3.71 Centro de balanceo de una suspensión con ballesta central soportada en dos puntos

El centro instantáneo de rotación, o polo, para otras tipologías de suspensión se puede hallar de forma sencilla, pero añadiendo la condición de idealización o no consideración de los pares y las fuerzas de fricción en los elementos elásticos. Para una columna *McPherson*, despreciando el rozamiento de la corredera (columna amortiguador + muelle helicoidal), se traza una línea perpendicular a la columna y otra según la dirección del brazo o trapecio inferior y su unión con la carrocería, como se muestra en la figura 3.72.

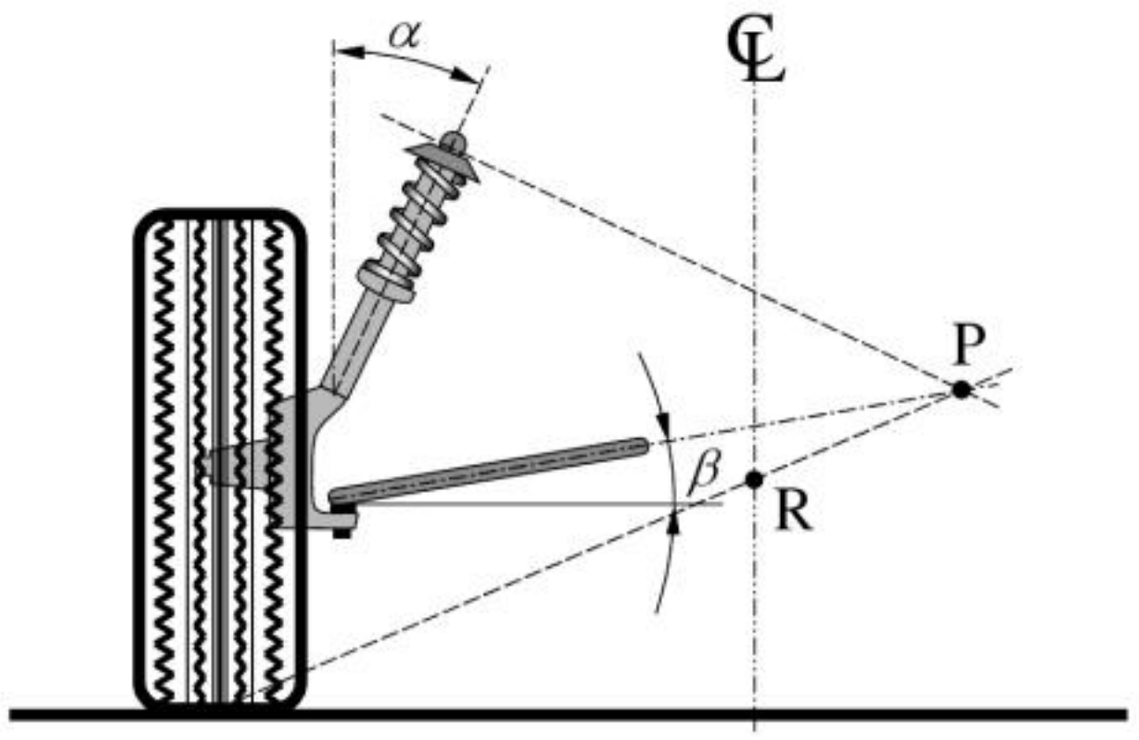


Figura 3.72 Centro de balanceo para una suspensión tipo *McPherson*

La altura del centro de balanceo, como queda claro, no depende de la longitud del brazo inferior. La mayor parte de las suspensiones tipo *McPherson* presentan un centro de balanceo prácticamente a nivel de la superficie de la calzada. Esto produce un cambio de la caída de la rueda en compresión, efecto que se puede minimizar con un alargamiento del brazo inferior (C a C´), como se representa en el esquema de la figura 3.73. Por otro lado, al desplazar hacia la rueda el punto B, se minimiza el brazo de palanca en la huella de contacto, *b*, y se disminuye la fricción en el amortiguador, así como los esfuerzos en los puntos A, B, y C, y por lo tanto las deformaciones en los elementos elásticos. Esto se explica ya que, si el eje del muelle helicoidal y la junta en B coinciden en el eje longitudinal del amortiguador, aparece una fuerza en el apoyo A, de valor F_{Ay}, como se

© *ITES - Paraninfo*

Material protegido por derechos de autor

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

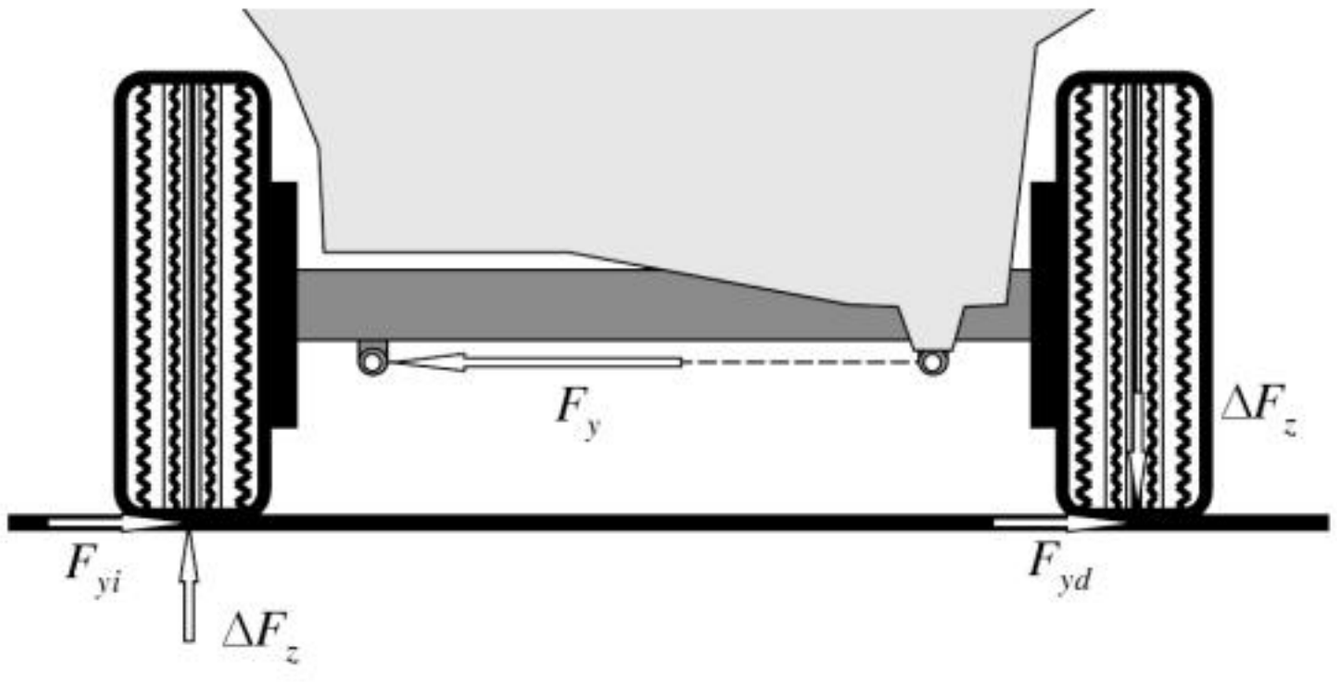


Figura 3.82 Acciones y reacciones en una suspensión de eje rígido barra *Panhard*

Otras disposiciones de eje rígido pueden estar asociadas a la utilización de una barra *Panhard*, para la absorción de los esfuerzos transversales, como se representa en la figura 3.81 y 3.82. Una característica de la barra *Panhard* radica en que, debido a la propia asimetría del sistema, el centro de balanceo asciende para el caso de balanceo en un sentido, y desciende para el contrario. Cuando una suspensión esté dotada de barra *Panhard*, siempre habrá que tener en cuenta la intersección del plano medio longitudinal del vehículo y no el centro de la barra. La intersección de la línea que une A y B, con el plano vertical que contiene al eje, determina el centro de balanceo (figura 3.81).

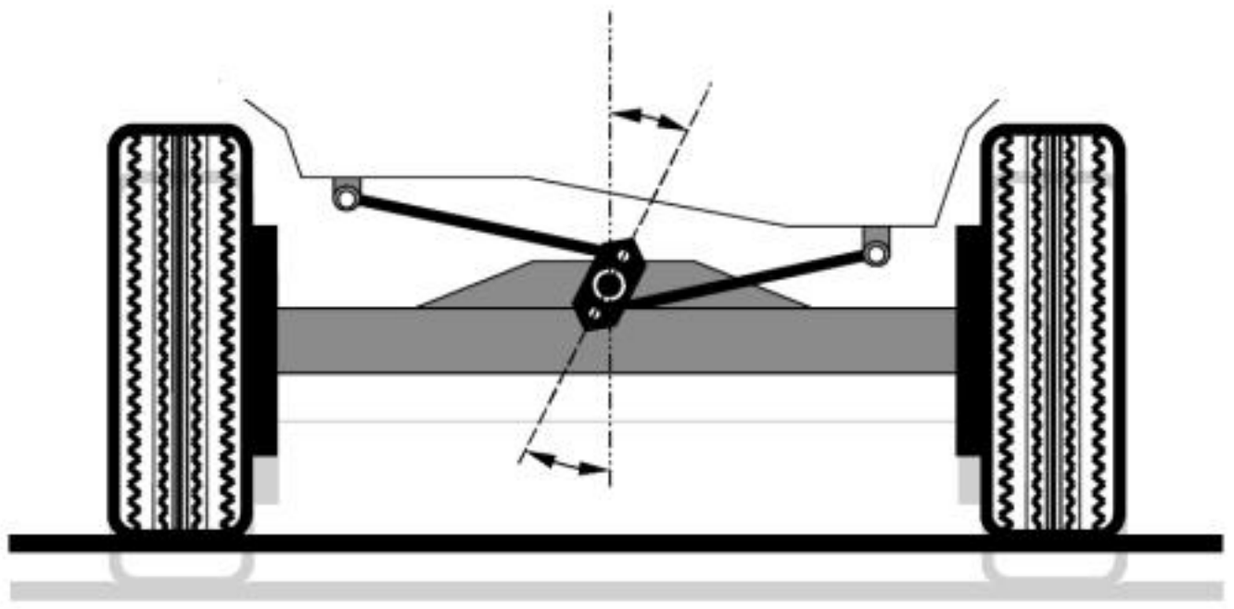


Figura 3.83 Centro de balanceo de una suspensión de eje rígido con mecanismo de *Watt*

El efecto asimétrico de la barra *Panhard* desaparece en el caso de utilizar un mecanismo de *Watt*, aunque presentando capacidad para soportar esfuerzos transversales (figura 3.83). Existen otras tipologías de suspensiones de eje rígido, con uniones inelásticas, que por medio de brazos o tirantes consiguen transmitir los esfuerzos, tanto longitudinales como transversales, entre el cuerpo del vehículo y el eje.

Hay que señalar que una barra *Panhard* transmite los momentos que se generan por los esfuerzos transversales. Ante una fuerza (F_y) que aparece en el eje, por acción de la

© *ITES - Paraninfo*

Material protegido por derechos de autor

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

La determinación de la velocidad de vuelco pasa por analizar tanto las posibles diferencias en los contactos con la calzada entre la rueda interior y exterior como la transferencia de carga transversal. Esto puede producir que la adherencia lateral disponible en cada una de las ruedas sea diferente, teniéndose que cumplir, para asegurar que no se produce el derrape, la inecuación:

$$F_{yi} + F_{ye} \leq \mu_{yi} \cdot F_{zi} + \mu_{yi} \cdot F_{ze}$$

Para determinar el comportamiento al vuelco se plantea el sistema de ecuaciones, tanto transversales al vehículo (y) como perpendiculares a la calzada (z), según la figura 3.87, obteniéndose:

$$\left.\begin{aligned} F_{yi} + F_{ye} &= -P_s \operatorname{sen}\zeta + F_{ys}\cos\zeta \\ F_{zi} + F_{ze} &= P_s \cos\zeta + F_{ys}\operatorname{sen}\zeta \end{aligned}\right\}$$

Si se desprecia la masa semisuspendida frente a la masa suspendida y se toma que el centro de balanceo del vehículo está en el suelo (z_R=0), para un vehículo sobre una vía peraltada (ζ), a partir del sistema de equilibrio de fuerzas y momentos se llega al momento de vuelco que sufre el vehículo:

$$M_\phi = F_{ys} \cdot h_s \cdot \cos(\zeta - \phi) - P_s \cdot h_s \cdot \operatorname{sen}(\zeta - \phi) = K_{\phi s} \cdot \phi$$

Donde:
- F_{ys}: Fuerza transversal de la masa suspendida
- h_s: Altura del centro de gravedad de la masa suspendida
- ϕ: Ángulo de balanceo de la masa suspendida
- P_s: Peso de la masa suspendida
- $K_{\phi s}$: Constante de rigidez al balanceo de la masa suspendida

Resolviendo la ecuación anterior, se podrá obtener el valor del balanceo en función de la solicitación transversal, para un vehículo determinado. Contra el momento de balanceo (acción), la suspensión produce una reacción en las ruedas de valor:

$$M_\phi = F_{ze} \cdot \frac{A_v}{2} - F_{zi} \cdot \frac{A_v}{2}$$

Siendo A_v el ancho de vía (o vía) del vehículo. El límite de vuelco aparecerá cuando la fuerza en las ruedas interiores sea nula (F_{zi}=0). Combinando las fórmulas anteriores se llega a la expresión de la aceleración transversal máxima que produce el vuelco del vehículo (a_{yv}):

© ITES - Paraninfo

Material protegido por derechos de autor

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

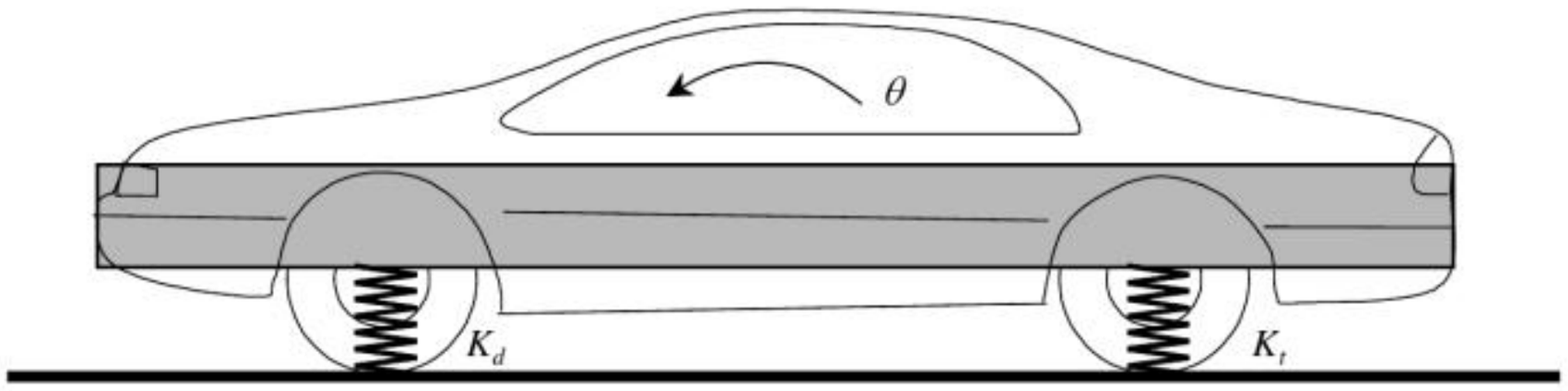


Figura 3.89 Modelo para el estudio del comportamiento a cabeceo y vaivén vertical

Para comprender la influencia del filtrado de estas acciones y la influencia de la batalla, puede ser útil modelizar el vehículo como si tuviera modos independientes de cabeceo y vaivén vertical. Si se considera un vehículo de dos ejes como el mostrado en la figura 3.90, al moverse a lo largo de la carretera, las solicitaciones mecánicas provenientes de las irregularidades del terreno en las ruedas delanteras actúan posteriormente en las ruedas traseras, retrasadas un intervalo de tiempo igual a la batalla dividida entre la velocidad. Dado que la carretera tiene irregularidades a todas las longitudes de onda, se puede examinar la respuesta del vehículo ante excitaciones elementales a diferentes longitudes de onda.

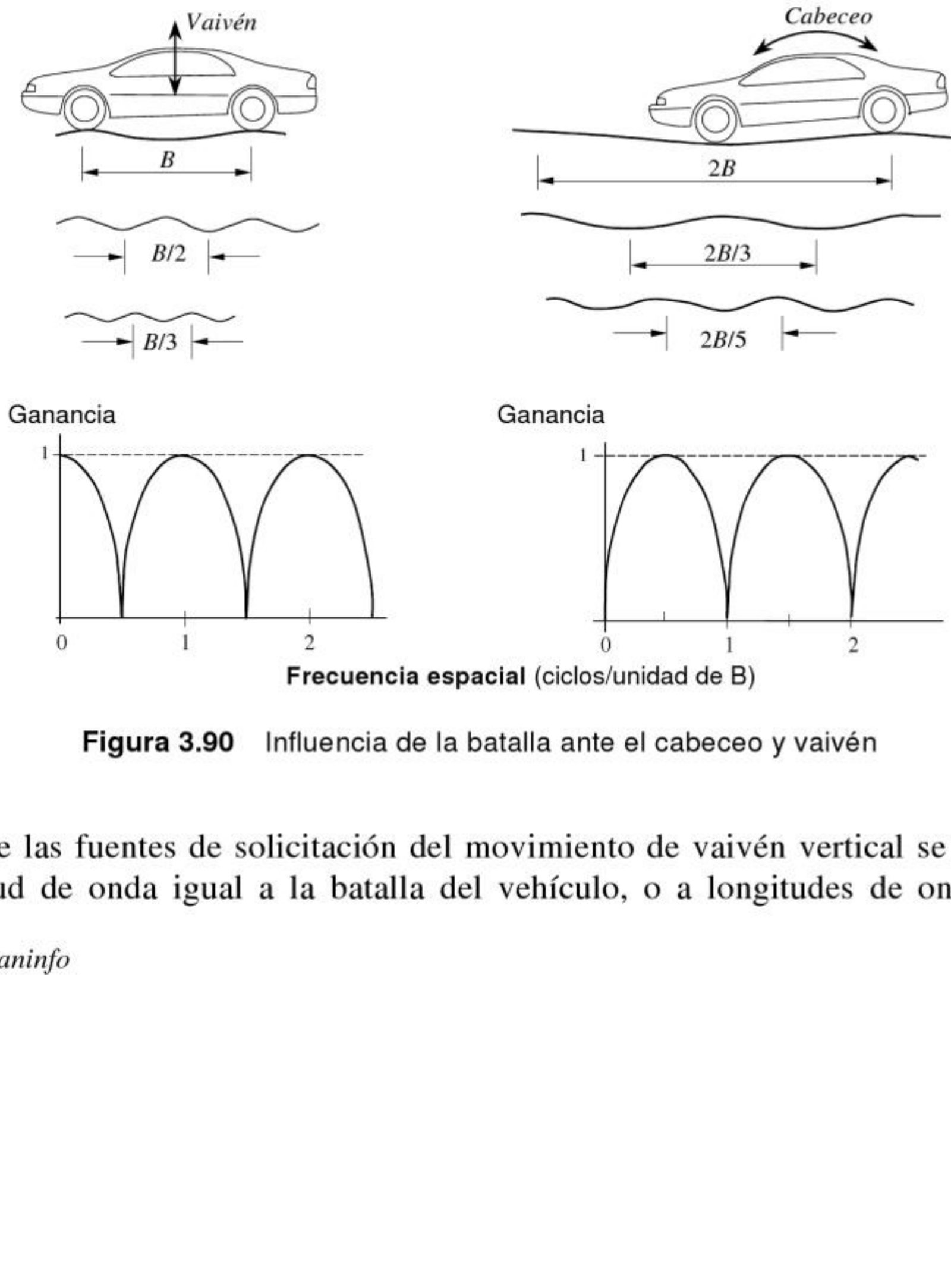


Figura 3.90 Influencia de la batalla ante el cabeceo y vaivén

Únicamente las fuentes de solicitación del movimiento de vaivén vertical se producen a una longitud de onda igual a la batalla del vehículo, o a longitudes de onda que son

© *ITES - Paraninfo*

Material protegido por derechos de autor

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

$$D_1 = \frac{1}{m} \cdot \left(K_d + K_t\right)$$

$$D_2 = \frac{1}{m} \cdot \left(K_t \cdot l_2 - K_d \cdot l_1\right)$$

$$D_3 = \frac{1}{I} \cdot \left(K_t \cdot l_2^2 + K_d \cdot l_1^2\right)$$

$$I = m \cdot r^2$$

donde r es el radio de giro respecto al eje transversal al vehículo que pasa por el centro de gravedad G. Se tiene entonces el sistema:

$$\ddot{z} + D_1 \cdot z + D_2 \cdot \theta = 0 \qquad \ddot{\theta} + \frac{D_2}{r^2 \cdot z} + D_3 \cdot \theta = 0$$

Para hallar las frecuencias naturales de cabeceo y vaivén vertical del modelo se plantean en dos casos, en función de que exista o no acoplamiento. En caso de que el sistema esté desacoplado $D_2 = 0$, y las frecuencias de vaivén vertical y cabeceo son, respectivamente:

$$\omega_{nz} = \sqrt{D_1} = \sqrt{\frac{K_d + K_t}{m}}$$

$$\omega_{n\theta} = \sqrt{D_3} = \sqrt{\frac{K_t \cdot l_2^2 + K_d \cdot l_1^2}{m \cdot r^2}}$$

Si por el contrario hay acoplamiento, las soluciones del sistema son de la forma:

$$z = Z \cdot \cos\left(\omega_n \cdot t\right) \; \theta = \Theta \cdot \cos\left(\omega_n . t\right)$$

y el sistema de ecuaciones queda:

$$\begin{bmatrix} D_1 - {\omega_n}^2 & D_2 \\ \frac{D_2}{r^2} & D_3 - {\omega_n}^2 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} Z \\ \Theta \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

de modo que el determinante se anula si:

$${\omega_n}^4 - \left(D_1 + D_3\right) \cdot {\omega_n}^2 + \left(D_1 \cdot D_3 - \frac{{D_2}^2}{r^2} \right) = 0$$

de donde se deducen las dos frecuencias naturales del sistema acoplado:

© ITES - Paraninfo

Material protegido por derechos de autor

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

1. La suspensión delantera tiene que tener un nivel de vibraciones un 30% inferior al de la suspensión trasera, o el centro de cabeceo deberá estar al menos un 6,5% de la batalla por detrás del centro de gravedad. Aunque esto no determina explícitamente las frecuencias naturales delantera y trasera, como la distribución longitudinal de peso en los coches de pasajeros está próxima al 50-50 generalmente asegura que la frecuencia trasera es mayor que la delantera.
2. Las frecuencias de cabeceo y vaivén vertical deben estar próximas: la de vaivén vertical debe ser menor que 1,2 veces la de cabeceo. Para relaciones mayores es probable que se produzcan picos de interferencia resultantes de la superposición de los dos movimientos.
3. Ninguna de las frecuencias debe ser mayor de 1,3 Hz, lo que significa que la variación estática efectiva de la posición vertical, para las diversas situaciones de carga del vehículo, debe exceder con creces los 15 cm.
4. La frecuencia de balanceo debe ser aproximadamente igual a las de cabeceo y vaivén vertical. Para minimizar las vibraciones debidas al balanceo, la frecuencia natural de balanceo debe ser baja, al igual que las de cabeceo y vaivén vertical.

La regla según la cual las suspensiones traseras deben tener una mayor constante elástica (mayor frecuencia natural) es lógica si se observa que el vaivén del vehículo es menos incómodo que el cabeceo. Dado que las entradas de excitación que provienen de la carretera afectan primero a las ruedas delanteras, la mayor relación o frecuencia trasera tenderá a inducir un movimiento de vaivén vertical.

Para ilustrar este concepto se puede considerar un vehículo que pasa sobre una protuberancia de la carretera y determinar las oscilaciones producidas en las suspensiones delantera y trasera (figura 3.96). Se puede observar que, tan pronto como la suspensión trasera ha pasado sobre la irregularidad, el vehículo está en la peor situación frente al cabeceo (indicado por los puntos A y B en la figura). El punto A corresponde al extremo delantero del coche, siendo máximo en la posición superior, mientras que el extremo trasero (punto B) está empezando a moverse. Por lo tanto, el coche está cabeceando fuertemente.

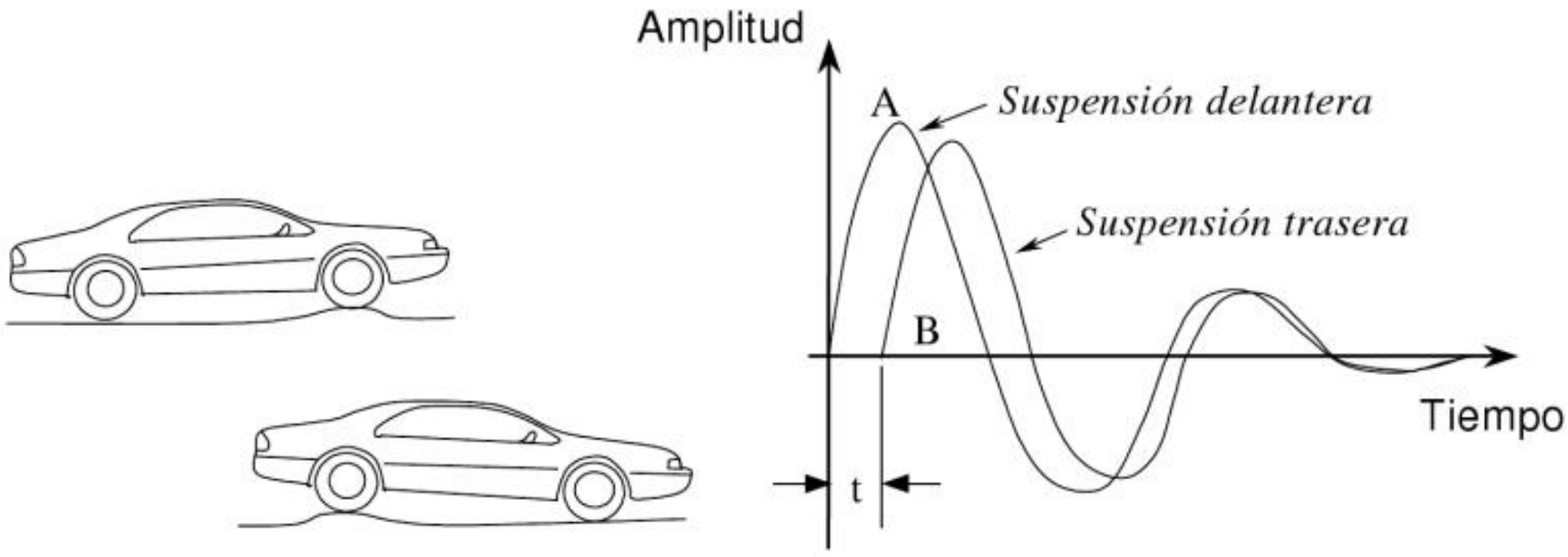


Figura 3.96 Respuesta de un vehículo ante una perturbación de la carretera

© ITES - Paraninfo

Material protegido por derechos de autor

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

$$F_2 = \frac{F_x \cdot \left(1 + \frac{z_2}{z_1}\right)}{\cos\theta_2}$$

Así, de las ecuaciones anteriores se obtiene:

$$F_z = F_1 \cdot \text{sen}\,\theta_1 + F_2 \cdot \text{sen}\,\theta_2 = F_x \cdot \frac{z_2}{z_1} \cdot \text{tg}\,\theta_1 + F_x \cdot \left(1 + \frac{z_2}{z_1}\right) \cdot \text{tg}\,\theta_2$$

De la figura 3.97 se puede obtener que:

$$\text{tg}\,\theta_1 = \frac{z_2 + z_1 - e}{d} \quad \text{y} \quad \text{tg}\,\theta_2 = \frac{e - z_2}{d}$$

Sustituyendo esto en la ecuación obtenida anteriormente:

$$F_z = F_x \cdot \frac{e}{d}$$

Por lo que la relación de fuerzas longitudinal y vertical queda:

$$\frac{F_z}{F_x} = \frac{e}{d}$$

Esta expresión es idéntica a la que se obtendría si los brazos de control se sustituyeran por un único brazo arrastrado que pivotara respecto al cuerpo en el punto de intersección de la prolongación de los ejes de los brazos de control (punto O). Esta intersección representa el "punto de reacción virtual" o polo, en el que el momento de reacción de los brazos de la suspensión se puede sustituir por unas fuerzas longitudinal y vertical aplicadas en el cuerpo del vehículo.

Como consecuencia de la equivalencia funcional entre cualquier suspensión y el brazo arrastrado, el comportamiento de antihundimiento trasero se puede cuantificar realizando el diagrama de cuerpo libre de un eje trasero tractor como el mostrado en la figura 3.98. El punto O representa el polo o pivote imaginario de la rueda respecto a la carrocería. Dado que dicho brazo está rígidamente unido al eje, y por tanto transmite fuerza vertical a la masa suspendida, puede diseñarse de modo que contrarreste el hundimiento trasero.

© ITES - Paraninfo

Material protegido por derechos de autor

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.

Índice de materias

Automóvil, 1
ABS, 432
ABS, criterios de control, 440
Accidente de tráfico, 473
Accionador en Z, 449
Ackerman, 238
Acoplamientos, 371
Acuaplaning, 62
Airbag, 480
Alcance, 475
Altura del vehículo, 9
Amortiguador, 151
Amortiguamiento crítico, 172
Anchura de un vehículo, 8
Ángulo de caída, 41, 76
Ángulo de deriva, 41, 65
Anticabeceo, efecto, 222
Antisubmarinaje, 481
Articulaciones *Cardan*, 479
Ascensional, efecto, 192
Asientos, 482
Avance, 280

Balanceo, 179
  centro, 183
  eje, 205
  momento, 184
  polo, 186
  rigidez, 180
Ballesta parabólica, 144
Ballesta transversal, 125
Ballesta trapezoidal, 145
Ballestas, 139
Banda de rodadura, 27
Barras laterales, 475
Barrera rígida, 498
Bastidor, 2
Bloqueo de ruedas, 415
Bomba de freno, 397
Bomba, 329
Brazo arrastrado equivalente, 223
Brazos arrastrados, 129
  semiarrastrados, 130

Cabeceo, 210
  polos, 231
Caída, 269
Caja de cambios, 337
  automáticas, 341
  manuales, 343
  cambio semiautomáticas, 343
Caliper de freno, 459
Cambio manual automatizado, 364
Campbell, 497
Capacidad de carga, 36
Carcasa, 24
Carga, transferencia, 205
Cargas estáticas, 12
Carrocería autoportante, 3, 475
Carrocería, 2, 474
Categoría de velocidad, 36
Centralita electrónica de frenado, 443

© *ITES - Paraninfo*

Material protegido por derechos de autor

Centro de gravedad, 13
Chasis, 1
Cilindro hidráulico, 449, 457
Cinemática de colisión, 489
Cinturones de seguridad, 485
Circuito de freno, 396
Coeficiente de adherencia, 59
dinámico, 407
utilizado, 424
Coeficiente de restitución, 502
Colapsable telescópico, 478
Colisión central, 501
central, 501
Colisión posterior, 483
Columna de dirección, 478
Compatibilidad, 473
Conductividad térmica, 469
Control de estabilidad, 445
Control de tracción, 314
Convergencia, 274
Convertidor de par, 332
Corona del diferencial, 366
Crash test, 495
Cubierta diagonal, 24
radial, 25
Cubierta, 22
Cuña, 449, 456
CVT toroidal, 361
CVT, 358

De Dion, 138
Deceleración constante, 414
Deformación de la carrocería, 496
Delta V, 500
Densidad espectral de potencia, 104
Derrape, 251
Deslizamiento, 53, 433
Diafragma, 319-320
Diferencial *Torsen*, 370
Diferencial, 366
con bloqueo automático, 368
con bloqueo manual, 368
controlados, 368
Dirección , sistemas, 252
bolas recirculantes, 257
piñón-cremallera, 253
deformable, 479
paralela, 239
Dirección, ángulo, 243, 260
Direccional, comportamiento, 242
Disco de embrague, 321
Dispositivo de frenado, 386
Distancia de frenado, 410
Distancia entre ejes, 9
Distribución acodada de freno, 432
Dugoff, modelo de, 82
Dummies, 494
Duo, 448
Duplex, 448

Eficacia de frenado, 413
Eje rígido, 132
Elementos de absorción, 475
Elementos de fricción, 464
Elementos de seguridad, 471
Elementos finitos, 504
Elementos interiores, 484
Elipse de adherencia 73, 434
Embrague, 318
centrífugo, 325
de discos múltiples, 326
de rueda libre, 352
electromagnético, 327
en baño de aceite, 327
hidráulico, 328
monodisco, 319
pilotado, 365
Energía de deformación plástica, 498
Engranajes cilíndricos, 344
Ensayo de choque, 495
Ensayos de seguridad pasiva, 494
Equiadherencia, 419

© *ITES - Paraninfo*

Material protegido por derechos de autor

Esfuerzos de frenado normalizados, 422
ESP, 445
Estabilizadora, barra, 147
Extroid, 360

Fatiga térmica, 426
Fiala, modelo de, 89
Forro de freno, 463
Frecuencia fundamental, 173
Frenado límite, 415
Frenado por gravedad, 397
Frenado, 393
Freno asistido, 393
  automático, 393
  de circuito dual, 395
  de circuito único, 395
  de estacionamiento, 398
  de servicio, 394
  de socorro, 396
  hidráulico, 449
  mixto, 449
  neumático, 449
Freno, 398
Frenos antibloqueo, 432
  disco, 400, 458
  fricción, 400
  tambor, 400, 448
Fuerza de frenado, 405
Fuerza de impacto, 499

Gato, efecto, 192
Grupos antropométricos, 482

Habitáculo, 478
Hidroplaneo, 62
Hybrid III, 494

Incomodidad cinética vibratoria, 115
Índice de frenada, 429
Instalación del suministro de energía, 397
Irregularidades del terreno, 104

Juntas, 371
  bipolo, 372
  Cardan, 371
  flexibles, 371
  homocinéticas, 373
  Hooke, 371
  Moulton, 372
  Rzeppa, 374
  Tracta, 374
  trípode, 375
  universales, 371
  Weiss, 374

Leva en S, 449, 455
Limitador de tensión, 488
Límite de adherencia, tracción, 384
Llanta, 18
Longitud de un vehículo, 8

Masa semisuspendida, 170, 175
Masa suspendida, 170
Maza de embrague, 319
McPherson, 128
Momento autoalineante, 77
Montante, 475
Mordaza fija, 460
  flotante, 461
Muelle helicoidal, 148
Multibrazo, suspensión, 131
Multitronic, 358, 362

© *ITES - Paraninfo*

Material protegido por derechos de autor

Neumático, 21

Pacejka, modelo de, 97
Panhard, barra, 132
Par motor, 338
Paragolpes, 476
Paralelogramo deformable, 126
Pares de frenado, 405, 408
Pastilla de freno, 463
Pedal del freno, 397
Pinza de freno, 459
Pirotécnico, 487
Pivote, 276
Planetarios, 366
Plato de presión, 319
Potencia de frenado, 426
Prestaciones de frenado, 410
Prestaciones, tracción, 384
Pretensor, 487
Programa electrónico de estabilidad, 445
Progresividad, 476
Pseudodeslizamiento, 53
Puntales, 475

Rigidez radial del neumático, 44
Rueda, 16

Salida, ángulo 276
Satélites, 366
Seguridad activa, 472
    pasiva, 472
Semieje oscilante, 125
Sensor de velocidad, 442
Servofreno, 397
Severidad, 472
Simplex, 449
Simpson, 353
Sistemas de retención, 485
Sobreamortiguado, 172
Sobrefrenado, 423
Sobrevirador, 245
Station Wagon, 476
Subamortiguado, 172
Subvirador, 245
Suspensión semiindependiente, 137
Suspensión tipologías, 122
Suspensión, 101
    configuración, 121
    independiente, 124
Suspensiones activas, 168

ecuación fundamental, 378
par, 382, 408
Transferencia de carga en frenado, 416
en tracción, 384
Trenes epicicloidales 347
Turbina, 329
Twimplex, 449

Vaivén vertical, 211
Variador continuo de velocidad, 358
Velocidad máxima, 397
Vibraciones, 103
percepción y tolerancia, 114
Viraje, coeficiente, 245
Viscoacoplador, 369
Voladizo, 10
Volante, 481
Vuelco, 203

Watt, mecanismo de, 133

Wilson, 353

Zapatas apoyadas, 450
articuladas, 450
flotantes, 450
Zonas deformables, 478

© *ITES - Paraninfo*

Material protegido por derechos de autor

You have either reached a page that is unavailable for viewing or reached your viewing limit for this book.