

R. Carreras - J. Andres Flórez - I. Callejón
X. Carrera - D. Balsells - O. Bonet
I. Espada - S. Forns - Ll. Isidro - S. Miret
D. Sánchez - A. Serrano - X. Soldevila
J. Villa - R. Costa - C. Forcadell - J. Casanovas

Motores alternativos de combustión interna

Motores alternativos de combustión interna

POLITEXT

Jesús Andrés Álvarez Flórez, ed.
Ismael Callejón Agramunt, ed.
Sergi Forns Farrús
David Balsells Grande
Juan Casanova Rosell
Oscar Bonet Arbolí
Xavier Carrera Murillo
Ramon Carreras i Planells
David Sánchez Gispert

Salvador Miret Carceller
Francisco Liesa Mestres
Luís Isidro Molina
Irene Espada Hormigo
Roger Costa Company
Carles Forcadell Freixas
Alvaro Serrano Fenollosa
Xavier Soldevila Riera
Joaquín Villa Ferrer

Motores alternativos de combustión interna

EDICIONS UPC

La presente obra fue galardonada en el décimo concurso
“Ajut a l’elaboració de material docent” convocado por la UPC.

Colaboradores:

Mònica Álvarez, Francesc Batalla, Gabriela Benveniste, Òscar Bonet,
Xavier Carrera, Juan Manuel Castro, Òscar Civit, Jordi Escura,
Irene Espada, Xavier Flores, David González, Ricard Ibáñez, Andreu Iglesias,
Luís Isidro, Josep Antón Jiménez, Oscar Jiménez, Francisco Liesa,
Ana M. Marimón, Francisca Martín, Salvador Miret, Eduard Moreno,
Josep M. Piguillem, Julio Pérez, Lluç Puig, Eloi Robert, Joan Rovira,
Vanesa Sala, Bartolomé Salom, David Sánchez, Álvaro Serrano,
Xavier Soldevila, Agustí Vilella, Joaquín Villa, Jordi Yubero

Primera edición: septiembre de 2005

Diseño de la cubierta: Manuel Andreu

© Los autores, 2005

© Edicions UPC, 2005
Edicions de la Universitat Politècnica de Catalunya, SL
Jordi Girona Salgado 31, 08034 Barcelona
Tel.: 934 016 883 Fax: 934 015 885
Edicions Virtuals: www.edicionsupc.es
E-mail: edicions-upc@upc.edu

Producción: TECFOTO, SL
Ciutat de Granada 55, 08005 Barcelona

Depósito legal: B-36812-2005
ISBN: 84-8301-818-5

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

Índice

Prólogo	11
1. Transferencia de energía	13
1.1 Introducción	13
1.2 Análisis de la transformación de energía	15
1.2.1 Tipos de acumulador	16
1.2.2 Tipos de flujo de energía	17
1.2.3 Proceso de transformación	18
1.3 Fuentes de energía	20
1.3.1 Energía solar	20
1.3.2 Energía nuclear	21
1.3.3 Interacción gravitatoria	21
1.3.4 Energía geotérmica	23
1.4 Transformadores de acumulador a flujo de energía (A/F)	23
1.4.1 Transformación de energía térmica a calor	23
1.4.2 Transformación de energía química en calor	26
1.5 Transformadores de flujo	29
1.5.1 Transformación de calor en trabajo mecánico	30
1.6 El motor térmico. Integración de transformadores A/F y F/F	32
1.6.1 Motores endotérmicos frente a motores exotérmicos	32
1.6.2 Motor térmicos para generación con cogeneración	34
1.6.3 Motores térmicos para tracción con y sin eje de salida	36
2. Ciclos termodinámicos	39
2.1 Introducción	39
2.2 Análisis y caracterización de un ciclo termodinámico de trabajo	41
2.2.1 Procesos de evolución	41
2.2.2 Diagramas P/V y T/S	44
2.2.3 Presión media teórica	46
2.3 Ciclos de referencia	48
2.3.1 Ciclo de Carnot	49
2.3.2 Ciclo Otto	52
2.3.3 Ciclo Diesel	55

2.3.4	Ciclo mixto de Sabathé	57
2.4	Caracterización del ciclo teórico asociado a un mecanismo. Modelización numérica ..	61
3.	Principios de funcionamiento	69
3.1	Introducción	69
3.2	Principios de funcionamiento	74
3.3	Concepción de la fase cerrada	82
3.4	Concepción de la fase abierta	84
3.5	Tipología de refrigeración	86
3.6	Arquitecturas policilíndricas	88
4.	Parámetros característicos	93
4.1	Parámetros dimensionales	93
4.2	Relaciones entre parámetros dimensionales	95
4.3	Parámetros termodinámicos	97
4.4	Características operativas del motor	99
4.5	Interrelación entre parámetros característicos del motor	102
5.	Fase Cerrada MEP - Combustión homogénea	109
5.1	Introducción	109
5.2	Proceso de combustión	110
5.2.1	Proceso de combustión laminar	110
5.2.2	Proceso de combustión turbulento	115
5.2.3	Variación de la presión en el motor respecto al giro del cigüeñal	116
5.3	Encendido	118
5.3.1	Condiciones para el encendido de una mezcla de aire y combustible	119
5.3.2	Volumen crítico	119
5.3.3	Energía mínima de encendido y distancia de extinción	119
5.3.4	Ignición de mezclas homogéneas	123
5.4	Encendido por fuente de energía finita	124
5.4.1	Preruptura (<i>Prebreakdown Phase</i>)	129
5.4.2	Ruptura (<i>Breakdown Phase</i>)	129
5.4.3	Arco (<i>Arc Discharge</i>)	130
5.4.4	Descarga incandescente (<i>Glow Discharge</i>)	131
5.4.5	Precisión del encendido	134
5.5	Influencia del recinto de combustión	135
5.5.1	Turbulencia	135
5.5.2	Relación de la superficie del frente de llama con respecto al volumen quemado	138
5.5.3	Relación de compresión	140
5.5.4	Cámara de combustión	141
5.6	Influencia de la condiciones de funcionamiento en la combustión	147
5.6.1	Momento de inicio de la combustión	148

5.6.2	Régimen de giro del motor	150
5.6.3	Características de la mezcla	150
5.6.4	Condiciones externas	151
5.6.5	Variación cíclica de la presión	152
5.7	Combustión detonante	154
5.7.1	Estudio de la detonación	154
5.7.2	Retraso en el motor	155
5.7.3	Factores que afectan a la detonación	157
5.8	Encendido superficial	160
5.9	Modelización del proceso de combustión	162
5.9.1	Cámara de volumen constante	162
5.9.2	Cámara de volumen variable	164
6.	Fase cerrada MEC - Combustión homogénea	167
6.1	Introducción	167
6.2	Caracterización del dardo de inyección	170
6.3	Factores que afectan a la mezcla	171
6.3.1	Presión de inyección	171
6.3.2	Geometría de la tobera del inyector	171
6.3.3	Características físicas del combustible	173
6.3.4	Presión del aire	175
6.3.5	Turbulencia en la cámara de combustión	176
6.3.6	Choque contra la pared de la cámara de combustión	176
6.3.7	Geometría del punto de incidencia del dardo de combustible	176
6.4	Caracterización de la mezcla heterogénea	177
6.5	Evaporación del combustible	178
6.6	Proceso de combustión	179
6.7	1ª Fase: Tiempo de retraso	181
6.7.1	Calidad de la micromezcla	181
6.7.2	Turbulencia en la cámara de combustión	182
6.7.3	Presión y temperatura del aire de entrada	184
6.7.4	Calidad del combustible	184
6.8	2ª Fase: Período de combustión espontánea	185
6.8.1	La cantidad de combustible inyectado durante el período de retraso	186
6.8.2	Parte del combustible inyectado que se vaporiza durante el retraso	187
6.8.3	Combustible vaporizado durante el retraso que encuentra oxígeno	187
6.9	3ª Fase: Combustión gobernada por la difusión	187
6.9.1	Ángulo de retraso mayor que el de inyección	188
6.9.2	Ángulo de retraso menor que el de inyección	188
6.10	Diagrama de presión, liberación de energía y combustible inyectado	189
6.11	Influencia de las condiciones de funcionamiento en la combustión	192
6.11.1	Punto de inyección	192
6.11.2	Régimen de giro	193
6.11.3	Dosado o nivel de carga	194

6.11.4	Turbulencia	195
6.11.5	Relación de compresión	195
6.11.6	Presión y temperatura del aire de entrada	195
6.11.7	Turboalimentación	195
6.12	Tipos de cámaras de combustión	196
6.12.1	Generación de turbulencia	196
6.12.2	Ventajas e inconvenientes asociados a los diferentes tipos de cámara de combustión	200
7.	Fase abierta 4T	203
7.1	Introducción	203
7.2	Proceso de admisión	204
7.2.1	Fase de prellenado	206
7.2.2	Fase de llenado por efecto de la aspiración	210
7.2.3	Fase de postllenado	213
7.3	Condicionantes del proceso de admisión de tipo constructivo	220
7.3.1	Toma de admisión	220
7.3.2	Filtro de aire	224
7.3.3	Conducto de admisión / Colector de admisión	226
7.3.4	Válvula de regulación de la carga	232
7.3.5	Sistema de admisión variable	235
7.4	Condicionantes del proceso de admisión de funcionamiento	237
7.5	El proceso de escape	238
7.6	Condicionantes del proceso de escape	239
7.6.1	Conducto de escape/Colector de escape	240
7.6.2	Silenciadores y catalizadores	244
8.	La sobrealimentación en MACI	245
8.1	Introducción	245
8.2	Compresor centrífugo accionado por turbina centrífuga. Grupo turbocompresor	251
8.2.1	Descripción del compresor centrífugo	252
8.2.2	Descripción de la turbina radial	253
8.3	Comparación entre el compresor volumétrico y el centrífugo	254
8.4	Elección del grupo turbocompresor. Acoplamiento	257
8.5	Análisis de funcionamiento	260
8.5.1	Refrigeración del aire de admisión	263
8.5.2	Variación en las condiciones ambientales	265
8.6	Control de la presión de bombeo	266
8.6.1	Turbinas de geometría variable	267
8.6.2	Válvula de descarga a la entrada de la turbina	268
8.6.3	Válvula de seguridad a la salida del compresor	268
8.6.4	Orificio de restricción a la entrada o a la salida del compresor	268
8.6.5	Orificio de restricción a la salida de la turbina	269

9. Fase abierta 2T	271
9.1 Introducción	271
9.2 Descripción del ciclo de 2T de barrido por cárter	273
9.2.1 Carrera ascendente del pistón	273
9.2.2 Carrera descendente del pistón	274
9.2.3 Evolución de la presión en el recinto de combustión	275
9.3 Proceso de admisión en la bomba de barrido	277
9.3.1 Silenciador de admisión	277
9.3.2 Caja de filtro	277
9.3.3 Filtro de aire	278
9.3.4 Bomba de barrido	279
9.4 Proceso de renovación de la carga	279
9.4.1 Evaluación del proceso	282
9.4.2 Valoración de la renovación de la carga	283
9.5 Proceso de escape	285
9.5.1 Influencia del escape en la renovación de la carga	285
9.5.2 Consideraciones de diseño del conducto de escape	289
9.5.3 Consideraciones de diseño de los silenciadores	293
9.6 Comparación entre los motores 2T y 4T	293
10. Combustibles para motores de combustión interna	297
10.1 Introducción	297
10.2 Petróleo	298
10.2.1 Constitución del petróleo	298
10.2.2 Proceso de refino	299
10.3 Características de los combustibles para MEP	301
10.3.1 Poder calorífico	301
10.3.2 Peso específico	301
10.3.3 Volatilidad	302
10.3.4 Puntos característicos de la curva de vaporización	303
10.3.5 Presión de vapor	304
10.3.6 Características antidetonantes de los combustibles para MEP	304
10.3.7 Influencia del NO en la relación de compresión y en el avance al encendido ..	306
10.4 Características de los combustibles para MEC	307
10.4.1 Viscosidad y volatilidad	307
10.4.2 Comportamiento a bajas temperaturas	308
10.4.3 Peso específico	309
10.4.4 Contenido en azufre, residuo carbonoso, cenizas y sedimentos	309
10.4.5 Calidad de la ignición	310
10.4.6 Influencia del Número de Cetano	312
10.5 Gasolina	313
10.5.1 Obtención de los componentes de la gasolina	313
10.5.2 Aditivos	314

10.5.3	Aditivos antidetonantes	316
10.6	Gasóleo y fuelóleo	318
10.6.1	Gasóleos	319
10.6.2	Fuelóleos	320
10.7	Compuestos oxigenados orgánicos	320
10.7.1	Utilización	321
10.7.2	Consideraciones generales sobre el empleo de alcoholes y éteres	321
10.7.3	Utilización en motores de encendido provocado	323
10.7.4	Utilización de alcoholes y éteres mezclados con gasolina	324
10.7.5	Utilización en motores de encendido por compresión	325
10.8	Aceites vegetales	325
10.8.1	Características	326
10.8.2	Utilización	326
10.9	Ésteres metílicos de aceites vegetales	327
10.9.1	Biodiesel	327
10.9.2	Obtención	328
10.10	Combustibles gaseosos	329
10.10.1	Gas natural	329
10.10.2	Gases licuados del petróleo	331
10.10.3	Otros combustibles gaseosos	332
10.11	Comparativa de combustibles	333
11.	Emisiones contaminantes	337
11.1	Introducción	337
11.2	Emisiones contaminantes	340
11.2.1	Monóxido de carbono	341
11.2.2	Óxidos de nitrógeno	341
11.2.3	Hidrocarburos sin quemar	342
11.2.4	Partículas sólidas	344
11.2.5	Óxidos de azufre	345
11.2.6	Aldehídos	345
11.2.7	Antidetonantes	345
11.2.8	Ruido	345
11.3	Factores que inciden en las emisiones	346
11.3.1	Riqueza de la mezcla en los MEP	346
11.3.2	Riqueza de la mezcla en los MEC	347
11.3.3	Encendido en los MEP	349
11.3.4	Avance a la inyección en los MEC	349
11.3.5	Diagrama de la distribución	349
11.3.6	Relación de compresión	350
11.3.7	Diseño de la cámara de combustión	350
11.3.8	Inyección directa e inyección indirecta en los MEC	351
11.3.9	Relación carrera/diámetro	351
11.4	Reducción de las emisiones	352

11.4.1	Actuación sobre los combustibles	352
11.4.2	Actuación sobre el motor	353
11.4.3	Actuación sobre los gases de escape	357
12.	Tecnología y arquitectura de un MACI	367
12.1	Introducción	367
12.2	Bloque motor	368
12.2.1	Funciones	368
12.2.2	Concepción del bloque motor	369
12.2.3	Elementos del bloque motor: cilindros y camisas	371
12.2.4	Elementos del bloque motor: bancada y fijación del cigüeñal	380
12.2.5	Elementos del bloque motor: cárter	381
12.3	Culata	382
12.3.1	Funciones	382
12.3.2	Concepción de la culata	383
12.3.3	Características constructivas	385
12.3.4	Soluciones constructivas	388
12.4	Junta de culata	391
12.4.1	Funciones	391
12.4.2	Concepción de la junta de culata	391
12.5	Colector de admisión	393
12.5.1	Funciones	393
12.5.2	Concepción del colector de admisión	394
12.6	Colector de escape	395
12.6.1	Funciones	395
12.6.2	Concepción del colector de escape	396
12.6.3	Sistema de escape	397
12.7	Pistón	399
12.7.1	Funciones	399
12.7.2	Concepción del pistón	399
12.7.3	Geometría del pistón	403
12.8	Segmentos	410
12.8.1	Funciones	410
12.8.2	Concepción de los segmentos	411
12.8.3	Tipos de segmentos	414
12.9	Bulón del pistón	417
12.9.1	Funciones	417
12.9.2	Concepción del bulón	417
12.9.3	Montaje	420
12.10	Biela	421
12.10.1	Funciones	421
12.10.2	Concepción de la biela	421
12.10.3	Geometría de la biela	423
12.11	Cigüeñal	427

12.11.1	Funciones	427
12.11.2	Concepción del cigüeñal	427
12.11.3	Geometría del cigüeñal	428
12.11.4	Elementos auxiliares	432
12.12	Cojinetes	434
12.12.1	Funciones	434
12.12.2	Concepción del cojinete	435
13.	Distribución 4T	439
13.1	Introducción	439
13.2	Distribución por correderas	439
13.2.1	Distribución por camisa corredera	439
13.2.2	Distribución por corredera giratoria	440
13.3	Distribución por válvulas	442
13.3.1	Disposición	443
13.3.2	Influencia del tipo de cámara de combustión	445
13.3.3	Mecanismo para el accionamiento	446
13.4	Elementos del sistema de distribución por válvulas	447
13.4.1	Árbol de levas	448
13.4.2	Perfil de leva	449
13.4.3	Taqués	451
13.4.4	Taqués hidráulicos	452
13.4.5	Varillas empujadoras o empujadores	453
13.4.6	Balancines	454
13.4.7	Muelles de válvulas	455
13.4.8	Válvulas	456
13.4.9	Asientos de las válvulas	458
13.4.10	Guías de las válvulas	459
13.4.11	Válvulas múltiples	459
13.5	Diseño y cálculo de la distribución en motores 4T	460
13.5.1	Sección de paso a través de la válvula	460
13.5.2	Velocidad de los gases en el conducto y a través de la válvula	462
13.5.3	Diagrama de recorrido de la válvula	462
13.5.4	Perfil de leva	463
13.5.5	Cinemática del taqué	466
13.5.6	Fuerza del muelle	468
13.5.7	Cálculo del momento de giro	471
13.5.8	Ejemplo de cálculo	472
13.6	Influencia de la distribución sobre el rendimiento volumétrico	476
13.6.1	Sección de paso y forma de las válvulas	476
13.6.2	Diagrama de la distribución	477
13.7	Concepción del sistema de distribución variable	480
13.7.1	Actuación en la admisión	481
13.7.2	Acción de los efectos inerciales	483

13.7.3	Pérdida de carga y turbulencia	483
13.7.4	Actuación en la admisión y en el escape	484
13.8	Concepciones de sistemas de distribución variables	486
13.8.1	Reglaje variable de las levas (VCP)	486
13.8.2	Actuación variable de las válvulas (VVA)	487
13.8.3	Optimización de la ley de levantamiento de las válvulas	488
13.9	Sistema de distribución variable	488
13.9.1	Sistemas de variación de fase (VCP)	489
13.9.2	Sistemas con rotación discontinua	492
13.9.3	Sistema VTEC de Honda	492
13.9.4	Sistema de distribución balística	494
13.9.5	Sistemas con base electro-óleo-dinámica	494
13.9.6	Sistema Dava	495
14.	Distribución 2T	497
14.1	Introducción	497
14.2	Tipología del diagrama de distribución	498
14.3	Admisión directa a través de una bomba externa	499
14.4	Admisión a través del cárter	500
14.4.1	Control mediante la falda del pistón	501
14.4.2	Control mediante caja de láminas	502
14.4.3	Control por la falda del pistón y por caja de láminas	503
14.4.4	Control mediante válvula rotativa	504
14.5	Dispositivos para la mejora del proceso de renovación de la carga	505
14.5.1	Resonadores en la admisión	505
14.5.2	Resonador en el escape	505
14.5.3	Válvula parcializadora en el escape	507
14.5.4	Válvula parcializadora en el tráfnsfer	508
14.5.5	Admisión adicional en el tráfnsfer	509
Bibliografía		511

Prólogo

Esta obra ha sido realizada en el Laboratori de Motors Tèrmics de la Escola Tècnica Superior d'Enginyeria de Barcelona de la Universitat Politècnica de Catalunya conjuntamente con el CREMIT, el Centre de Recerca de Motors i Instal·lacions Tèrmiques de la Xarxa de Innovació Tecnològica de la Generalitat de Catalunya.

Su inicio se remonta a 1994, año en el que se inició experimentalmente una nueva metodología docente de la asignatura de Motores Térmicos de la titulación de Ingeniería Industrial, en la que, de forma prioritaria, se potenciaba la participación del alumno en su propio proceso formativo mediante un método basado en el autoaprendizaje tutelado.

Gracias al grado de madurez y predisposición de los alumnos fue generándose una amplia base documental formada por trabajos escritos del ámbito de los motores térmicos; la calidad de aquellos trabajos tutelados representaron, de forma parcial, un primer esbozo embrionario de este libro.

Estos primeros resultados animaron a definir una estrategia, a largo plazo, para la generación de una base documental propia que se apoyase en los distintos trabajos de investigación realizados y se articulase mediante los proyectos de final de carrera de nuestros alumnos.

La base documental establecida, convenientemente revisada, ampliada y actualizada y mediante la ayuda otorgada por la Universitat Politècnica de Catalunya para la realización de la misma, ha concluido en el presente libro de *Motores alternativos de combustión interna*, que ha sido concebido para aportar al lector una visión específica del funcionamiento de este tipo de motores, así como para cubrir necesidades bibliográficas en el seguimiento de las asignaturas que se imparten en las Escuelas de Ingeniería Industrial.

El objetivo principal de la obra es ofrecer una visión específica de las distintas tipologías de motores alternativos empleados en la actualidad, aglutinando y homogeneizando las fuentes escritas existentes.

El primer capítulo constituye una reflexión sobre la transferencia de energía, a partir del concepto de acumulador de energía y de flujo energético. Esta diferenciación es esencial para poder valorar adecuadamente los rendimientos implicados en las distintas transformaciones de energía que conlleva el rendimiento global de un determinado uso y que, en concreto, permiten evaluar los procesos implicados en los motores alternativos de combustión interna.

En el segundo capítulo se analizan los ciclos termodinámicos tradicionalmente empleados para la descripción de los motores alternativos de combustión interna.

En el capítulo tres se detallan los principios básicos de funcionamiento de este tipo de motores, especificando las diferencias conceptuales existentes entre las distintas posibilidades de implementación, en especial en lo que respecta al tipo de combustión, en los motores de encendido provocado y los motores de encendido por compresión, y en lo que respecta al tipo de renovación de la carga, en las arquitecturas de cuatro y dos tiempos.

En el capítulo cuatro se ofrece una visión general de la influencia de los distintos parámetros de funcionamiento y de diseño del motor en sus prestaciones, eficiencia y emisiones contaminantes.

El capítulo cinco hace referencia a todos los mecanismos implicados en la fase cerrada de los motores de encendido provocado, detallando las peculiaridades de la combustión homogénea y de los sistemas de encendido empleados utilizados.

En el siguiente capítulo se presentan las características esenciales de la combustión heterogénea en motores alternativos, lo que constituye la base de funcionamiento de los motores de encendido por compresión.

El capítulo siete inicia el análisis de las concepciones de renovación de la carga de los motres alternativos, con la concepción más extendida, la que viene caracterizada por el llamado ciclo de cuatro tiempos, que se sigue analizando en el siguiente capítulo al desarrollar la sobrealimentación y los distintos dispositivos que la permiten. Finalmente, en el capítulo nueve se detalla el funcionamiento y peculiaridades de la renovación de la carga de los motores de dos tiempos.

A continuación, en el capítulo diez se analizan las características que deben cumplir los combustibles asociados a este tipo de motores, tanto de encendido provocado como de encendido por compresión, analizándose en el capítulo siguiente el impacto ambiental del empleo de los mismos, en especial el de sus emisiones de gases contaminantes.

Finalmente, en el capítulo once se muestran las características principales de los elementos de los motores alternativos, en cuanto a diseño y materiales, para pasar, en el capítulo trece, a los elementos asociados al sistema de distribución de los motores de cuatro tiempos. En el siguiente capítulo, el catorce, se desarrolla la implementación de los sistemas que permiten la renovación de la carga de los motores de dos tiempos.

1 Transferencia de energía

1.1 Introducción

La energía se define como la facultad o habilidad que posee un sistema para producir trabajo o calor. La energía está presente de múltiples formas, en los propios flujos de calor y trabajo, o bien, almacenada en diferentes acumuladores de energía, como la energía química contenida en un combustible, la nuclear contenida en la materia, la dinámica en el viento y otras.

La energía total de un sistema se caracteriza mediante tres componentes: la energía cinética asociada a su movimiento, la potencial asociada a un campo de fuerza contra el que trabaja y, por último, la energía interna asociada a la composición química y atómica y a su nivel de agitación según la temperatura a la que se encuentra.

La gran mayoría de problemas que resuelve la ingeniería son, en esencia, la transformación de la energía almacenada en flujos de trabajo y calor útiles, o que a su vez puedan ser transformados posteriormente en energía almacenada nuevamente en otro tipo de acumulador.

En la transformación de la energía almacenada en flujos de energía y éstos en otro tipo de flujos o acumuladores, se producen pérdidas, entendiéndose por pérdida una transferencia de energía no deseada. Por lo tanto, el balance global indica que no desaparece energía, sino que la energía inicial equivale a la energía final útil más el calor generado en las pérdidas, ya que la energía ni se crea ni se destruye.

De una cierta cantidad de energía sólo se puede obtener un cierto porcentaje en forma de trabajo o calor útil. Cuanta más energía útil se pueda extraer de la fuente, de mejor calidad será la energía. La cantidad de energía útil que se puede extraer de una cierta energía es lo que se define como *exergía*. Por lo tanto, una energía con elevada exergía representa una energía de alta calidad.

El calor correspondiente a las pérdidas es, en general, energía de baja calidad. La energía obtenida al final de un proceso de transformación también es de menor calidad que la inicial. Esto significa que, si bien la energía se conserva, la capacidad de extraer trabajo o calor útiles de estas energías, es decir, la exergía, resulta cada vez menor. Por lo tanto, la energía se degrada conforme va sufriendo transformaciones, entendiéndose por degradación la pérdida de facultad para producir trabajo o calor.

Por lo tanto, se deben valorar adecuadamente los procesos de transformación de la energía de manera que se aprovechen al máximo las fuentes de energía de que se dispone.

La principal fuente de energía actual son los combustibles fósiles, y la generación de combustibles fósiles, a partir de energía solar, es mucho más lenta que su consumo. De hecho, se prevé que en los próximos años la extracción de petróleo se empiece a reducir. Por lo tanto, es conveniente:

- limitar el aumento del consumo de energía, que a nivel global parece que se dobla cada veinte años.
- optimizar los procesos de transformación de la energía de manera que de una misma fuente se aproveche más energía y se generen menos pérdidas, ya que a nivel global parece que la eficiencia de las transformaciones disminuye como resultado del crecimiento de la demanda y nuevas transformaciones de menos eficiencia asociadas.
- diversificar fuentes de energía para no depender en exceso de ninguna de ellas en particular, disminuyendo así los costes estratégicos de dicha dependencia.

En el estudio de las transformaciones energéticas hay un concepto básico, la *eficiencia*. Por eficiencia se entiende, en general, el cociente entre la energía deseada obtenida y la cantidad necesaria para producirla.

$$h = \frac{\text{energía deseada obtenida}}{\text{energía aportada}} \quad (1.1)$$

Este concepto de eficiencia cobra importancia cuando el coste asociado de la energía aportada es elevado y, por lo tanto, significativo, o bien cuando el impacto de la transformación en sí no es sostenible.

Como ejemplo, se puede citar que la obtención de trabajo o calor útil a partir de la energía solar mediante una transformación de baja eficiencia es, hoy por hoy, poco preocupante, si no se considera en el balance económico el coste de la inversión.

Por lo tanto, un proceso perfecto, sin pérdidas, presentará un rendimiento $\eta=1$. Es decir, la energía fuente se transforma íntegramente en la otra forma que se desea. Conforme menos eficiente sea el proceso, menor será el rendimiento, siendo el límite $\eta=0$, caso extremo en que toda la energía fuente se transforma íntegramente en otra forma no deseada.

Si el problema resultara técnicamente irresoluble a un coste razonable, cuando la energía perdida es tan elevada, normalmente en forma de calor, cobraría sentido buscar una aplicación útil a dicha pérdida, y se estaría ante el concepto de *cogeneración*.

Esta eficiencia energética depende de todos los procesos que tienen lugar para transformar una energía en otro tipo de energía o trabajo utilizable en una aplicación dada.

Algunos procesos están limitados a nivel teórico. Esto significa que aun realizando el proceso de forma ideal, no se podría mejorar la eficiencia por encima de un determinado valor. Estos procesos son los que implican una transformación de calor en trabajo. Es decir, los procesos termodinámicos.

Por otro lado, siempre existe una reducción del rendimiento debido a cuestiones tecnológicas. Los procesos térmicos presentan pérdidas de rendimiento por los dos conceptos, mientras que el resto de procesos se encuentran limitados sólo tecnológicamente.

En el presente capítulo se analiza la transformación de los diferentes tipos de energía y flujos.

1.2 Análisis de la transformación de energía

En el estudio de la transformación de energía se deben identificar una serie de elementos que ayudarán en el análisis. La energía se encuentra almacenada, de distintas formas, en lo que se llamará *acumuladores*. De estos acumuladores se puede extraer energía para, adecuadamente tratada, transformarla en trabajo o calor. Este trabajo o calor son flujos de energía que no permiten almacenarla.

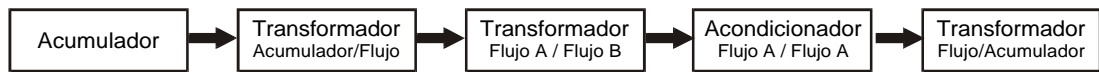


Fig. 1.1 Proceso básico de transformación de energía procedente de un acumulador

Para transformar la energía se requiere, al menos, un transformador, ya sea una máquina, un proceso, una reacción química, etc. No se contemplan los transformadores directos entre acumuladores, ya que es necesario primero convertir la energía del acumulador en un flujo de trabajo o calor y, posteriormente, transformar este flujo en energía, que se almacenaría en otro acumulador.

Por lo tanto, es necesario un transformador entre un acumulador y un flujo. Luego, este flujo se puede transformar mediante un nuevo transformador a otro acumulador. También cabe la posibilidad de transformar el flujo en otro tipo de flujo. Para ello se requiere un transformador de flujo a flujo.

Otro elemento es el acondicionador de flujo. Éste no transforma el flujo en otro tipo de flujo, sino que manteniendo el mismo tipo de flujo, lo modifica en algún aspecto.

Un ejemplo de este proceso es la generación de electricidad a partir de un embalse. El agua almacenada a cierta altura es el acumulador de energía. Esta energía potencial se convierte en energía mecánica en los ejes de las turbinas de una central hidroeléctrica. Estas turbinas son el transformador de energía potencial (acumulador) a flujo de trabajo mecánico. Este trabajo se transforma, mediante unos generadores, en un flujo eléctrico. Por lo tanto, los generadores son transformadores de flujo (trabajo mecánico a trabajo eléctrico). Finalmente, este flujo eléctrico, de alta tensión, se distribuye y llega a estaciones transformadoras que lo transforman a baja tensión. El flujo continúa siendo eléctrico, pero ha sufrido un acondicionamiento. Por lo tanto, las estaciones transformadoras de AT/BT actúan como acondicionadores.

Es decir, en una cadena de transformaciones energéticas se puede encontrar:

- Acumuladores: Sistemas que almacenan de forma más o menos estable en el tiempo la energía. Un combustible es químicamente muy estable y su energía podrá ser utilizada años después en casi su totalidad.
- Transformadores acumulador/flujo: Dispositivo o proceso que convierte la energía del acumulador en un flujo de trabajo o calor, por ejemplo la turbina hidráulica de la central hidroeléctrica.
- Transformadores de flujo/flujo: Convertidores de trabajo en otro tipo de trabajo o calor o de calor a trabajo, o viceversa. Por ejemplo, el generador eléctrico de la central.
- Acondicionadores de flujo: Convertidores que operando sin variar el tipo de flujo, sólo lo modifican en algún aspecto, por ejemplo los transformadores de AT/BT.

En cada elemento de la cadena de transformación de energía se puede perder una parte, que se convierte en calor no deseado. Esto se debe a problemas tecnológicos, o bien, a cuestiones inherentes al proceso.

Estas últimas implican un rendimiento teórico del proceso, que se añade a las pérdidas por ineficiencia tecnológica.

Si en el proceso de transformación de energía se hace un balance, la energía en el acumulador inicial es equivalente a la energía final más la suma de todas las pérdidas registradas en cada proceso.

Estas pérdidas globales, en general, representan energía térmica de baja temperatura. Esto significa que es difícil aprovechar esta energía en posteriores procesos. Su exergía (ex) es baja y, por lo tanto, es energía de baja calidad.

1.2.1 Tipos de acumulador

Los acumuladores son las diferentes formas en que puede estar contenida la energía. La energía se extrae de estos acumuladores en el momento en que es requerida. Los acumuladores pueden tener pérdidas, lo que significa que la energía se transforma en algún tipo de flujo no deseado. Si se dispusiera de soluciones tecnológicas ideales para cada acumulador, se podrían evitar estas fugas. La energía contenida en un acumulador sólo se puede transformar en flujo de energía pero, no se puede traspasar directamente a otro acumulador.

Se han identificado cinco tipos de acumulador de energía tal y como refleja la tabla 1.1.

Tabla 1.1 Tipos de acumuladores de energía

E. Térmica	
E. Nuclear: <i>Atómica</i>	<i>Estructural</i>
E. Química: <i>Molecular</i>	
E. Potencial estática	<i>Física</i>
· Gravitatoria	
· Electroestática	
E. Dinámica	
· Cinética	
· Magnética	

El más básico sería el acumulador de energía térmica. Esta energía se almacena en las sustancias como traslación, rotación y vibración de los átomos. Sin embargo, se estudia habitualmente a nivel macroscópico como temperatura de la sustancia. Si la temperatura de la sustancia es cercana a la temperatura ambiente, se considera energía de baja calidad. Si se intenta aprovechar energía térmica de baja calidad, el rendimiento de la transformación será bajo.

La energía nuclear de la materia es estructural, ya que está contenida a nivel atómico y asociada a su estructura. Esta energía se puede transformar en un flujo de calor mediante los procesos de fusión o fisión. El uranio es un ejemplo de acumulador de energía en forma de energía nuclear.

La energía química también es estructural a la materia, a nivel molecular esta vez, y se puede transformar en flujos de calor o trabajo eléctrico mediante reacciones químicas. Los combustibles son claros acumuladores de energía química.

La energía potencial estática hace referencia a la energía que depende de la posición en el espacio de una sustancia, cuerpo, partícula, etc, contra el campo de fuerzas en el que se encuentra inmerso. Es decir, si su posición no varía, la energía no varía. Así se distinguen la energía gravitatoria para las masas, el caso de las cargas eléctricas para el campo eléctrico, la electrostática y otras como la energía que reside en un cuerpo en deformación elástica, como sería el caso de los muelles.

La energía dinámica hace referencia a la energía contenida en una sustancia, cuerpo o partícula debido a su movimiento. La energía no variará si no varía su velocidad. Referente a la energía mecánica, este tipo de energía es la energía cinética, y su valor es función de la velocidad del cuerpo o sustancia. Un vehículo en movimiento es un acumulador de energía cinética. En términos de cargas eléctricas, esta energía sería el magnetismo y es función de la velocidad con la que un conductor corta las líneas del campo magnético.

Las energías potencial y dinámica responden a características físicas del acumulador y su relación con el entorno. La energía contenida en los acumuladores se transforma en flujo de energía mediante los transformadores de acumulador a flujo. No se contemplan transformadores directos entre acumuladores. Los transformadores tienen pérdidas de energía, que se convierte en calor debido a cuestiones tecnológicas. Algunos transformadores de acumulador a flujo pueden operar también como transformadores de flujo a acumulador.

1.2.2 Tipos de flujo de energía

Los flujos de energía son una forma de energía que debe ser utilizada o transformada de nuevo conforme se genera. Si no, se disipa en formas de energía no deseadas. Los tipos de flujo son el trabajo, tanto mecánico como eléctrico, y el calor. La radiación, en principio, se considera un flujo de calor. Estos tipos pueden transformarse de un tipo a otro mediante los transformadores flujo-flujo. Estos transformadores presentan, por cuestiones tecnológicas, pérdidas en forma de calor que impiden que la totalidad de la energía de entrada al transformador se obtenga de forma útil a la salida. Existe, además, un tipo de transformadores de flujo a flujo que presentan una limitación no únicamente tecnológica, sino a nivel teórico. Se trata de los transformadores de calor a trabajo mecánico.

Por otro lado, la transformación de trabajo en flujos de calor con gradiente de temperatura inverso (flujo de Q de T_{baja} a T_{alta}) se encuentra limitado por el principio de conservación de la energía, que se concreta en la siguiente expresión:

$$w + Q_{\text{gradiente inverso}} = Q_{\text{perdida}} \quad (1.2)$$

Por lo tanto, la eficiencia límite, o las restricciones, según el tipo de transformación, se puede resumir tal y como indica la tabla 1.2.

Tabla 1.2 Rendimiento límite o restricciones de cada tipo de transformación de flujos

Tipo de transformación	Rendimiento límite / restricciones
$W_A \rightarrow W_B$	$\eta \leq 1$
$Q \rightarrow W$	$\eta \leq \eta_{\text{carnot}} = 1 - (T_{\text{baja}}/T_{\text{alta}})$
$W \rightarrow Q_{\text{gradiente de } T^{\circ} \text{ inverso}}$	$w + Q_{\text{gradiente de } T^{\circ} \text{ inverso}} = Q_{\text{perdida}}$

También se pueden definir los acondicionadores de flujo, que modifican el flujo, pero sin variar su tipología. Este es el caso de una caja de cambios de un automóvil. Por el eje primario le entra trabajo mecánico con el eje girando a cierta velocidad y transmitiendo un cierto par. Mediante engranajes transforma este trabajo en otro trabajo mecánico en el eje secundario con otra velocidad y otro par.

El acondicionamiento de trabajo, ya sea mecánico o eléctrico, sólo tiene pérdidas tecnológicas.

El acondicionamiento de calor también tiene sólo pérdidas tecnológicas, pero presenta otra restricción, y es que la exergía final será inferior a la inicial. Esto significa que de la energía obtenida se podrá obtener menos energía útil. Por lo tanto, en cada modificación de un flujo de calor se deteriora la energía residente en el flujo.

1.2.3 Proceso de transformación

La energía almacenada en acumuladores debe transformarse para que resulte útil. Puede ser transformada para obtener un flujo de energía o para introducirla en otro acumulador.

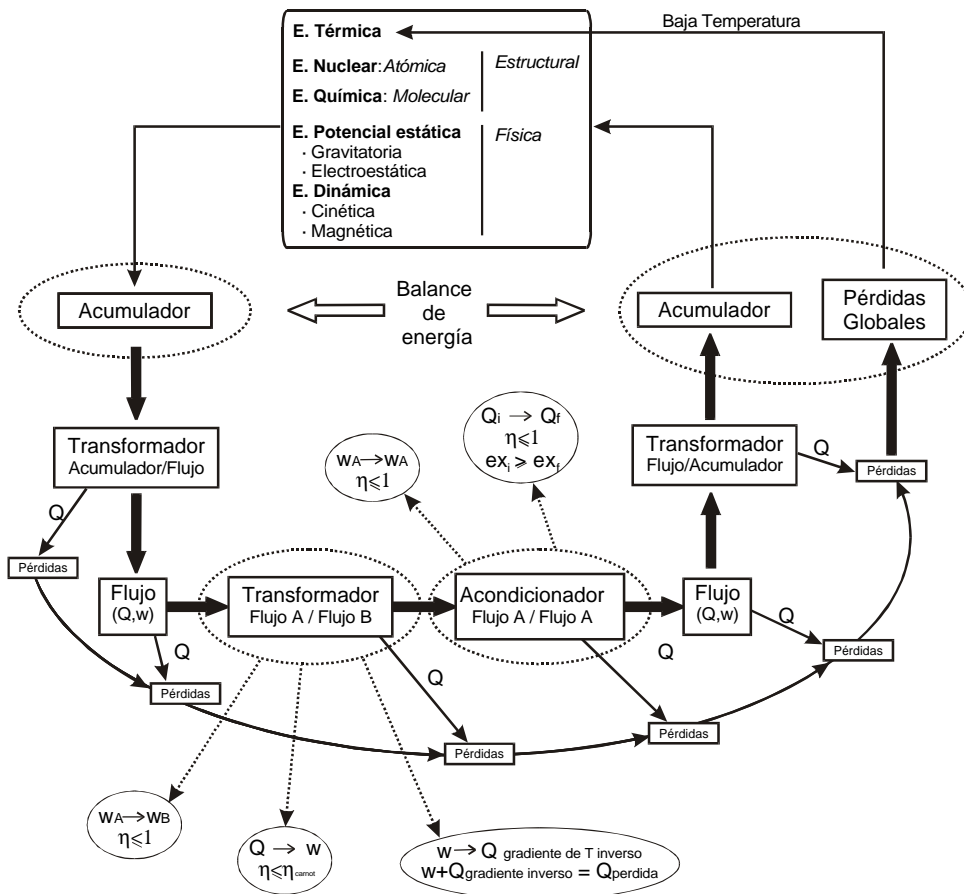


Fig. 1.2 Transformación general de energía de un acumulador a otro acumulador

El esquema general de la transformación de una energía almacenada en un acumulador hasta otro acumulador se presenta en la figura 1.2. Se inicia la transformación de un acumulador de energía a un flujo mediante un transformador acumulador-flujo. Este flujo se transforma en otro tipo de flujo mediante un transformador flujo-flujo. Y el flujo resultante se puede acondicionar mediante un acondicionador. El flujo obtenido se introduce en otro transformador flujo-acumulador para obtener finalmente energía en otro acumulador.

En todos los transformadores se generan pérdidas, ya sea por cuestiones tecnológicas o teóricas, en función del tipo de transformador. También se generan pérdidas en los flujos de energía. Estas pérdidas son en forma de calor y acaban convertidas en energía térmica.

Para aumentar el rendimiento global de la transformación se puede considerar el aprovechamiento de los flujos de calor correspondientes a las pérdidas. Este concepto se llama *cogeneración*. Dado que habitualmente la energía contenida en el flujo de calor generado en las pérdidas es de baja calidad, el rendimiento de la transformación de este flujo en algún otro tipo de flujo o forma de energía útil es bajo. Sin embargo, el rendimiento global aumenta, puesto que se aprovecha una parte de la energía que se perdía.

El esquema de una transformación general introduciendo el concepto de cogeneración se presenta en la figura 1.3.

El calor generado en las pérdidas se aporta al proceso de cogeneración, que es un proceso de transformación de energía a partir de un flujo de calor. De la transformación mediante cogeneración se obtiene energía, en alguna de las formas de acumulación, y calor, que en principio se transforma en energía térmica.

Estos procesos generales, sin embargo, no son necesariamente los que se producen en una máquina, motor, etc. En ciertos casos puede interesar obtener al final del proceso precisamente un flujo, que evidentemente acabará almacenándose en algún acumulador, pero sin que sea objeto de análisis. Este es el caso de las taladradoras autónomas, que transforman la energía química de unas baterías en un flujo eléctrico y éste en un flujo mecánico que se usa para realizar el agujero en la pared. El trabajo mecánico acaba transformándose en calor y éste en energía térmica, pero cuando se analiza la taladradora, estos últimos aspectos ya no interesan, en principio.

También está el caso de la central hidroeléctrica, que genera un flujo eléctrico. Este flujo a continuación será transformado de alguna manera por algún usuario de la red de distribución eléctrica, pero desde el punto de vista de la central, el objetivo es generar un flujo. El flujo eléctrico generado siempre ha de ser igual al consumido a nivel global. Esto comporta la necesidad de ajustar en todo momento la potencia generada en las centrales eléctricas de generación con el consumo total mediante la regulación de la potencia generada por el transformador acumulador-flujo (turbina hidráulica, motor térmico de combustión interna, reactor nuclear si se pudiera, etc.); o bien, mediante una gestión teledistribuida de red de distribución.

También se puede iniciar el proceso a partir de un flujo; es el caso de los electrodomésticos, que transforman el flujo de energía eléctrica en otros tipos de energía, o también se pueden añadir más transformadores de flujo a flujo. Este tipo de esquema permite ser más o menos preciso en la descripción de un proceso en función del tipo de análisis que se requiera en cada caso concreto.

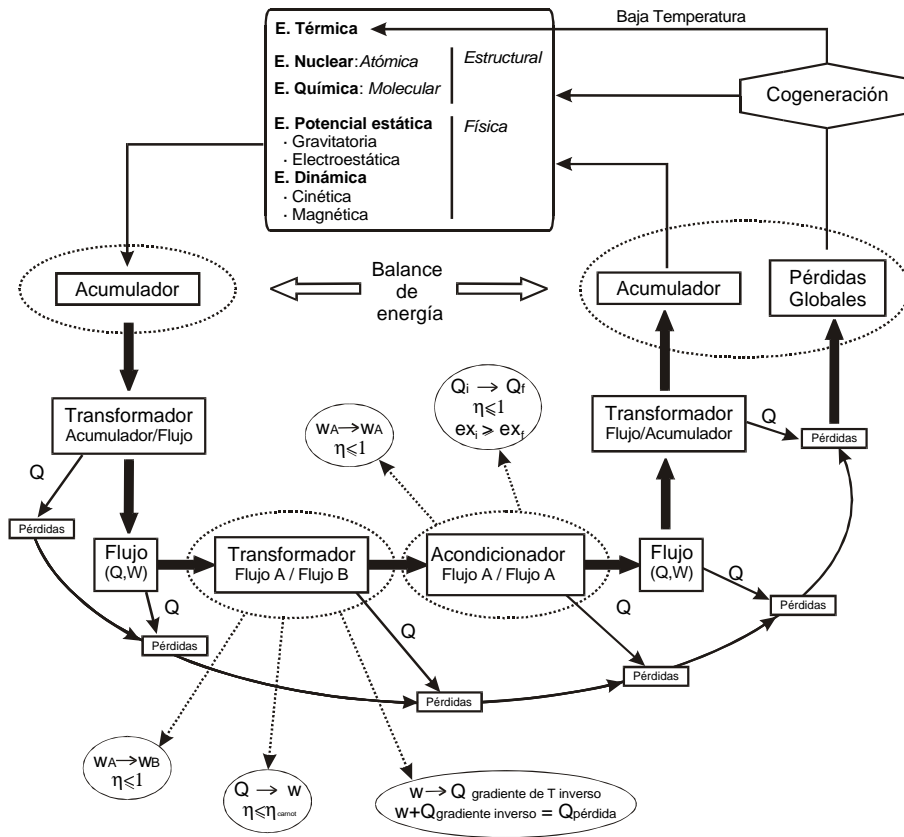


Fig. 1.3 Transformación general de energía de un acumulador a otro acumulador con cogeneración

1.3 Fuentes de energía

Las distintas fuentes de energía de que se dispone son acumuladores que mediante diferentes transformadores son convertidos en flujos u otros acumuladores útiles. Las principales fuentes de energía son la energía solar, la nuclear, la gravitatoria y la geotérmica. De estas fuentes de energía, o de alguna de sus combinaciones, se obtienen otras formas de energía, como la energía eólica y la hidráulica.

1.3.1 Energía solar

El Sol es un acumulador de energía nuclear. En su interior se producen reacciones fusión que generan calor. Este calor eleva la temperatura del Sol, con lo que se obtiene energía térmica. Debido a la diferencia de temperatura entre el Sol y la Tierra, se genera un flujo de calor por radiación. Este calor contribuye decisivamente a la fosilización, a partir de la cual se obtienen combustibles fósiles, que son acumuladores de energía química.

El calor de radiación también se transforma en energía térmica al calentar la Tierra. Esta energía térmica genera cambios de presión en la atmósfera, generando la energía eólica, que se considera un acumulador dinámico, de energía cinética.

Es a partir de esta energía térmica, producto de la radiación solar, que se generan movimientos de agua que acaban representando energía hidráulica.

La formación de biomasa también requiere la radiación solar.

Y por supuesto, existen las transformaciones de la insolación directa en energía térmica o eléctrica. La transformación en energía térmica tiene una gran aplicación en la generación de agua caliente en casas. La transformación en energía eléctrica se realiza mediante placas fotovoltaicas, que presentan unos rendimientos alrededor del 15%, algunas incluso superan el 20%. La consideración del rendimiento, en este caso, está asociada a la gran superficie necesaria para captación y posterior transformación y sus costes de inversión e impacto visual asociado a este tipo de instalaciones.

La insolación media en la Península Ibérica es de 0'7 kW/m². Con un consumo medio de 4 kW por vivienda, resultan necesarios 26'6 kW de energía radiante y 38 m² para su captación.

El esquema de las transformaciones que sufre la energía solar desde su estado inicial en forma de energía nuclear hasta las transformaciones en energía y flujos útiles se plantea en la figura 1.4.

1.3.2 Energía nuclear

La energía nuclear se puede transformar en calor mediante los procesos de fusión o fisión. Las centrales nucleares actualmente realizan el proceso de fisión, pero desde 1955 se está investigando para poder realizar también la fusión de forma controlada.

El calor obtenido en estas reacciones se transforma en un flujo eléctrico mediante motores exotérmicos. Primero es necesario transferir este calor generado al fluido de trabajo de los motores exotérmicos (por ejemplo, turbinas de vapor) mediante un intercambiador de calor (acondicionador). Las turbinas transforman el calor en trabajo mecánico y unos alternadores transforman éste en trabajo eléctrico.

Se calcula que las reservas mundiales son de 6-7 Mill Ton. de U²³⁸, el principal combustible nuclear.

Otra forma derivada de utilizar la energía nuclear o atómica es mediante las radiaciones gamma, usada para esterilizar, para tratamientos oncológicos y también como pilas para alimentar, a través de células peltier (transformador de flujo Q a trabajo eléctrico), los radiofaros y radiobalizas marítimas.

1.3.3 Interacción gravitatoria

La energía gravitatoria debida a la interacción entre la Tierra y la Luna, principalmente, provoca movimientos de los océanos que representan las mareas. Este movimiento de las mareas se puede aprovechar mediante transformadores de trabajo del agua en trabajo mecánico en eje, que a su vez puede ser transformado, mediante alternadores, en un flujo eléctrico. Estas instalaciones se llaman maremotrices.

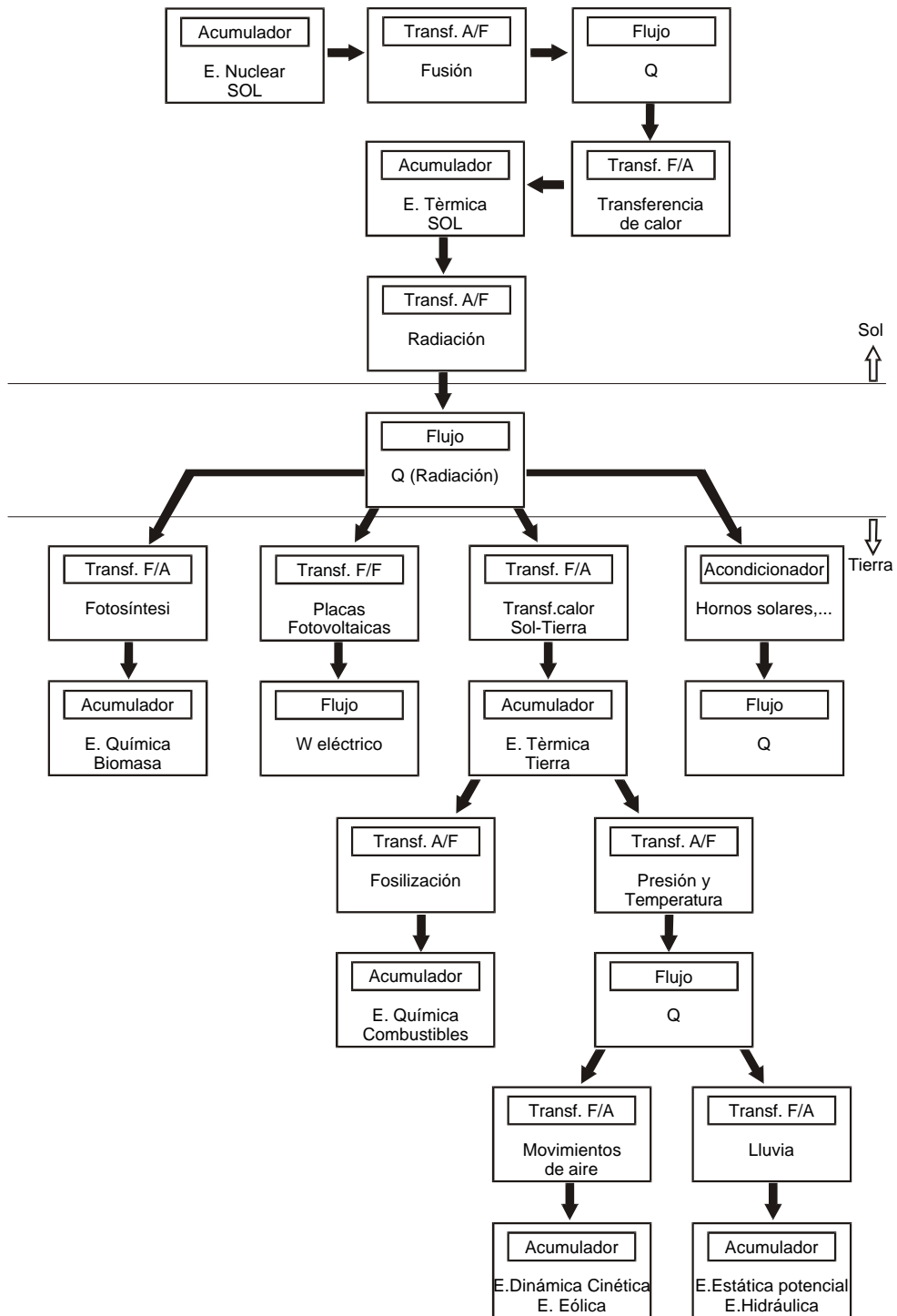


Fig. 1.4 Esquema de la transformación de la energía solar

1.3.4 Energía geotérmica

El interior de la Tierra presenta zonas de elevada temperatura. Esta temperatura se transmite hacia la superficie especialmente a través de fluidos. Esta energía térmica es otra fuente de energía que no debe confundirse con la energía térmica que acumula la Tierra a partir de la radiación solar.

Esta energía se utiliza en muchos países, aunque Islandia es un referente en la utilización de esta energía. Las principales reservas de esta energía se encuentran a 6000 metros de profundidad de la corteza terrestre, aunque a 3000 metros ya se puede obtener una cantidad de energía importante.

1.4 Transformadores de acumulador a flujo de energía (A/F)

Estos transformadores permiten obtener un flujo de trabajo o calor a partir de la energía almacenada en un acumulador. Los principales tipos de transformadores de acumulador a flujo de energía son los siguientes:

- energía térmica a calor
- energía química a calor
- energía nuclear a calor
- energía química a trabajo eléctrico
- energía dinámica mecánica a trabajo mecánico

Estas posibles transformaciones se esquematizan en la figura 1.5.

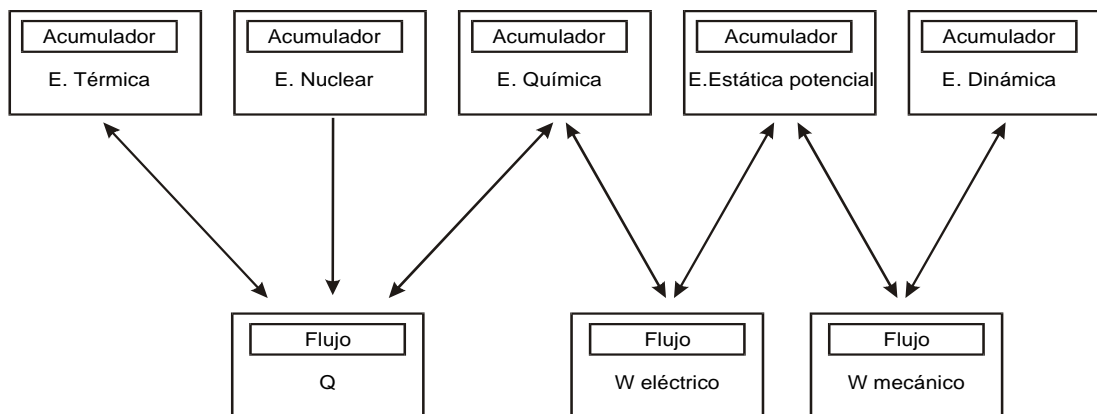


Fig. 1.5 Transformaciones de acumulador de energía a flujo de energía y de flujo a acumulador

1.4.1 Transformación de energía térmica a calor

Este transformador es lo que habitualmente se denomina como *transferencia de calor*. Al poner dos cuerpos o sustancias en contacto, si uno de ellos se encuentra a una temperatura superior a la del otro, el primero cede energía interna al segundo, de manera que las temperaturas tienden a igualarse. Este es

el concepto básico con que opera la transferencia de calor. La forma de generar el flujo de calor es mediante uno de los tres procesos siguientes:

- Conducción
- Convección
- Radiación

En los tres procesos, cuanto mayor sea el salto térmico entre los dos focos de temperatura, mayor será el flujo de calor entre ellos. Sin embargo, el proceso de conducción es el más rápido a igualdad de salto térmico. Luego se encuentra la convección y muy por detrás la radiación. Es decir, para suministrar un flujo de calor en forma de radiación de la misma potencia que con convección, es necesario un salto térmico de orden de magnitud superior.

a) Conducción

La conducción es el proceso de transferencia de calor a través de un cuerpo o sustancia. Este proceso se produce a nivel microscópico, mediante fenómenos como el flujo de electrones libres en los metales, colisiones de las moléculas de gas y vibración de la red en los cristales. Sin embargo, se acostumbra a estudiar a nivel macroscópico. La ley que define principalmente el proceso de conducción es la ley de Fourier (Ec. 1.3), donde \dot{Q} es el flujo de calor, A el área perpendicular al flujo, dT/dx la variación de temperatura en cada diferencial de recorrido y k la conductividad térmica del material. Este último parámetro es el que caracteriza el nivel de aislamiento térmico de los materiales.

$$\dot{Q} = -kA \frac{dT}{dx} \quad (1.3)$$

En la tabla 1.3 se recogen las conductividades térmicas de algunos materiales, a temperatura ambiente.

Tabla 1.3 Conductividad térmica de algunos materiales a temperatura ambiente

Material	k (W/mK)	Material	k (W/mK)
Plata	407	Ladrillo	0.147
Cobre	386	Aceite SAE 50	0.145
Aluminio	204	Helio	0.143
Bronce	111	Hidrógeno (H ₂)	0.138
Latón	109	Madera	0.126
Acero dulce	64	PVC	0.092
Plomo	35	Corcho	0.043
Acero inoxidable	15	Fibra de vidrio	0.038
Mercurio	8.4	Poliestireno	0.028
Ladrillo refractario	1.05	Aire	0.024
Vidrio	0.84	Oxígeno (O ₂)	0.023
Agua	0.611	Argón	0.016
Neopreno	0.19		

Integrando la expresión 1.3 se obtiene la expresión 1.4, donde L es la longitud que separa los dos focos de temperatura y ΔT el salto térmico entre los dos focos.

$$\dot{Q} = -kA \frac{\Delta T}{L} \quad (1.4)$$

b) Convección

La convección es el término usado para definir la transferencia de calor de una superficie a un fluido en movimiento. La velocidad de transferencia de calor es aproximadamente proporcional al salto térmico entre la superficie y el fluido (Ec. 1.5). Cada fluido dispone de una constante de proporcionalidad, que es función del tipo de régimen del fluido, llamada *coeficiente de transferencia de calor por convección*, h_c [W/m^2].

$$\dot{Q} = h_c \cdot A \cdot \Delta T \quad (1.5)$$

Un caso habitual es el cálculo de transformación de calor de un fluido que circula por el interior de una tubería. En este caso, el coeficiente de transferencia de calor por convección, h_c , se calcula según la expresión 1.6 para régimen laminar ($Re_D \approx 2300$), donde k es la conductividad térmica del fluido y D el diámetro de la tubería. Se debe notar que h_c es inversamente proporcional al diámetro de la tubería y no depende de la velocidad del fluido.

$$h_c = 3.66 \frac{k}{D} \quad (1.6)$$

Esto cambia al calcular h_c en un fluido en régimen turbulento ($Re_D \approx 10000$), donde V es la velocidad del fluido, D el diámetro de la tubería, ν la viscosidad cinemática, ρ la densidad y C_p el calor específico.

$$h_c = 0.023 \frac{V^{0.8} \cdot k^{0.6} \cdot (\rho \cdot C_p)^{0.4}}{D^{0.2} \cdot \nu^{0.4}} \quad (1.7)$$

Esta expresión, obtenida experimentalmente, sí depende de la velocidad del fluido.

En la tabla 1.4 se presentan los coeficientes de transmisión de calor de algunos fluidos. Cada uno tiene un margen amplio, función de los parámetros geométricos, el régimen, la temperatura de fluido, etc., de cada caso.

Tabla 1.4 Coeficiente de transferencia de algunos fluidos

Fluido	Tipo de convección	h_c ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$)
Aire	libre	3-25
Agua	libre	15-100
Aire	forzada	10-200
Agua	forzada	50-10.000
Sodio líquido	forzada	10.000-100.000
Condensación de vapor	-	5.000-50.000
Ebullición agua	-	3.000-100.000

De esta tabla se deduce que si la convección es forzada, el flujo de calor transferido será muy superior respecto a la convección libre.

c) Radiación

Cualquier materia y todo el espacio contiene radiación electromagnética. Esta radiación puede excitar térmicamente otra materia, sin estar en contacto, por lo que es otro proceso de transferencia de calor. La energía por unidad de superficie y tiempo que emite un cuerpo (1.8) es función de su temperatura según la ley de Stefan-Boltzmann, donde T es la T^{a} absoluta [K] y σ es la constante de Stefan-Boltzmann ($\cong 5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^4$).

$$J = \sigma T^4 \quad (1.8)$$

El flujo de calor por radiación entre un cuerpo real (gris) y el espacio cerrado negro que lo confina será (1.9), donde e_1 es la emitancia del cuerpo 1, A_1 su área radiante, T_1 su temperatura y T_2 la temperatura del cuerpo negro.

$$\dot{Q} = e_1 A_1 (\sigma T_1^4 - \sigma T_2^4) \quad (1.9)$$

En la tabla 1.5 se muestra el valor orientativo de emitancia de algunos materiales.

Tabla 1.5 Emitancia de algunas superficies

Superficie	ε emitancia
Aleación de aluminio	0.035
Aluminio anonizado negro	0.8
Chapa de cromo	0.16
Acero inoxidable	0.30
Asfalto	0.88
Tierra	0.94

1.4.2 Transformación de energía química en calor

En este apartado, los conceptos básicos de los principios de conservación de la masa y conservación de la energía se aplicarán a los sistemas en los cuales ocurre un cambio en la composición química.

Aunque en una reacción química pueden estar presentes reactivos de muchos tipos diferentes, el proceso se centra en la reacción de combustión. En general, una reacción de combustión es aquella que incluye un combustible y un oxidante, y liberación de energía en forma de calor y luz. El oxidante normalmente será el oxígeno del aire y el dióxido de carbono y el agua los productos primarios de la combustión.

Una de las consideraciones básicas en el análisis de los procesos de combustión es la reacción teórica o estequiométrica para un combustible dado. Por definición, ocurre una reacción teórica o estequiométrica cuando la reacción es completa (combustión en la cual se requiere una presencia del oxígeno suficiente para que todo el carbono y el hidrógeno del combustible se conviertan en CO_2 y H_2O) y en los productos de la combustión no hay oxígeno excedente.

Para el análisis de energía en flujo estable para mezclas reactivas, se parte de la ecuación de conservación de la energía (1ª ley de la termodinámica) para un sistema simple y compresible (Ec. 1.10). El calor (Q) suministrado (positivo) al sistema más el trabajo (W) extraído (negativo) de él representa la variación de energía interna del sistema.

$$Q + W_{\text{eje}} = \Delta H + \Delta EC + \Delta EP \quad (1.10)$$

Para un sistema químicamente reactivo, el término ΔH de esta última expresión se puede escribir como la ecuación 1.11, donde h_i es la entalpía molar de cualquier producto o reactivo a la temperatura y presión de la reacción, N_i es el número de moles de cualquier producto reactivo.

$$\Delta H = H_{\text{prod}} - H_{\text{reac}} = \sum_i (N_i h_i)_{\text{prod}} - \sum_j (N_j h_j)_{\text{reac}} \quad (1.11)$$

Debido a los problemas que se dan para la evaluación de h_i , se introduce el concepto de entalpía de formación Δh_f de una sustancia pura y su entalpía sensible asociada a su temperatura. Dicha entalpía de formación se define como el cambio de entalpía que ocurre cuando un compuesto químico se forma isotérmicamente a partir de sus elementos estables a presión constante y $T=0^\circ\text{C}$, considerando que la entalpía de los elementos es nula. La entalpía de formación puede encontrarse en tablas para cientos de sustancias referenciadas a $T=298\text{-K}$.

Utilizando esta entalpía de formación, se tiene que el balance de energía en estado y flujo estables o estacionarios para procesos que incluyen reacciones químicas se convierte en

$$Q + W_{\text{eje}} = \sum_{\text{prod}} N_i (\Delta h_{f,298}^0 + \Delta h)_i - \sum_{\text{reac}} N_j (\Delta h_{f,298}^0 + \Delta h)_j \quad (1.12)$$

En la expresión anterior se han despreciado los cambios de las energías cinética y potencial. En muchos procesos de combustión no existe trabajo mecánico para el volumen de control elegido. Además, el efecto de la presión sobre la entalpía a menudo se puede ignorar. Con estas restricciones, el balance de energía se reduce a la ecuación 1.13, donde

$$\begin{aligned} (h_T - h_{298}) &= \int_{298}^T C_p(T) dT \\ Q &= \sum_{\text{prod}} N_i (\Delta h_{f,298}^0 + (h_T - h_{298}))_i - \sum_{\text{reac}} N_j (\Delta h_{f,298}^0 + (h_T - h_{298}))_j \end{aligned} \quad (1.13)$$

Las reacciones químicas que liberan energía reciben el nombre de *exotérmicas*, siendo las utilizadas en los fines de transformación energética en las que se requiere de un estado térmico intermedio generado artificialmente mediante una reacción de este tipo.

En ausencia de efectos de trabajo por parte de los productos de la combustión y de cualquier cambio apreciable de la energía cinética de la corriente de flujo, la energía liberada por una reacción química en un reactor de flujo estacionario aparece de dos formas: pérdida de calor hacia los alrededores y aumento

de la temperatura de los productos. Cuanto menor sea la pérdida de calor, mayor será la elevación de la temperatura de los productos y mayor su entalpía sensible. En el límite de operación adiabática del reactor ocurrirá el máximo ascenso de temperatura. En muchas ocasiones es necesario conocer la temperatura máxima que pueden alcanzar los productos. Esta temperatura máxima se conoce como temperatura de llama adiabática o de combustión adiabática de la mezcla reactiva, considerando la hipótesis de que no se forman productos intermedios que actúan como sumideros de energía enfriando los productos. Bajo esta hipótesis se puede considerar que todo el PCI del combustible representa $DH_{\text{productos}}$. Sustrayendo la $DH_{\text{formación}}$, podría deducirse la temperatura que alcanzarían los productos.

La segunda ley de la termodinámica es fundamental en el estudio de las reacciones químicas para conocer el equilibrio de dichas reacciones.

Al desarrollarse una reacción de los reactivos a los productos, puede darse una interacción térmica entre el sistema y su entorno. Apoyándonos en la expresión

$$dS_{\text{sist}} + dS_{\text{ent}} \geq 0 \quad (1.14)$$

si la temperatura del entorno tiene un valor fijo T_{ent} , entonces

$$dS_{\text{reaccion}} + \frac{dQ_{\text{ent}}}{T_{\text{ent}}} \geq 0 \quad (1.15)$$

donde $dQ_{\text{ent}} = -dQ_{\text{sist}}$. Mientras la suma de los términos de la izquierda sea mayor que cero, la reacción continuará ocurriendo. En el caso de reacciones adiabáticas, la segunda ley requiere que

$$dS_{\text{reaccion,adiab}} \geq 0 \quad (1.16)$$

Para aplicar las ecuaciones 1.14 y 1.15 se requiere evaluar el cambio de entropía de la reacción química misma. Para una reacción química el cambio de entropía está dado por la ecuación 1.17, siendo i los productos y j los reactivos.

$$\Delta S = \sum_i (N_i s_i)_{\text{prod}} - \sum_j (N_j s_j)_{\text{reac}} \quad (1.17)$$

Al igual que para el cálculo de la entalpía, tenemos el problema del estado de referencia para las sustancias puras. En este caso, sin embargo, tenemos un enfoque más sencillo para establecer los valores de la entropía para sustancias puras: la tercera ley de la termodinámica

La tercera ley de la termodinámica establece que la entropía de una sustancia cristalina puede tomarse como cero en el cero absoluto de la temperatura termodinámica, o sea, a 0°K

En los procesos de estado y flujo estacionario, el trabajo óptimo asociado con una reacción química está dado por el cambio de disponibilidad de la corriente para los estados extremos especificados y el estado de los alrededores. En ausencia de cambios significativos de las energías cinética y potencial

$$W_{\text{opt,eje}} = \mathbf{y}_f - \mathbf{y}_i = (H_f - H_i) - T_0 (S_f - S_i) \quad (1.18)$$

donde i y f representan los estados inicial y final, respectivamente. Y si tenemos una mezcla de gases ideales, la expresión resultante es la siguiente:

$$\begin{aligned}
 W_{opt,eje} &= \sum_{prod} N_i (h_i - T_0 s_i) - \sum_{react} N_j (h_j - T_0 s_j) = \\
 &= \sum_{prod} N_i \left[(\Delta h_{f,298}^0 + h_T - h_{298})_i - T_0 (s_{i,T}^0 - R \ln p_i) \right] \\
 &- \sum_{react} N_j \left[(\Delta h_{f,298}^0 + h_T - h_{298})_j - T_0 (s_{j,T}^0 - R \ln p_j) \right]
 \end{aligned} \tag{1.19}$$

1.5 Transformadores de flujo

Estos transformadores transforman un tipo de flujo en otro tipo. Es decir, reciben una entrada de trabajo o calor y entregan otro tipo de trabajo o calor.

Las principales transformaciones de flujo son las siguientes:

- de trabajo eléctrico a trabajo mecánico por máquina rotativa
- de trabajo eléctrico a trabajo mecánico por piezoelectricidad
- de radiación a calor
- de radiación a trabajo eléctrico
- de calor a trabajo eléctrico
- de calor a trabajo mecánico

En la figura 1.6 se presenta un esquema de posibles transformaciones de flujo.

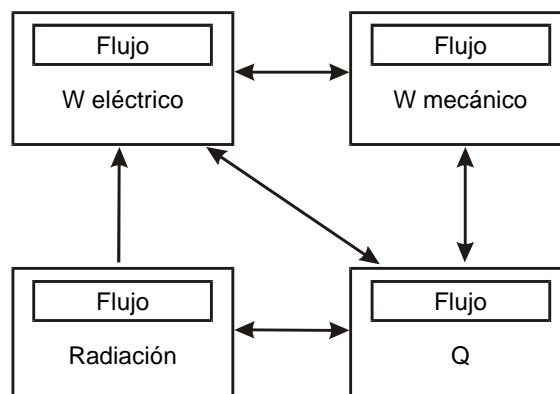


Fig. 1.6 Esquema de posibles transformaciones de flujo de energía a flujo de energía

1.5.1 Transformación de calor en trabajo mecánico

La transformación de calor en trabajo mecánico o de trabajo mecánico en calor se realiza mediante un ciclo termodinámico. Para realizar esta transformación se utilizan las máquinas térmicas.

Una máquina térmica es un sistema cerrado que opera cíclicamente y produce un trabajo mecánico útil a partir de un flujo de calor o viceversa. Este flujo de calor viene generado por un desnivel térmico, natural o artificial. Tenemos fundamentalmente que si:

- $Q \rightarrow W$ = Máquina térmica directa o motora
- $W \rightarrow Q$ = Máquina térmica inversa (frigorífica y/o calefactora “bomba de calor”)

a) Transformación directa

Las máquinas térmicas directas o motores térmicos se pueden representar en forma general mediante el diagrama de bloques de la figura 1.7.

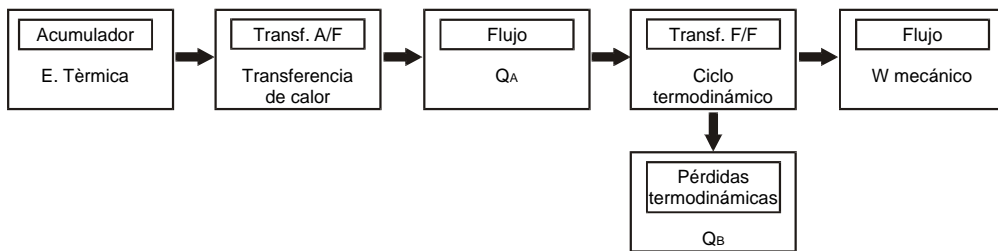


Fig. 1.7 Esquema de una máquina térmica motora, sin incluir las pérdidas tecnológicas asociadas

Para cualquier máquina térmica motora con una entrada de calor Q_A desde una fuente de temperatura alta y una expulsión de calor Q_B hacia una fuente de calor a temperatura baja, el principio de conservación de la energía es:

$$Q_A + Q_B + W_{neto} = 0 \quad (1.20)$$

o, en cantidades absolutas,

$$|Q_A| - |Q_B| = |W_{neto}| \quad (1.21)$$

La eficiencia térmica será

$$h_t = \frac{|W_{neto}|}{|Q_{entrada}|} \quad (1.22)$$

Mediante la segunda ley de la termodinámica se puede demostrar que es imposible tener una máquina térmica con una eficiencia del 100%, o sea, es imposible construir una máquina térmica cuyo único efecto sea el intercambio de calor con una sola fuente inicialmente en equilibrio y la producción de trabajo neto.

Estos transformadores se encuentran limitados a nivel teórico. El límite máximo de su rendimiento corresponde al rendimiento de Carnot. Sin embargo, cada ciclo termodinámico tiene su propio rendimiento teórico máximo, inferior al de Carnot.

$$Q \rightarrow W \quad \eta \leq \eta_{\text{carnot}} \quad (1.23)$$

Existen procesos de transformación de calor en trabajo con $h=1$. Sin embargo, no utilizan un ciclo termodinámico, con lo que no puede ser un proceso sostenido, sino que sólo podrá realizarse una vez. Los sistemas que transforman trabajo en calor con gradiente de temperatura directo no son sino transformadores de los que precisamente se desean las pérdidas en forma de calor.

b) Transformación inversa

Debido a la reversibilidad total de la máquina térmica de Carnot, ésta puede operar en sentido inverso. Como consecuencia, la máquina funciona como un refrigerador o como una bomba térmica. En el caso de un refrigerador el calor, se absorbe (extrae) en este caso de una fuente de calor a temperatura baja, y se expulsa calor hacia un sumidero a temperatura alta, generándose así un flujo de Q_{inverso} . En la figura 1.8 se ve el esquema de un refrigerador que funciona entre depósitos a las temperaturas T_B y T_A . Es esencial darle trabajo al equipo cíclico desde una fuente externa. Esto es debido a una consecuencia de la segunda ley, conocida como *enunciado de Clausius*. Este enunciado indica que es imposible operar una máquina cíclica de tal manera que el único efecto externo a la máquina sea la transferencia de calor desde un depósito a otro depósito a una temperatura mayor.

La diferencia entre un refrigerador y una bomba de calor es simplemente cuestión de definiciones, ya que la operación es la misma. El objetivo de un refrigerador es mantener una región de dimensiones finitas a una temperatura baja mediante la extracción de calor de dicha región. Una bomba de calor mantiene una región a una temperatura alta determinada suministrándole calor extraído de una fuente a temperatura baja. Debido al trabajo que necesitan un refrigerador o una bomba de calor, de acuerdo con la primera ley, Q_A debe ser mayor que Q_B .

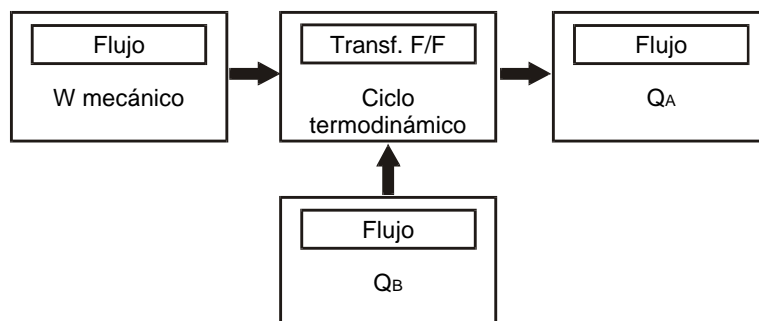


Fig. 1.8 Esquema de un refrigerador (o una bomba de calor) de Carnot

Al analizar los refrigeradores y las bombas térmicas, el parámetro de funcionamiento que es importante es el coeficiente de operación (COP), que queda definido por:

$$COP_{refrig} = \frac{|Q_A|}{W_{neto}} = \frac{Q_{entrada}}{Q_{salida} - Q_{entrada}} \quad (1.24)$$

La finalidad de una bomba de calor es transferir la cantidad máxima de calor a un sumidero a temperatura alta por unidad de trabajo recibido. Por tanto

$$COP_{bomba\ de\ calor} = \frac{|Q_A|}{W_{neto}} = \frac{Q_{salida}}{Q_{salida} - Q_{entrada}} \quad (1.25)$$

Como el refrigerador y la bomba de calor de Carnot son máquinas térmicas de Carnot invertidas, el coeficiente de operación puede expresarse en función de la temperatura.

$$COP_{refrig,\ Carnot} = \frac{T_B}{T_A - T_B} \quad (1.26)$$

$$COP_{bomba\ de\ calor,\ Carnot} = \frac{T_A}{T_A - T_B} \quad (1.27)$$

1.6 El motor térmico. Integración de transformadores A/F y F/F

Existen diferentes tipos de motores térmicos que responden a diferentes transformaciones de energía. De entrada, cabe diferenciar entre los motores endotérmicos y los exotérmicos.

1.6.1 Motores endotérmicos frente a motores exotérmicos

Los motores exotérmicos reciben una aportación de calor externa. Es decir, les llega un flujo de calor que no han generado en su interior. Los motores endotérmicos, en cambio, generan el calor en su interior, en principio a partir de energía química acumulada en un combustible.

Los esquemas de transformación de energía de los dos tipos de motores se presenta en las figuras 1.9 y 1.10.

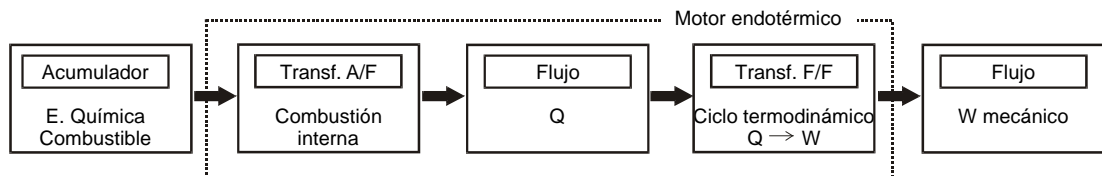


Fig. 1.9 Esquema de la transformación de energía en un motor endotérmico

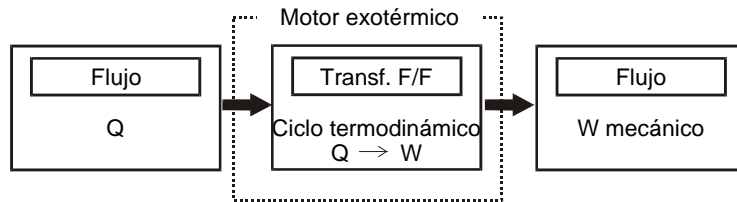


Fig. 1.10 Esquema de la transformación de energía en un motor exotérmico

El motor exotérmico, por lo tanto, sólo dispone, en esencia, del mecanismo necesario para realizar el ciclo termodinámico, mientras que el motor endotérmico además también debe disponer de los dispositivos para generar calor en el interior del mecanismo mediante una reacción de combustión.

De todos modos, la mayoría de motores exotérmicos acostumbran a integrar una caldera que aporta el flujo de calor que necesita el motor a partir de la energía química de un combustible. En todo caso, la diferencia esencial de este motor con un motor endotérmico es que en el primero el fluido motor es único y no interviene en la combustión y en el endotérmico el fluido motor no es único, ya que sufre una alteración química al intervenir en la combustión y, por lo tanto, en la generación de calor.

Los motores transforman la energía química o el calor en trabajo mecánico. Este trabajo mecánico se puede utilizar como propia finalidad, que sería el caso de las máquinas-herramienta, para la tracción o para la generación de electricidad. Este último caso se puede plantear considerando un motor exotérmico, o bien, un motor endotérmico. En cualquiera de los dos tipos de motores se puede detectar una larga cadena de transformaciones para transformar la energía química de un cierto combustible en trabajo eléctrico. En la figura 1.11 se muestra el esquema de las transformaciones para un motor endotérmico.

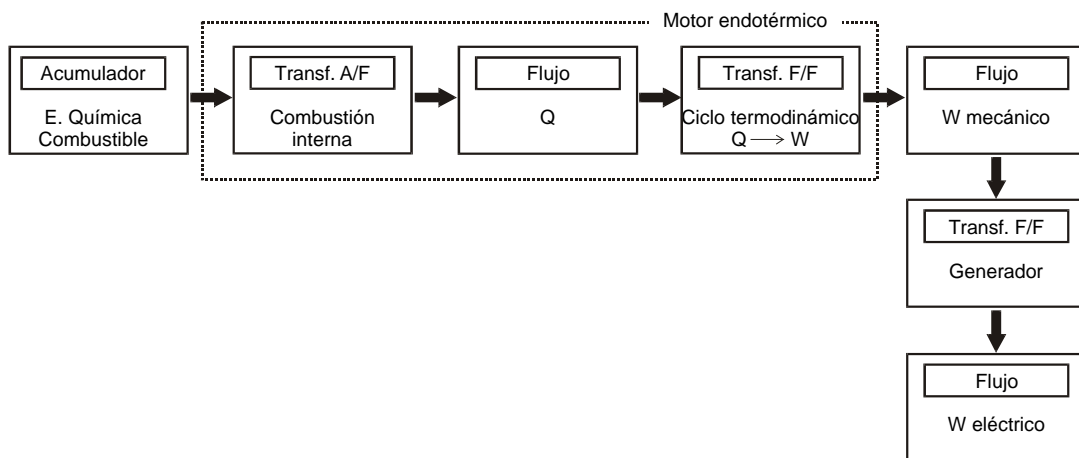


Fig. 1.11 Esquema de la transformación de energía química en trabajo eléctrico mediante motor térmico

En un motor endotérmico se realiza una combustión interna en el propio mecanismo, con lo que se transforma la energía química de un combustible en calor. Mediante un ciclo termodinámico posterior se transforma este calor en trabajo mecánico. A partir de aquí, un generador eléctrico accionado por el motor térmico transformaría este trabajo mecánico en un flujo eléctrico.

Esta transformación de energía química de un combustible en trabajo eléctrico puede ser realizada con mayor eficiencia por una pila de combustible. En una pila de combustible sólo existe, en principio, una transformación (Fig. 1.12).

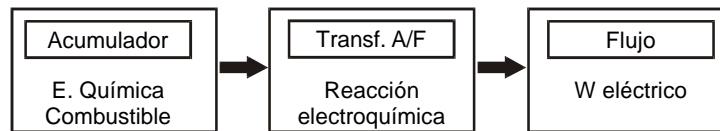


Fig. 1.12 Esquema de la transformación de energía química en trabajo eléctrico mediante una pila de combustible

Además de la generación, las pilas de combustible también se plantean como alternativa al motor térmico en los sistemas de transporte. Dado que es el único sistema que realiza una transformación como la de los motores térmicos, se ha incluido en el presente libro un capítulo referente a las pilas de combustible.

Por otra parte, la integración de las dos tipologías de motor, el exotérmico y el endotérmico, es posible, con lo que se da lugar a procedimientos integrados de generación de trabajo mecánico o eléctrico fundamentalmente y de mayor eficiencia global.

Por ejemplo, es posible incluir un motor exotérmico a continuación de un motor endotérmico para aprovechar el flujo de calor que éste expulsa, correspondiente a las pérdidas termodinámicas. Este concepto se engloba en la cogeneración.

1.6.2 Motor térmicos para generación con cogeneración

El motor térmico como generador se ha comentado en el apartado anterior. Sin embargo, existe un concepto que permite mejorar el rendimiento del proceso, es decir, aprovechar mejor la energía de partida. Es la cogeneración.

En todas las transformaciones se generan unas pérdidas de calor. La cogeneración procura utilizar estas pérdidas en algún proceso paralelo en que sean útiles, dependiendo del proceso que realiza la empresa. En especial puede aprovecharse el flujo calorífico para producir vapor de agua, que será utilizado en una turbina de vapor para la obtención de electricidad, como en el caso del ciclo combinado donde los gases de escape que produce una turbina de gas se aprovechan como fuente de calor para el funcionamiento de dicha turbina. También hay empresas que necesitan generar electricidad y, simultáneamente, vapor de agua. Dado que los gases de escape de un motor se encuentran a cierta temperatura, superior a la de ebullición del agua a presión atmosférica, se pueden aprovechar para intercambiar calor con agua, de manera que se genera vapor de agua.

Esquemas de transformación de energía química en electricidad con cogeneración se muestran en la figuras 1.13 y 1.14.

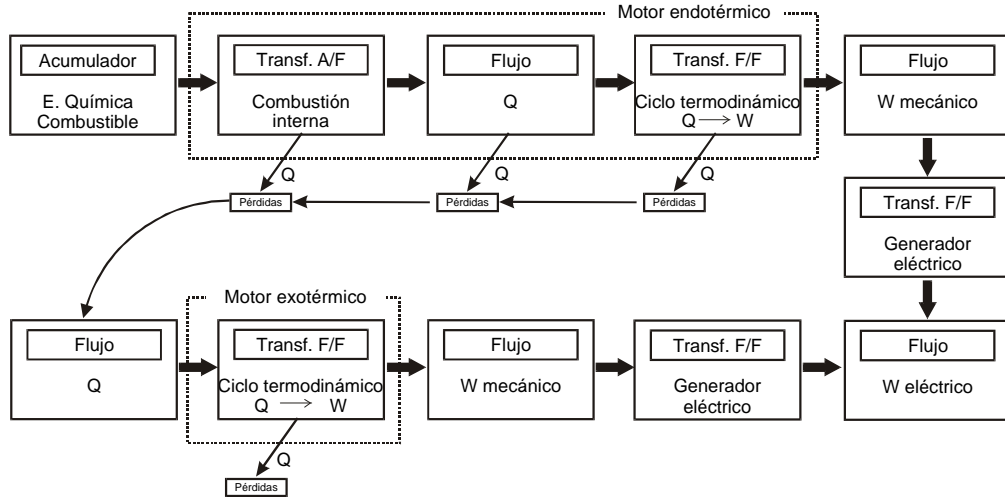


Fig. 1.13 Transformación de energía química en electricidad mediante un motor endotérmico con cogeneración eléctrica

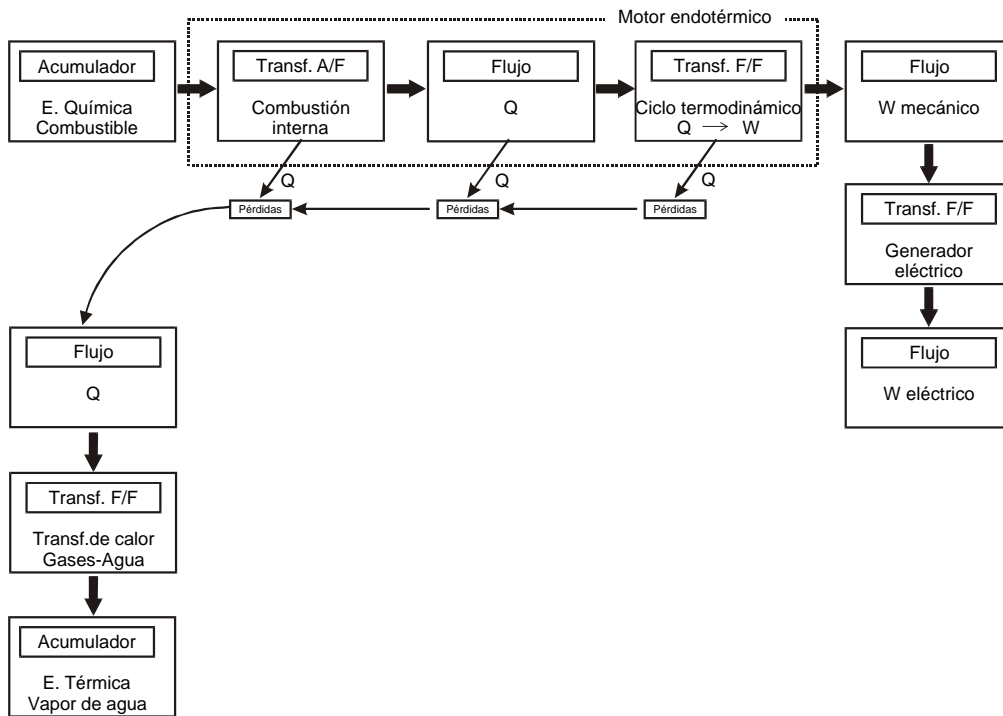


Fig. 1.14 Transformación de energía química en electricidad mediante un motor endotérmico con cogeneración de vapor de agua

En este caso, el motor endotérmico genera, a partir de energía química de un combustible, un trabajo mecánico que un generador transformará en trabajo eléctrico. Pero el calor generado en todas las transformaciones no se pierde, sino que se recoge en un flujo global de calor que se introduce en un motor exotérmico. Si este motor fuera una turbina de vapor, este calor se transferiría primero a un flujo de agua. El motor exotérmico transformará este calor en trabajo mecánico mediante un ciclo termodinámico y este trabajo mecánico se transformará en eléctrico mediante otro generador.

En este otro caso, el motor endotérmico opera de la misma forma, transformando el combustible en un flujo de trabajo mecánico que el generador transforma en eléctrico. Sin embargo, el calor generado se utiliza ahora para calentar agua, de manera que se genera vapor de agua, que puede ser utilizado en el proceso industrial que lo requiera.

En el caso en que el calor utilizado para generar vapor de agua o electricidad mediante una turbina se use para absorber frío de un recinto mediante una máquina de absorción, se llama *trigeneración*.

1.6.3 Motores térmicos para tracción con y sin eje de salida

Los motores térmicos para tracción con eje de salida son los motores que se montan en los vehículos como los coches. El trabajo mecánico en el eje se transmite a las ruedas y éstas lo transforman en energía cinética del vehículo.

Los motores térmicos para tracción sin eje de salida son las turbinas de gas de los aviones y los cohetes, por ejemplo. En este caso, el movimiento se transmite a la nave al mantener constante la cantidad de movimiento total y eyectarse la masa de los productos de la combustión a gran velocidad y en sentido contrario al desplazamiento de la nave.

El esquema de la transformación en ambos casos se muestra en las figuras 1.15 y 1.16.

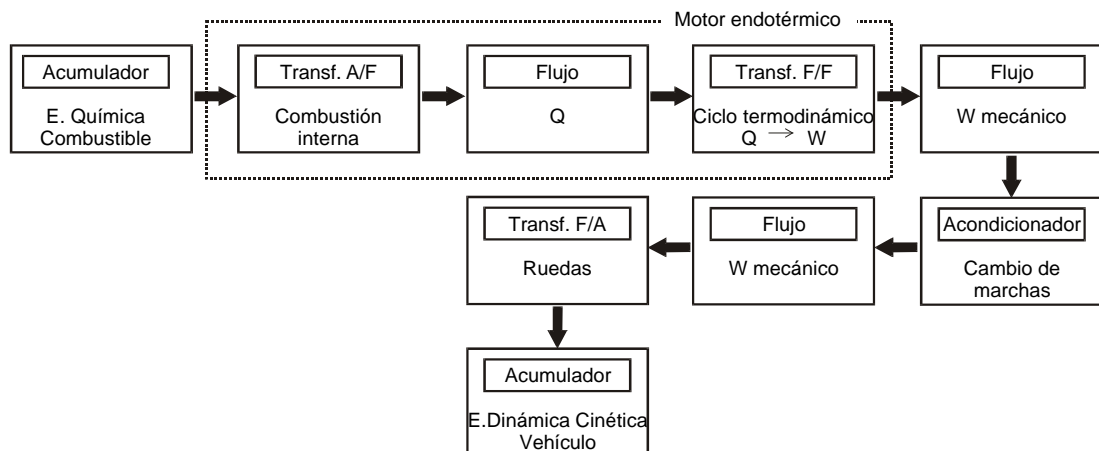


Fig. 1.15 Transformación de energía química en energía cinética (dinámica) para tracción mediante un motor endotérmico con eje de salida

El motor endotérmico transforma la energía química de un combustible en trabajo mecánico mediante una combustión y un ciclo termodinámico. A continuación, acondiciona este trabajo mecánico mediante un cambio de marchas. Este trabajo mecánico, representado por un eje girando a un determinado régimen de vueltas, se transfiere al vehículo a través del conjunto ruedas-carretera, de manera que el vehículo gana energía cinética. Esta energía, de todas maneras, la pierde con facilidad debido a problemas de rozamientos entre componentes del propio vehículo, aerodinámicos, de rodadura, etc. Esto significa que un vehículo no es un buen acumulador de energía cinética.

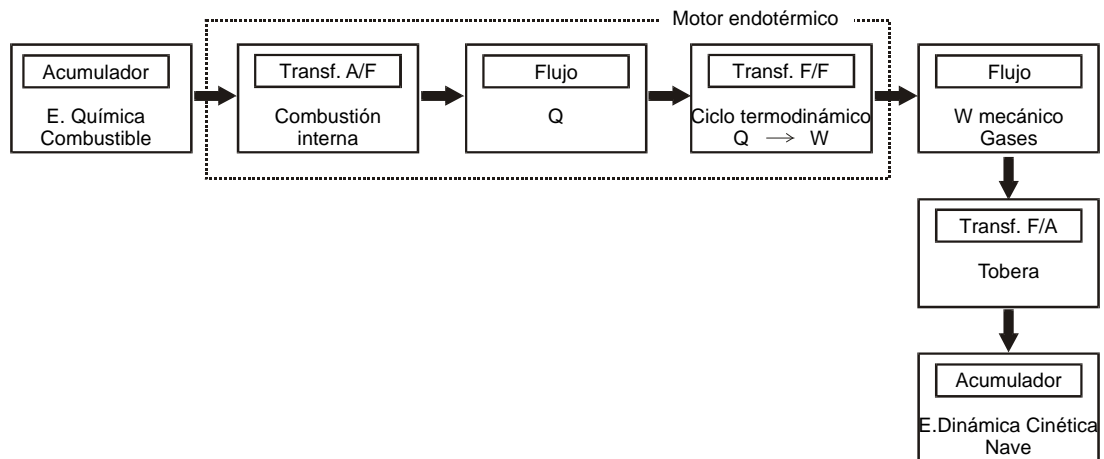


Fig. 1.16 Transformación de energía química en energía cinética (Dinámica) para tracción mediante un motor endotérmico (p.ej. turbina de gas) sin eje de salida

En este caso, el trabajo mecánico que se obtiene del motor térmico no es en un eje, sino en forma de gases de escape con velocidad. Estos gases, adecuadamente transformados por una tobera, aportan energía dinámica cinética a la nave para conservar la cantidad de movimiento del conjunto.

El proceso global es similar, aunque el tipo de transformadores distinto. El motor térmico será un mecanismo distinto, el flujo de trabajo mecánico en un caso será sobre eje y en el otro caso serán gases de escape con velocidad y presión, y en un caso este trabajo mecánico se transformará en energía dinámica cinética mediante ruedas y en el otro caso mediante una tobera.

2 Ciclos termodinámicos

2.1 Introducción

Los motores térmicos transforman un flujo de calor en trabajo mediante una serie de procesos termodinámicos que realizan de forma continuada sobre un fluido motor. En conjunto estos procesos forman un ciclo termodinámico. Un ciclo termodinámico es una evolución cíclica de procesos termodinámicos que evolucionan dentro de un intervalo de temperaturas.

El ciclo termodinámico de rendimiento máximo es el ciclo de Carnot, cuyo rendimiento únicamente depende de la temperatura máxima y mínima que asume el fluido motor. Este ciclo, de difícil implementación tecnológica, es considerado como el ciclo de referencia para la transformación máxima del flujo de calor en trabajo, definiéndose a partir de él el concepto de exergía, determinando el límite máximo de rendimiento que se puede alcanzar mediante un ciclo termodinámico.

El funcionamiento de los motores térmicos está caracterizado por la temperatura máxima y mínima entre las que opera el fluido motor, así como la rapidez con la que es capaz de realizar el ciclo, cuestión que definirá su potencia.

La concepción y tipología del mecanismo y arquitectura del motor limita tecnológicamente este salto térmico, así como el tiempo en que realiza el ciclo termodinámico. De este modo, se distinguen dos concepciones principales de motor: el motor volumétrico y pulsante y el motor de flujo continuo.

Los motores volumétricos, como los motores alternativos, encierran el fluido de trabajo en un recinto cerrado en el que se variará el volumen y se realizará el ciclo termodinámico. En consecuencia, el ciclo termodinámico puede analizarse visualizando temporalmente los procesos de aportación y extracción de calor que se realizan en el volumen variable y por los cuales se realiza un trabajo en el eje de salida del motor.

En los motores de flujo continuo, como las turbinas de gas, el fluido avanza en el interior del motor, de modo que todas las evoluciones del ciclo se realizan simultáneamente en las diferentes partes del motor. El ciclo termodinámico se visualiza analizando espacialmente el fluido motor en un mismo instante.

En el primer tipo de motores, la aportación de calor y la temperatura máxima del ciclo únicamente es observada por el mecanismo en un corto intervalo de tiempo para cada ciclo que se realiza, mientras que en los motores de flujo continuo una de las secciones del motor está sometida permanentemente a dicha temperatura máxima.

Debido a que las temperaturas máximas de trabajo de los elementos metálicos de los mecanismos que componen el motor están acotadas en promedio a lo largo del tiempo, el rendimiento de los motores volumétricos tenderá a ser mayor que el de los motores de flujo continuo. En contrapartida, el tiempo necesario para la realización de un ciclo en un motor volumétrico es mucho mayor que en una máquina de flujo continuo, por lo que su potencia específica será mucho menor.

Otro aspecto tecnológico muy importante es el proceso empleado para aportar el calor al ciclo, distinguiéndose los motores exotérmicos de los endotérmicos. En los motores exotérmicos el calor que requiere el ciclo termodinámico es aportado al fluido de trabajo en un dispositivo externo. El fluido motor siempre es el mismo y no cambia de composición.

Por el contrario, en los motores endotérmicos el calor es aportado al fluido de trabajo, haciéndolo intervenir como comburente en un proceso de combustión que se desarrolla en el interior del mecanismo. Será necesario sustituir el fluido motor después de cada ciclo de trabajo, puesto que, debido al cambio de composición química sufrido en el proceso de combustión, el fluido resultante no es reutilizable después de haber transferido su energía al mecanismo.

Este último aspecto significa que los motores endotérmicos no realizan un ciclo termodinámico estricto, ya que al fluido motor no se le realiza la extracción de calor correspondiente al ciclo, sino que se renueva con nuevo comburente procedente del exterior.

La tipología de aportación de calor al ciclo no comporta diferencias en los procesos termodinámicos; sin embargo, las diferencias tecnológicas son determinantes. Los motores endotérmicos sólo pueden trabajar con combustible de una cierta calidad, dado que el proceso de combustión debe realizarse, a enorme rapidez, en el interior del mecanismo. En cambio, los motores exotérmicos aportan el calor al ciclo mediante una transferencia de calor, con lo que pueden aprovechar combustibles de inferior calidad, como puede ser la biomasa o gases de escape de otros motores, o incluso fuentes de calor alternativas, como la energía solar o la fisión nuclear.

Esta aportación de calor al ciclo será mucho más compleja que la anterior, ya que, de modo general, el calor residente en un determinado fluido externo deberá transferirse, por convección al material que encierra el fluido de trabajo, por conducción a la cara interior de éste y, de nuevo por convección, al fluido de trabajo.

Los procesos de convección son lentos, por lo que la velocidad con que estos motores pueden absorber calor a través de una determinada superficie es limitada. Esto implica una potencia específica reducida, ya que son motores que no podrán realizar excesivos ciclos por unidad de tiempo y deberán disponer de amplias superficies de transferencia. Y de modo implícito presentan un gradiente de temperatura entre el foco externo y el fluido de trabajo, lo que comportará una reducción de la temperatura máxima del ciclo y, en consecuencia, de su rendimiento.

El estudio de los motores térmicos se inicia, independientemente de los aspectos citados, mediante los llamados *ciclos de referencia*, que son ciclos simplificados con expresiones de cálculo sencillas y que permiten una aproximación rápida a los procesos termodinámicos que se suceden en el interior de un motor térmico.

De este modo, pueden establecerse criterios muy generales de diseño o análisis, aunque el actual desarrollo de las herramientas informáticas permite realizar cálculos cada vez más complejos, que permiten

interrelacionar en mayor medida la aproximación de los procesos termodinámicos de un determinado motor con las peculiaridades tecnológicas de su mecanismo.

En este capítulo se analizan los principales ciclos de referencia utilizados en motores térmicos y se introducen las bases de las modelizaciones numéricas.

2.2 Análisis y caracterización de un ciclo termodinámico de trabajo

Un ciclo termodinámico de trabajo es una sucesión cíclica de procesos termodinámicos que, al ser realizada por el fluido, comporta una aportación y una extracción de calor, con lo que se obtiene un trabajo en el mecanismo.

El análisis de los distintos procesos y la evolución del ciclo pueden realizarse bajo diversas hipótesis simplificativas, la más estricta de las cuales considera el fluido motor como un gas ideal que realiza evoluciones que se ajustan a unos procesos preestablecidos de fácil análisis.

2.2.1 Procesos de evolución

Los procesos que pueden conformar un ciclo termodinámico, es decir, la transformación que sufre el fluido de trabajo entre dos estados, son infinitos. Sin embargo, estas transformaciones se pueden aproximar a ciertos tipos de procesos de fácil cálculo si se supone que los realizan gases ideales.

Los procesos de evolución son:

- a) Proceso a volumen constante
- b) Proceso a presión constante
- c) Proceso a temperatura constante
- d) Proceso adiabático o isoentrópico
- e) Proceso a politrópico

a) Proceso a volumen constante

Al tratarse de gases perfectos, se tiene:

$$\frac{P_1 \cdot V_1}{T_1} = \frac{P_2 \cdot V_2}{T_2} \quad (2.2)$$

y como el proceso se realiza a volumen constante ($V_1 = V_2$), entonces:

$$\frac{P_1}{T_1} = \frac{P_2}{T_2} \quad (2.3)$$

El calor transferido en este proceso se obtiene de la siguiente expresión:

$$Q = n c_v (T_{FINAL} - T_{INICIAL}) \quad (2.4)$$

b) Proceso a presión constante

Partiendo de la ecuación 2.2, como el proceso es a presión constante ($P_1=P_2$), entonces:

$$\frac{V_1}{T_1} = \frac{V_2}{T_2} \quad (2.5)$$

Y el calor de la transformación:

$$Q = n c_p (T_{FINAL} - T_{INICIAL}) \quad (2.6)$$

c) Proceso a temperatura constante

A partir de la ecuación 2.2 y sabiendo que $T_1=T_2$ entonces se llega a

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{V_2}{V_1} \quad (2.7)$$

Y el calor de la transformación:

$$Q = - T_{INICIAL} R \ln (P_{FINAL} / P_{INICIAL}) \quad (2.8)$$

d) Proceso adiabático y isoentrópico

Por definición, un proceso adiabático se produce sin intercambio de calor y por lo tanto se cumple que $dS=0$. Partiendo de la ecuación de la energía y de que $Q=0$, se tiene:

$$U_2 - U_1 + W = 0 \quad (2.9)$$

y por tanto al tratarse de gases ideales:

$$W = U_1 - U_2 = C_v \cdot (T_1 - T_2) \quad (2.10)$$

Otra manera de expresarlo

$$C_v dT + P dV = 0 \quad (2.11)$$

Si se sustituye P por el valor obtenido de la ecuación de los gases perfectos

$$P = \frac{RT}{V} \quad (2.12)$$

se obtiene:

$$C_v dT + \frac{RT}{V} dV = 0 \quad (2.13)$$

integrando y teniendo en cuenta que

$$R = C_p - C_v \quad (2.14)$$

y que

$$K = \frac{C_p}{C_v} \quad (2.15)$$

se obtiene la expresión característica del proceso isoentrópico o adiabático reversible:

$$PV^K = \text{constante} \quad (2.16)$$

Por lo tanto, se puede escribir

$$P_1 \cdot V_1^K = P_2 \cdot V_2^K \quad (2.17)$$

de donde se deduce:

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^K \quad \text{o} \quad \frac{V_2}{V_1} = \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{1}{K}} \quad (2.18)$$

Por otro lado, debido a que se trata de un gas perfecto, se puede utilizar la ecuación 2.2, obteniendo la siguiente expresión:

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{P_2 \cdot V_2}{P_1 \cdot V_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^K \cdot \frac{V_2}{V_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{K-1} \quad (2.19)$$

o bien

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{P_2 \cdot V_2}{P_1 \cdot V_1} = \frac{P_2}{P_1} \cdot \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{1}{K}} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{1 - \frac{1}{K}} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{K-1}{K}} \quad (2.20)$$

Para calcular la temperatura final después de un proceso adiabático, se puede utilizar la siguiente expresión:

$$T_{\text{adiabatica}} = T_{\text{inicial}} \left(\frac{V_{\text{inicial}}}{V_{\text{final}}} \right)^{K-1} \quad (2.21)$$

e) Proceso politrópico

Estos procesos son característicos de los ciclos reales, donde no se producen procesos adiabáticos reversibles. La relación entre la presión y el volumen se puede escribir de la siguiente manera:

$$P \cdot V^n = \text{constante} \quad (2.22)$$

donde n es un valor que depende de los calores específicos del gas y de la relación $\frac{dQ}{dT}$ del proceso politrópico en cuestión.

2.2.2 Diagramas P/V y T/S

Para representar los ciclos termodinámicos se utilizan principalmente dos tipos de diagrama, PV (presión frente a volumen) y TS (temperatura frente a entropía).

En general, el diagrama PV resulta especialmente útil en el tratamiento de ciclos referentes a motores volumétricos, es decir, que confinan una masa de fluido en un volumen y realizan todo el ciclo sin una variación sensible de la masa de fluido.

En cambio, el diagrama TS se usa habitualmente en el tratamiento de ciclos referentes a máquinas de flujo, en que no existe discontinuidad en todo el fluido de trabajo.

Un ciclo térmico es representado en el diagrama P/V mediante una línea cerrada, como se puede ver en la figura 2. Si el fluido sigue el sentido de las agujas del reloj, el fluido realizará trabajo. Si por el contrario el fluido sigue el ciclo en sentido contrario, éste absorberá trabajo. En el diagrama P/V, el área cerrada representa el trabajo cedido o absorbido. En el diagrama T/S, el área cerrada representa la cantidad de calor intercambiada por el fluido; esta área es igual al trabajo neto realizado, que es la diferencia entre el trabajo hecho durante la expansión y el trabajo absorbido en la compresión.

$$\text{TRABAJO neto} = \text{TRABAJO expansión} - \text{TRABAJO compresión}$$

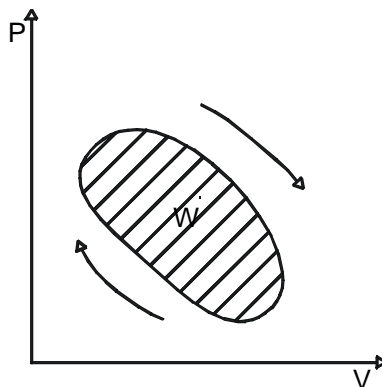


Fig. 2.1 Ciclo térmico representado en un diagrama P/V

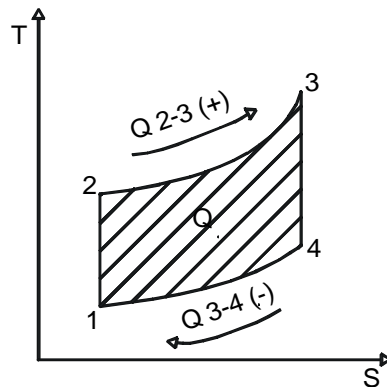


Fig. 2.2 Diagrama T/S de un ciclo termodinámico

Como se puede ver en la figura 2.2, el área que queda por debajo del tramo 4-1 representaría la cantidad de calor expulsada por el fluido, mientras que la que queda por debajo de la línea del tramo 2-3 representaría la cantidad de calor absorbida por el fluido. La diferencia de estas áreas es igual al área más oscura del interior del ciclo y, como ya se ha dicho anteriormente, representa la cantidad de calor intercambiada por el fluido.

Para el buen funcionamiento del motor, es necesario que el calor sea introducido a una temperatura elevada y que en la expansión sea extraído a una temperatura más baja antes de hacer volver al fluido a las condiciones iniciales. Por la tanto, se requiere un desnivel térmico.

Llamando Q_1 al calor introducido y Q_2 al calor extraído, si se quisiera utilizar el calor Q_2 , tendría que ser transmitido al fluido a alta presión y temperatura. Pero si se analiza el segundo principio de la termodinámica, se observa que el calor pasa espontáneamente sólo de los cuerpos a alta temperatura a los que están a una temperatura más baja.

El proceso contrario sólo podría conseguirse artificialmente con una aportación de trabajo en la compresión. Por tanto, la compresión se tendría que realizar siguiendo la misma ley que se ha seguido en la expansión. Entonces los trabajos realizados en les dos fases serían iguales y, como consecuencia, el trabajo neto, nulo.

Por lo tanto, para que el trabajo absorbido en la fase de compresión de retorno del fluido al estado inicial sea inferior al realizado en la fase de expansión, es necesario que el fluido al final de la fase activa haya perdido calor por refrigeración.

Como se transforma en trabajo sólo parte del calor Q_1 proporcionado por la fuente, $Q_1 - Q_2$, el rendimiento térmico teórico de un ciclo cualquiera es:

$$h = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} \quad (2.1)$$

2.2.3 Presión media teórica

Durante el ciclo termodinámico en un motor volumétrico alternativo de cilindrada V_d , la presión en el cilindro varía en cada instante; si se considerase esta continua variación de la presión para evaluar la potencia del motor, se debería realizar cálculos muy complicados. El cálculo se simplifica notablemente si se toma el valor medio de todas las presiones del ciclo. Teniendo de referencia un diagrama genérico en coordenadas P/V, como el dibujado en la figura 2.3, el área del ciclo, como ya se ha comentado, representa el trabajo útil hecho por el fluido.

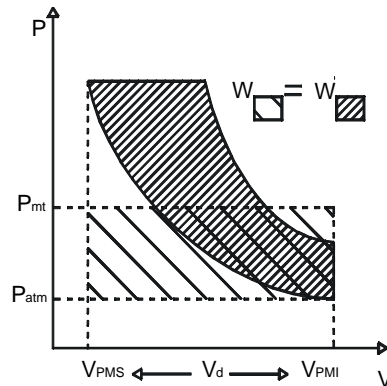


Fig. 2.3 Presión media teórica

El área del rectángulo definido representa también el trabajo útil del fluido, y su altura será la presión media del ciclo que se haya considerado. Si se multiplica el valor de la presión media en bar o kg/cm^2 por la cilindrada en cm^3 , se obtiene el mismo valor que el trabajo útil representado por el área del ciclo teórico.

En la figura 2.4 está representado el diagrama P/V de un ciclo con todos los posibles procesos teóricos adiabáticos, a presión constante y a volumen constante. Esta figura será de gran utilidad para encontrar una expresión generalizada de la presión media, que permitirá su cálculo rápido y que se aplicará a los ciclos con procesos de este tipo. También se han definido unos parámetros útiles para la caracterización de los ciclos.

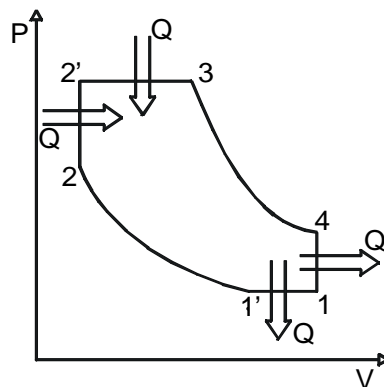


Fig. 2.4 Diagrama P/V con todos los posibles procesos adiabáticos, a presión constante y a volumen constante

- a) 1'-2 Compresión adiabática
- b) 2-2' Aportación de calor a volumen constante
- c) 2'-3 Aportación de calor a presión constante
- d) 3-4 Expansión adiabática
- e) 4-1 Evacuación de calor a volumen constante
- f) 1-1' Evacuación de calor a presión constante

Para caracterizar las aportaciones y extracciones de calor, se utilizan los siguientes términos:

- a) Grado de aportación de calor a presión constante (grado de combustión): $\mathbf{b}_e = \frac{V_3}{V_2}$
- b) Grado de aportación de calor a volumen constante (grado de explosión): $\mathbf{a}_e = \frac{P_2'}{P_2}$
- c) Grado de sustracción de calor a presión constante (grado de contracción): $\mathbf{b}_s = \frac{V_1}{V_1'}$
- d) Relación volumétrica de compresión: $\mathbf{r} = \frac{V_1}{V_2}$

Primero se calculará el trabajo útil del diagrama general P/V, analizando el trabajo en cada tramo, a partir de la definición básica del trabajo:

$$W = \int_{V_{inicial}}^{V_{final}} P dV \quad (2.23)$$

se tienen los siguientes trabajos:

$$W_{11'} = \int_{V_1'}^{V_1} P dV = P_1 \cdot (V_1 - V_1') \quad (2.24)$$

$$W_{2'3} = \int_{V_2}^{V_3} P dV = P_2' \cdot (V_3 - V_2) \quad (2.25)$$

$$W_{34} = \int_{V_3}^{V_4} P dV = P_3 V_3^K \int_{V_3}^{V_4} \frac{dV}{V^K} = \frac{P_3 \cdot V_3^K}{1-K} (V_4^{1-K} - V_3^{1-K}) \quad (2.26)$$

$$W_{21'} = \int_{V_2}^{V_1'} P dV = P_1' V_1'^K \int_{V_2}^{V_1'} \frac{dV}{V^K} = \frac{P_1' \cdot V_1'^K}{1-K} (V_1'^{1-K} - V_2^{1-K}) \quad (2.27)$$

Introduciendo los parámetros α_e , β_e , β_s y ρ y operando, se obtienen las siguientes expresiones:

$$W_{11} = V_2 P_1 \left(\frac{r b_s - r}{b_s} \right) \quad (2.28)$$

$$W_{2'3} = V_2 P_1 \left(\frac{r^K a_e b_e - r^K a_e}{b_s^K} \right) \quad (2.29)$$

$$W_{34} = \frac{V_2 P_1}{1-K} \left(\frac{r a_e b_e^K - r^K a_e b_e}{b_s^K} \right) \quad (2.30)$$

$$W_{21'} = \frac{V_2 P_1}{1-K} \left(\frac{r - r^K b_s^{1-K}}{b_s} \right) \quad (2.31)$$

El trabajo teórico, que gráficamente viene representado por el área que cierra el ciclo del diagrama P/V, vendrá dado por:

$$W_t = W_{2'3} + W_{34} - W_{11} - W_{21'} \quad (2.32)$$

así pues:

$$W_t = V_2 P_1 \frac{r^K ((a_e - 1) + K a_e (b_e - 1))}{(K - 1) b_s^K} h \quad (2.33)$$

La presión media teórica valdrá :

$$p_{mt} = \frac{W_t}{V_1 - V_2} \quad (2.34)$$

$$p_{mt} = P_1 \frac{r^K ((a_e - 1) + K a_e (b_e - 1))}{(r - 1)(K - 1) b_s^K} h \quad (2.35)$$

2.3 Ciclos de referencia

Al plantearse el estudio de máquinas y motores térmicos, se utilizan ciclos de referencia que permiten una simplificación del proceso. Es decir, difícilmente se podrá optimizar un motor basándose en ciclos de referencia, pero sí permiten comprender las tendencias fundamentales para el diseño de los motores, etc. Los ciclos que se analizarán, los usados principalmente, para analizar los motores alternativos, son los que se listan a continuación:

- Carnot, como ciclo de referencia
- Lenoir
- Otto
- Diesel
- Sabathé

2.3.1 Ciclo de Carnot

El ciclo más básico del que se puede hablar y tomado siempre como referencia es el llamado *ciclo de Carnot*. Carnot demostró que el rendimiento de la transformación de calor en trabajo, transformación que se produce en un motor alternativo, se incrementa al aumentar la diferencia de temperaturas entre el foco caliente y el foco frío.

Este ciclo presenta el rendimiento más elevado que se puede asociar a un ciclo termodinámico. Sin embargo, no existe ningún mecanismo que permita seguir todos los procesos que implica el ciclo y sea eficiente.

En la figura 2.5 está dibujado el ciclo de Carnot, constituido por las siguientes fases:

- 3-4 expansión isotérmica
- 4-1 expansión adiabática
- 1-2 compresión isotérmica
- 2-3 compresión adiabática

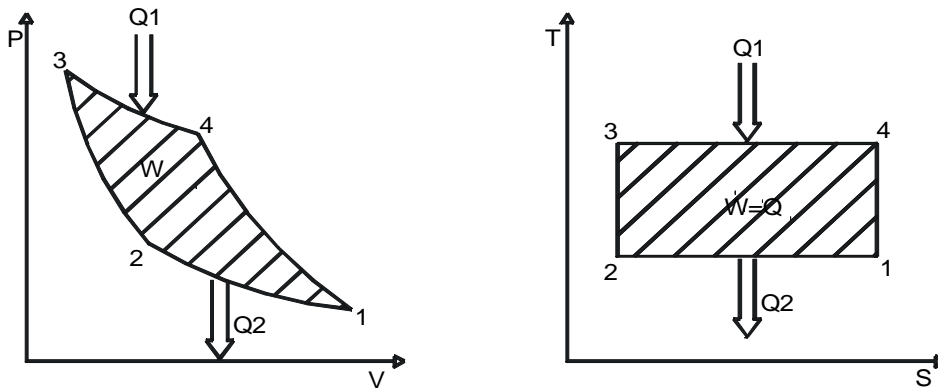


Fig. 2.5 Ciclo de Carnot representado en los diagramas P/V y T/S

El área que se encuentra por debajo de los puntos 3 y 4 del diagrama T/S representa el calor aportado, Q_1 , mientras que Q_2 , calor extraído, se identificaría con el área por debajo de los puntos 1 y 2. Mirando la figura 2.5 se comprueba que, para una Q_1 constante, si se disminuye la temperatura T_1 del isotérmico de compresión, aumenta el área W ; pasa lo mismo si, manteniendo constante T_1 , se aumenta la temperatura T_3 . El hecho que se produzcan estas condiciones interesará, pues lo que se busca es un trabajo neto (W) lo más grande posible.

Aplicando las ecuaciones correspondientes a cada proceso que se sigue en el ciclo, se obtiene la expresión del rendimiento térmico del ciclo de Carnot. Como ya se ha definido anteriormente a partir del diagrama T/S del ciclo, los calores aportado y extraído valdrán:

$$Q_1 = T_3(S_4 - S_3) \quad (2.36)$$

$$Q_2 = T_1(S_1 - S_2) \quad (2.37)$$

pero teniendo en cuenta que los procesos 2-3 y 4-1 son adiabáticos e isoentrópicos, entonces: $S_4=S_1$ y $S_2=S_3$; a partir de aquí se deduce la expresión del trabajo neto:

$$W_{neto} = Q_1 - Q_2 = T_3(S_4 - S_3) - T_1(S_1 - S_2) \quad (2.38)$$

Por lo tanto:

$$\mathbf{h} = \frac{T_3(S_4 - S_3) - T_1(S_1 - S_2)}{T_3(S_4 - S_3)} = 1 - \frac{T_1}{T_3}$$

$$\mathbf{h}_{Carnot} = 1 - \frac{T_1}{T_2} \quad (2.39)$$

La presión media teórica se puede deducir de la siguiente forma.

Recordando la expresión general de la variación de entropía

$$S - S_0 = C_v \ln\left(\frac{T}{T_0}\right) + R \ln\left(\frac{V}{V_0}\right) \quad (2.40)$$

entonces

$$S_4 - S_3 = R \ln\left(\frac{V_4}{V_3}\right) \quad (2.41)$$

por lo tanto

$$Q_1 = RT_3 \ln\left(\frac{V_4}{V_3}\right) \quad (2.42)$$

Definiendo como la relación de compresión la siguiente relación:

$$\mathbf{r} = \frac{V_1}{V_3} \quad (2.43)$$

y recordando que el proceso 4-1 es adiabático e isoentrópico:

$$\frac{V_4}{V_1} = \left(\frac{T_1}{T_4}\right)^{\frac{1}{k-1}} \quad (2.44)$$

y que $T_4 = T_3$, se deduce:

$$\frac{V_4}{V_3} = \frac{V_4 V_1}{V_3 V_1} = r \left(\frac{T_1}{T_3} \right)^{\frac{1}{k-1}} \quad (2.45)$$

Por tanto, finalmente se puede escribir:

$$Q_1 = RT_3 \text{Ln} \left[r \left(\frac{T_1}{T_3} \right)^{\frac{1}{k-1}} \right] \quad (2.46)$$

La presión media teórica se define termodinámicamente como:

$$p_{mt} = \frac{W_{neto}}{C} \quad (2.47)$$

donde

$$W_{neto} = hQ_1 \quad (2.48)$$

y

$$C = V_1 - V_3 \quad (2.49)$$

parámetro ya definido como cilindrada.

Sustituyendo todos los términos por sus expresiones en la ecuación 2.43, se obtiene finalmente:

$$p_{mt} = \frac{(T_3 - T_1) R \text{Ln} \left[r \left(\frac{T_1}{T_3} \right)^{\frac{1}{k-1}} \right]}{V_1 \left(1 - \frac{1}{r} \right)} \quad (2.50)$$

Se tiene que comentar también que el ciclo de Carnot tiene el rendimiento máximo que se puede conseguir entre las dos temperaturas límite T_3 y T_1 de la fuente de calor y del refrigerante, respectivamente.

2.3.2 Ciclo Otto

El ciclo Otto es el ciclo ideal que se asocia al motor de encendido por chispa, aunque difiere netamente del ciclo real, pero sirve para explicar el proceso bajo hipótesis sencillas. Los procesos termodinámicos que se producen están representados en la figura 2.7 y son los siguientes:

- 1-2 *Compresión adiabática*: compresión del fluido de trabajo, el pistón tiene que realizar el trabajo de compresión W_1 .
- 2-3 *Aportación de calor a volumen constante*: introducción instantánea del calor aportado Q_1 .
- 3-4 *Expansión adiabática*: expansión, correspondiente al trabajo W_2 , realizado por el fluido de trabajo.
- 4-1 *Extracción de calor a volumen constante*: extracción instantánea del calor Q_2 .

En realidad, en los motores de 4 tiempos la extracción de calor se produce en la fase de escape, desde la apertura de la válvula de escape (4-1-0), y además el fluido se introduce en el motor en la carrera de admisión (0-1). Este hecho queda representado gráficamente en el diagrama P/V de la figura 2.7 por una línea horizontal discontinua. Estos dos procesos (1-0 y 0-1) se anulan teóricamente entre ellos, dando una pérdida o ganancia de calor nulos. Así pues, en el diagrama P/V del ciclo Otto ideal sólo se considerará el ciclo cerrado.

La aportación de calor dentro el motor, Q_1 , se realiza a volumen constante, y por tanto el trabajo en esta fase es nulo $W_{2,3} = 0$. Estudiando, entonces, la ecuación de conservación de la energía, se llega a:

$$\Delta U = W + Q \quad (2.51)$$

$$U_3 - U_2 = Q_1 \quad (2.52)$$

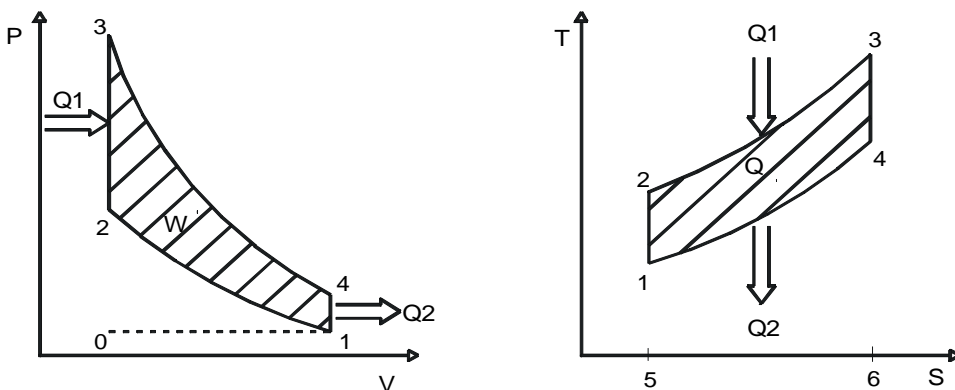


Fig. 2.6 Ciclo Otto en coordenadas P/V y T/S

donde $Q_1 = \text{área } 2-3-6-5-2$ y $Q_2 = \text{área } 4-1-5-6-4$

Como se está estudiando un ciclo ideal y éstos se caracterizan por tener como fluido de trabajo un gas perfecto, se cumplirá:

$$U_3 - U_2 = C_V (T_3 - T_2) \quad (2.53)$$

$$Q_1 = C_V(T_3 - T_2) \quad (2.54)$$

De la misma manera, como la extracción de calor Q_2 es a volumen constante:

$$Q_2 = C_V(T_4 - T_1) \quad (2.55)$$

El rendimiento térmico ideal vendrá dado por la siguiente expresión:

$$h_e = \frac{\text{calor aportado} - \text{calor extraído}}{\text{calor aportado}} \quad (2.56)$$

$$h_e = \frac{C_V(T_3 - T_2) - C_V(T_4 - T_1)}{C_V(T_3 - T_2)} = \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_1 \left(\frac{T_4}{T_1} - 1 \right)}{T_2 \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right)} \quad (2.57)$$

Como los procesos de expansión y compresión son adiabáticos, se pueden utilizar las ecuaciones referentes a los procesos adiabáticos:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{K-1} \quad (2.58)$$

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{V_4}{V_3} \right)^{K-1} \quad (2.59)$$

Además: $V_1 = V_4$ y $V_3 = V_2$

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4} \quad \frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2}$$

Entonces, finalmente, sustituyendo en la ecuación 2.65, se llega a:

$$h = 1 - \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^{K-1} = 1 - \frac{1}{r^{K-1}} \quad (2.60)$$

$$h = 1 - \frac{1}{r^{K-1}}$$

donde ρ es la relación volumétrica de compresión:

$$\mathbf{r} = \frac{V_1}{V_2} \quad (2.61)$$

El rendimiento térmico del ciclo Otto es función de la relación de compresión ρ y de la relación de calores específicos K y por tanto no depende de la cantidad de calor aportado o del grado de explosión.

Analizando la ecuación 2.56 del rendimiento térmico, se observa que éste aumenta al aumentar ρ o K .

$$\text{Si } \rho \uparrow \Rightarrow \eta \uparrow \text{ y si } K \uparrow \Rightarrow \eta \uparrow.$$

A partir de la expresión general de la presión media teórica (Ec. 2.35) y aplicando las condiciones del ciclo Otto, se obtiene su valor:

$$\beta_e=1 \quad \beta_s=1$$

$$\frac{p_{mt}}{p_1} = \frac{\mathbf{r}^k (\mathbf{a} - 1)}{(\mathbf{r} - 1)(k - 1)} h_t \quad (2.62)$$

Si en la ecuación 2.68 de la presión media teórica se introduce el rendimiento en función de la relación de compresión y de la relación de calores específicos, se obtiene:

$$p_{mt} = p_1 \left[\frac{\mathbf{r}^k}{\mathbf{r} - 1} \cdot \frac{1 - \frac{1}{\mathbf{r}^{k-1}}}{k - 1} \right] (\mathbf{a} - 1) \quad (2.63)$$

que simplificando queda:

$$p_{mt} = p_1 \left[\frac{\mathbf{r}^k - \mathbf{r}}{(\mathbf{r} - 1)(k - 1)} \right] (\mathbf{a} - 1) \quad (2.64)$$

El factor de la ecuación 2.72 que está cerrado entre corchetes sólo depende de ρ y de k , se llamará Γ_ρ y permitirá hacer un simple análisis paramétrico.

$$\Gamma_r = \frac{\mathbf{r}^k - \mathbf{r}}{(\mathbf{r} - 1)(k - 1)} \quad (2.65)$$

Entonces, se puede poner la presión media teórica de la siguiente manera:

$$p_{mt} = p_1 (\mathbf{a} - 1) \Gamma_r \quad (2.66)$$

De esta expresión se deduce que la presión media, y en consecuencia el trabajo por cilindrada, es función lineal de la presión inicial de la carga P_1 , del grado de explosión y del parámetro $\Gamma\rho$.

2.3.3 Ciclo Diesel

Es el ciclo de referencia asignado a los motores de encendido por compresión para explicar de forma simple y teórica los procesos, siendo oportuno comentar que el ciclo mixto aproxima mejor a la realidad tanto al ciclo Otto como al Diesel.

La diferencia fundamental entre el ciclo Diesel y el ciclo Otto está en la fase de aportación del calor. En el ciclo Otto el calor era introducido a volumen constante, y en el ciclo Diesel es introducido a presión constante. Otra diferencia entre los dos ciclos se encuentra en la relación de compresión; para los motores Diesel está entorno de 14 a 24, mientras que para los motores de encendido por chispa varía entre 6 y 10. Los dos tipos de motores requieren la máxima relación de compresión para mejorar el rendimiento. Sin embargo, condicionados por el combustible, los motores de encendido provocado no deben sobrepasar una cierta relación de compresión para no sufrir efectos como el picado, mientras que los motores Diesel requieren una relación de compresión mínima para garantizar el encendido por compresión y a partir de una determinada relación de compresión el aumento de rendimiento ya no compensa el aumento de costes y peso del motor capaz de resistir las presiones que se generarían.

Como se puede ver en la figura 2.7, el ciclo Diesel está formado por 4 líneas térmicas:

- a) 1-2 *Compresión adiabática*
- b) 2-3 *Aportación de calor a presión constante*
- c) 3-4 *Expansión adiabática*
- d) 4-1 *Extracción de calor a volumen constante*

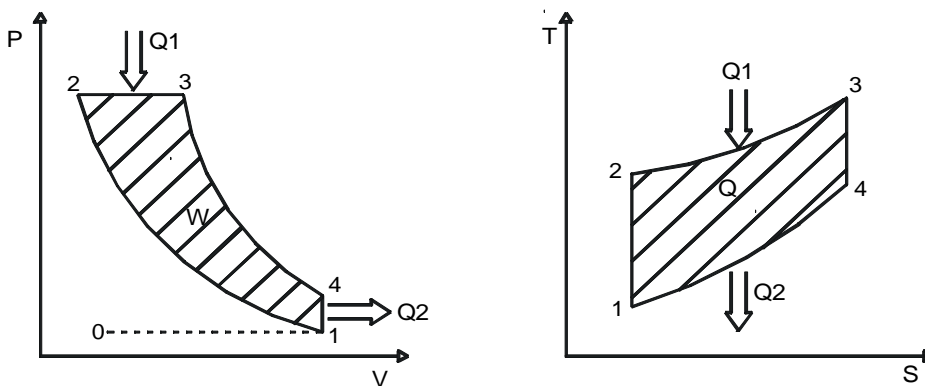


Fig. 2.7 Ciclo Diesel en coordenadas P/V y T/S

En el proceso de aportación de calor, a presión constante, el pistón se desplaza, y por tanto realiza un trabajo:

$$W_{23} = \int_2^3 P dV = P(V_3 - V_2) \quad (2.67)$$

Si se usa la ecuación de la energía, se obtiene:

$$Q_1 = (U_3 - U_2) + (P_3V_3 - P_2V_2) \quad (2.68)$$

y como la entalpía h del fluido tiene la expresión:

$$h = U + P\nu \quad (2.69)$$

Entonces la ecuación 2.76 queda de la siguiente manera:

$$Q_1 = h_3 - h_2 \quad (2.70)$$

Si se considera que el fluido de trabajo es un gas ideal y el proceso es a presión constante, entonces:

$$h_3 - h_2 = Cp(T_3 - T_2) \quad (2.71)$$

de manera que el calor aportado vale:

$$Q_1 = Cp(T_3 - T_2) \quad (2.72)$$

Como la extracción de calor tiene lugar en un proceso idéntico al del ciclo Otto, se puede escribir directamente la ecuación 2.63:

$$Q_2 = C_v(T_4 - T_1)$$

Sustituyendo los valores de Q_1 y Q_2 en la ecuación del rendimiento térmico:

$$h = \frac{Cp(T_3 - T_2) - C_v(T_4 - T_1)}{Cp(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{1}{k} \frac{(T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)} \quad (2.73)$$

En el proceso 2-3 de compresión a presión constante, se cumple:

$$\frac{V_3}{V_2} = \frac{T_3}{T_2}$$

Para los procesos adiabáticos de expansión y compresión se pueden aplicar las ecuaciones 2.59 y 2.60:

$$T_1 = T_2 \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^{k-1} \quad \text{y} \quad T_4 = T_3 \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^{k-1}$$

Entonces

$$\frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2} \frac{\left(\frac{V_3}{V_4} \right)^{k-1}}{\left(\frac{V_2}{V_1} \right)^{k-1}} \quad (2.74)$$

Sustituyendo estas expresiones en la ecuación 2.81 del rendimiento térmico ideal, se obtiene:

$$\mathbf{h} = 1 - \frac{1}{k} \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^{k-1} \frac{\left(\frac{V_3}{V_2} \right)^k - 1}{\left(\frac{V_3}{V_2} \right) - 1} \quad (2.75)$$

y recordando que el grado de combustión, extensión correspondiente a la aportación de calor a presión constante, tiene la siguiente expresión:

$$\mathbf{b}_e = \frac{V_3}{V_2}$$

se obtiene finalmente la expresión del rendimiento térmico ideal del ciclo Diesel teórico:

$$\mathbf{h} = 1 - \frac{1}{\mathbf{r}^{k-1}} \left[\frac{\mathbf{b}_e^k - 1}{k(\mathbf{b}_e - 1)} \right] \quad (2.76)$$

Se puede observar que, a diferencia del ciclo Otto, no sólo es función de ρ y de k , sino que además lo es de β_e , y por tanto, depende del calor aportado por unidad de masa Q_1 . Analizando la última ecuación, se comprueba que, si se aumenta β_e , el rendimiento se hace más pequeño, mientras que si se aumenta la relación de compresión, el rendimiento crece.

La única diferencia entre el rendimiento del ciclo Otto y el Diesel es el término entre paréntesis, que siempre es más grande que 1. Se llega a la conclusión de que, para igual relación de compresión, es más grande el rendimiento térmico del ciclo Otto que el del Diesel.

Si se reduce β_e , y por tanto el calor aportado a presión constante, el rendimiento térmico del Ciclo Diesel se aproxima al del ciclo Otto, hasta tal punto que cuando $\beta_e=1$ los dos rendimientos coinciden.

Si se aplican las condiciones del ciclo Diesel a la ecuación general de la presión media teórica (Ec. 2.35), se obtiene su expresión para este caso:

$$\alpha_e = 1 \quad \beta_s = 1$$

$$\frac{p_{mt}}{p_1} = \frac{\mathbf{r}^k k (\mathbf{b} - 1)}{(\mathbf{r} - 1)(k - 1)} \mathbf{h} \quad (2.77)$$

2.3.4 Ciclo mixto de Sabathé

Las condiciones reales de funcionamiento de los motores son muy diferentes a las de los ciclos ideales Otto y Diesel. Por ejemplo, para los motores Diesel, el proceso de combustión se aproxima al proceso a presión constante sólo en el caso de motores muy grandes y lentos.

Normalmente, en los motores Diesel el diagrama real muestra que la combustión se realiza según un proceso que se aproxima a la combinación de un proceso de aportación de calor a volumen constante y otro a presión constante.

Se puede decir, pues, que en la práctica los ciclos Otto y Diesel se aproximan mucho en la forma, tanto que pueden considerarse como casos particulares de un ciclo mixto en el cual la combustión se produce en parte a volumen constante y en parte a presión constante.

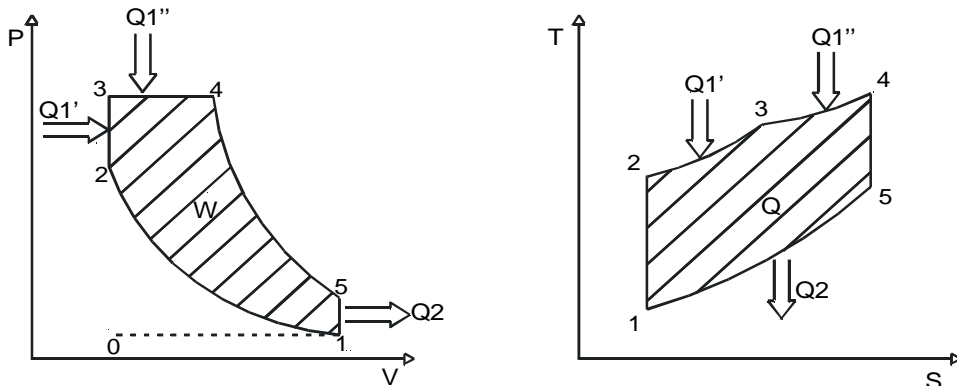


Fig. 2.8 Ciclo teórico mixto en coordenadas P/V y T/S

Este ciclo de referencia viene representado en la figura 2.9 y se llama *ciclo mixto* o *de Sabathé*. Sus fases son:

- a) 1-2 *Compresión adiabática*
- b) 2-3 *Aportación de calor a volumen constante*
- c) 3-4 *Aportación de calor a presión constante*
- d) 4-5 *Expansión adiabática*
- e) 5-1 *Extracción de calor a volumen constante*

La cantidad de calor aportado será, pues:

$$Q_1 = Q'_1 + Q''_1 \quad (2.78)$$

Recordando todo lo que se ha explicado en el ciclo Diesel y en el ciclo Otto, se puede escribir:

$$Q'_1 = C_v(T_3 - T_2) \quad (2.79)$$

$$Q''_1 = C_p(T_4 - T_3) \quad (2.80)$$

$$Q_2 = C_v(T_5 - T_1) \quad (2.81)$$

de manera que el rendimiento térmico ideal del ciclo mixto teórico será:

$$\begin{aligned}
 h &= \frac{\text{calor aportado} - \text{calor extraído}}{\text{calor aportado}} \\
 h &= \frac{Cv(T_3 - T_2) + Cp(T_4 - T_3) - Cv(T_5 - T_1)}{Cv(T_3 - T_2) + Cp(T_4 - T_3)} = 1 - \frac{T_5 - T_1}{(T_3 - T_2) + k(T_4 - T_3)} = \\
 &= 1 - \frac{T_1}{T_2} \frac{\frac{T_5}{T_1} - 1}{\left(\frac{T_3}{T_2}\right) - k \frac{T_3}{T_2} \left(\frac{T_4}{T_3} - 1\right)} \quad (2.82)
 \end{aligned}$$

En el proceso 2-3 de combustión a volumen constante se tiene:

$$\frac{P_3}{P_2} = \frac{T_3}{T_2} \quad (2.83)$$

y por el proceso 3-4 de combustión a presión constante:

$$\frac{v_4}{v_3} = \frac{T_4}{T_3} \quad (2.84)$$

Para los procesos adiabáticos 1-2 de compresión y 4-5 de expansión se tiene, en cambio, respectivamente:

$$T_1 = T_2 \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^{k-1} \quad (2.85)$$

y

$$T_5 = T_4 \left(\frac{v_4}{v_5} \right)^{k-1} \quad (2.86)$$

de donde se obtiene:

$$\frac{T_5}{T_1} = \frac{T_4}{T_2} \frac{\left(\frac{v_4}{v_5}\right)^{k-1}}{\left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{k-1}} = \frac{T_4}{T_3} \frac{T_3}{T_2} \frac{\left(\frac{v_4}{v_5}\right)^{k-1}}{\left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{k-1}} \quad (2.87)$$

y ya que $v_3=v_2$ y $v_5=v_1$, entonces:

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{P_3}{P_2} \quad \text{y} \quad \frac{T_4}{T_3} = \frac{v_4}{v_3}$$

Por lo tanto se puede escribir:

$$\frac{T_5}{T_1} = \frac{v_4}{v_2} \frac{P_3}{P_2} \left(\frac{v_4}{v_2} \right)^{k-1} = \frac{P_3}{P_2} \left(\frac{v_4}{v_2} \right)^k \quad (2.88)$$

Si se sustituyen finalmente estas expresiones en la ecuación del rendimiento térmico ideal (Ec. 2.82), se llega a:

$$\mathbf{h} = 1 - \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^{k-1} \frac{\frac{P_3}{P_2} \left(\frac{v_4}{v_2} \right)^k - 1}{\left(\frac{P_3}{P_2} - 1 \right) + k \frac{P_3}{P_2} \left(\frac{v_4}{v_2} - 1 \right)} \quad (2.89)$$

y recordando que:

$$\frac{v_1}{v_2} = \mathbf{r} \quad \frac{v_4}{v_3} = \frac{v_4}{v_2} = \mathbf{b}_e \quad \mathbf{a}_e = \frac{P_3}{P_2}$$

se obtiene la expresión final del rendimiento térmico teórico de ciclo mixto:

$$\mathbf{h} = 1 - \frac{1}{\mathbf{r}^{k-1}} \frac{\mathbf{a}_e \mathbf{b}_e^k - 1}{(\mathbf{a}_e - 1) + k \mathbf{a}_e (\mathbf{b}_e - 1)} \quad (2.90)$$

Analizando la ecuación 2.90, se comprueba que a igualdad de relación de compresión r , el rendimiento del ciclo mixto resulta intermedio entre el del ciclo Otto y del ciclo Diesel.

La expresión de la presión media para el ciclo mixto, deducida a partir de la ecuación general de la presión media teórica (Ec. 2.35), es:

$$\frac{p_{mt}}{p_1} = \frac{\mathbf{r}^k [\mathbf{a}_e - 1 + k \mathbf{a}_e (\mathbf{b}_e - 1)]}{(\mathbf{r} - 1)(k - 1)} \mathbf{h} \quad (2.91)$$

2.4 Caracterización del ciclo teórico asociado a un mecanismo. Modelización numérica

La modelización numérica en motores volumétricos alternativos se basa en la imposición del calor de entrada y de salida del ciclo de una forma controlada y de acuerdo con la evolución de volumen del mecanismo. La elección del modelo a implementar depende del grado de exactitud deseado y de la potencia de cálculo disponible.

Las ecuaciones que se emplean definen los modelos llamados *termodinámicos* y los *fluidodinámicos*. En los primeros se pone énfasis en las ecuaciones de conservación de la energía aplicadas al fluido, mientras que en los segundos se analiza el comportamiento del fluido de forma pormenorizada, utilizándose sus ecuaciones de cantidad de movimiento y de transferencia de masa y energía.

El tratamiento dimensional de los modelos se clasifica en tres niveles conceptuales, los modelos cero-dimensionales, los modelos casi-dimensionales y los modelos multi-dimensionales.

En los modelos cero-dimensionales se supone que el fluido presenta las mismas características en todo el recinto físico en que está confinado. Los modelos casi-dimensionales dividen el fluido en diversas zonas dando un tratamiento localizado de las mismas, estas zonas se analizan como si de submodelos cero-dimensionales se tratase, permitiendo analizar el fluido de modo heterogéneo. Finalmente, los modelos multi-dimensionales requieren la discretización pormenorizada del recinto donde evoluciona el fluido y se analiza el mismo en cada una de las zonas definidas.

La implementación del modelo se realiza a partir de expresiones sencillas bajo los siguientes principios:

- Cada estado está definido por una ecuación de gas ideal (γ).
- Imponiendo los incrementos de volumen asociados a un parámetro de funcionamiento real del mecanismo (un régimen de giro constante implica, en un motor alternativo, incrementos de volumen variables).
- Evolución del proceso mediante incrementos diferenciales.
- El proceso deberá recalcular las ecuaciones para cada incremento diferencial.
- Simulando el comportamiento de la combustión.

A continuación, se muestra la modelización de un motor alternativo con combustión. El proceso de cálculo se realizará mediante incrementos diferenciales correspondientes al ángulo de cigüeñal. En cada paso se recalculará la presión, la posición del pistón, el volumen de la cámara, la temperatura, la relación de capacidades caloríficas (γ) y el trabajo sobre el pistón, ya sea positivo o negativo. No se tendrá en cuenta las carreras de admisión y escape, sino que se simplifica estudiando sólo la carrera de compresión y la de expansión.

Se definen inicialmente las características geométricas del conjunto cilindro, cigüeñal, biela. A continuación se indican las características térmicas del conjunto. Se introduce la potencia teórica y el régimen de giro al que se obtiene esta potencia. De aquí se deduce la energía requerida en cada ciclo.

Según cuál sea la ley de combustión, es decir, la modelización de la combustión, será más o menos sencillo introducir el calor de la combustión al proceso de simulación. En el ejemplo actual se ha optado por una combustión simple, con una aportación de calor a la cámara según una ley senoidal durante un cierto ángulo de cigüeñal.

En la tabla 2.1 se presentan los valores utilizados considerando un inicio de la combustión en -15° respecto el PMS. En esta tabla se define la geometría del conjunto biela-manivela y cámara de combustión y la energía que se suministrará al cilindro en cada ciclo. También se indica el paso de cálculo, que corresponde a grados de cigüeñal.

Tabla 2.1 Parámetros de entrada al programa de cálculo

Radio de manivela (mm)	40
Longitud de biela (mm)	130
Diámetro de cilindro (mm)	79.79
Cilindrada (cm ³)	400
Relación de compresión	16
Energía calorífica del combustible (cm ³)	26.67
Paso de cálculo	0.1°
Ángulo inicio combustión	-15°
Ángulo final combustión	5°
Energía por ciclo (J)	770

En la tabla 2.2 se muestran los resultados del cálculo. Se obtiene la temperatura máxima del proceso y el trabajo por ciclo. A partir de este trabajo se puede calcular la potencia del motor y el rendimiento teórico a nivel termodinámico, sin tener en cuenta rozamientos, renovación de la carga, etc. Estos aspectos se podrían añadir ampliando el programa de cálculo.

Tabla 2.2 Resultados del programa de cálculo

T° máxima (K)	1974.6
Trabajo por ciclo (J)	390.08
Rendimiento	50.63%

Para llegar a estos resultados, el programa ha realizado para cada paso una serie de procesos. En cada paso se calcula la posición S del pistón a partir de la geometría del sistema:

$$S(\alpha) = R((1+L/R) - \cos(\alpha+180)) + (L/R)(1 - (R^2/L^2) \sin^2(\alpha+180))^{1/2} \quad (2.92)$$

El volumen de la cámara de combustión se obtiene de la siguiente expresión:

$$V = \pi (D^2/4)S + V_{muerto} \quad (2.93)$$

Para analizar el proceso de combustión, se usa la siguiente expresión, derivada de la primera ley de la termodinámica aplicada a un sistema abierto:

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{g}{g-1} P \frac{dV}{dt} + \frac{1}{g-1} V \frac{dP}{dt} \quad (2.94)$$

Para el cálculo de la presión es necesario referirse a la presión y el volumen de cámara del paso anterior. La temperatura de la cámara se calcula mediante la ecuación de los gases ideales.

Y γ se obtiene en función de la temperatura.

Al finalizar 360° de cigüeñal, se obtiene el trabajo de expansión menos el trabajo de compresión. A partir de este trabajo por ciclo, se deduce el rendimiento y la potencia del motor.

Se han simulado diferentes casos, modificando diversos parámetros: inicio de la combustión, duración de la combustión y carga. El primer caso se trata de una combustión senoidal de 20° de duración y con diferentes inicios de combustión entre los -15° y los 0°. Hay un proceso de referencia sin combustión, que corresponde a una compresión y posterior expansión sin aportación externa de calor. El trabajo total al final de este ciclo es nulo. La figura 2.9 muestra el rendimiento de la combustión en función del instante en que se inicia la combustión.

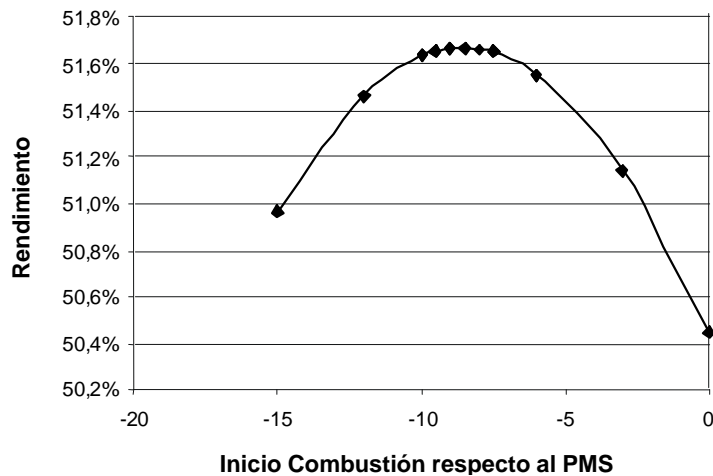


Fig. 2.9 Rendimiento en función del inicio de combustión respecto al PMS para una combustión de 20° de duración

El máximo rendimiento se obtiene cuando la combustión se inicia a los -8.5°. Para este caso se ha trazado el diagrama P-V en la figura 2.10. Se puede observar que se aproxima bastante a un ciclo Otto.

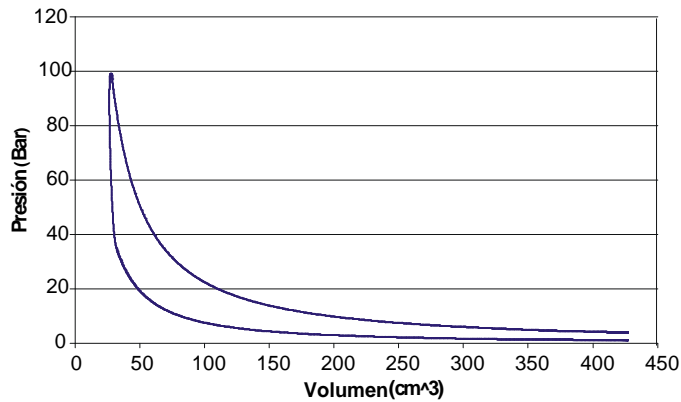


Fig. 2.10 Diagrama P-V del proceso de combustión con la arquitectura determinada con una combustión de 20° de duración e inicio a los -8.5°

En la figura 2.11 se presenta la evolución de la presión en cámara en función del ángulo de cigüeñal. Se muestran sólo tres casos, -15° , 0° y el de máximo rendimiento, -8.5° . Se incluye también el de referencia, es decir, sin combustión.

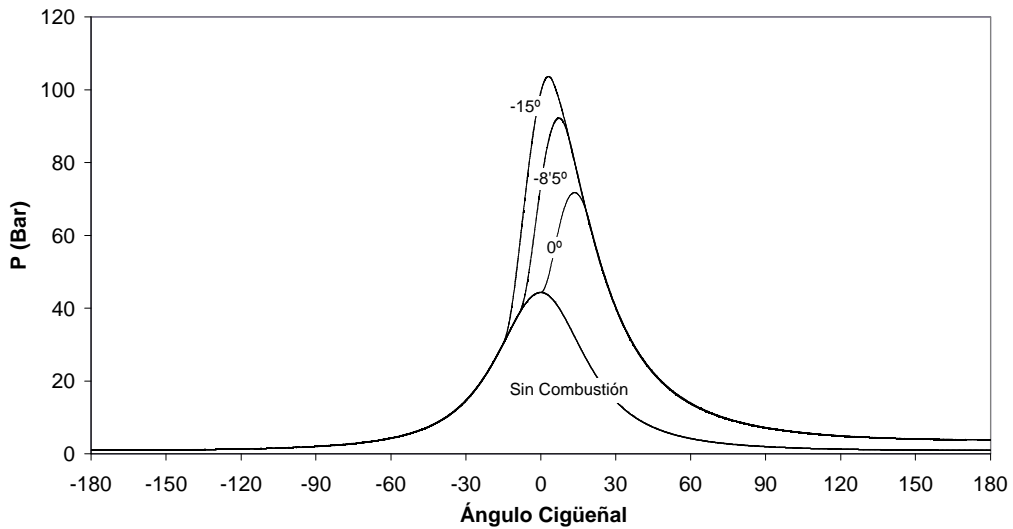


Fig. 2.11 Evolución de la presión en cámara en función del ángulo de cigüeñal para combustión con inicio en -15° , -8.5° y 0° y sin combustión

Se observa que el caso de rendimiento máximo presenta una presión máxima en cámara de aproximadamente 90 bares, intermedia entre los otros dos casos, y situada en los 9° después del PMS. Este resultado cuadra con el concepto de combustión centrada, consistente en que el máximo rendimiento se obtiene cuando a 5° DPM se introduce el 50% de calor total, que equivale aproximadamente a obtener 10° DPM a la máxima presión.

Si la combustión dura menos grados de cigüeñal, el rendimiento se ve afectado. De esta manera, se observa en la figura 2.12 las dos curvas de rendimiento para el caso de una combustión de 20° de duración y para 10° de duración. En el segundo caso, el rendimiento máximo es superior. Sin embargo, la presión máxima para el segundo caso también es superior, como se observa en la figura 2.13.

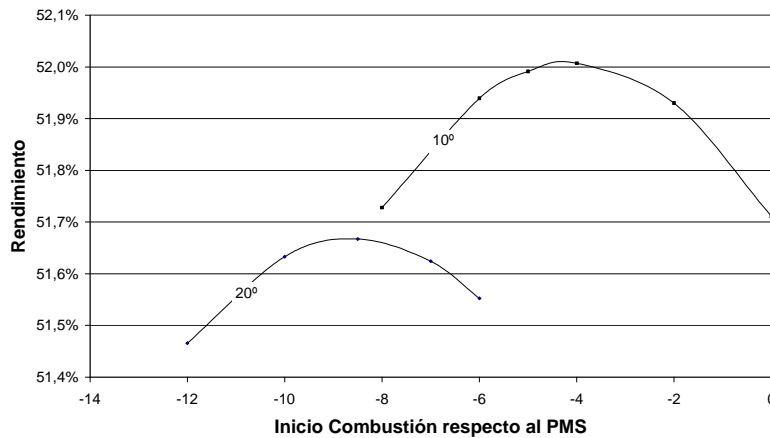


Fig. 2.12 Rendimiento en función del inicio de la combustión para 20° y 10° de duración de la combustión

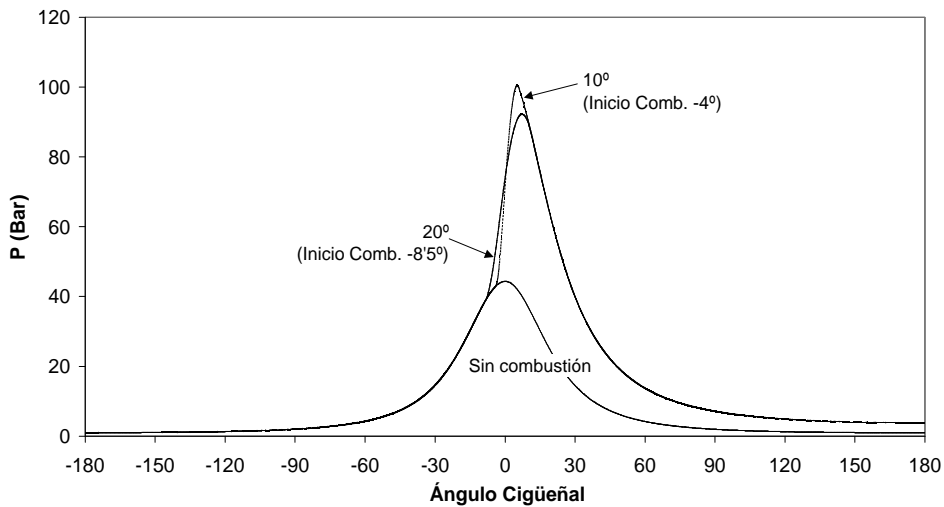


Fig. 2.13 Evolución de la presión en cámara en función del ángulo de cigüeñal para combustión de 20° y 10° de duración

Otro aspecto a valorar sería la carga a que se somete el motor. Es decir, los ejemplos simulados hasta ahora disponían de una entrada de calor externo de 770 J por ciclo. Si esta cantidad varía, el rendimiento queda afectado tal como se muestra en la figura 2.19. Se ha utilizado una aportación de calor con inicio en los $-8^\circ 5'$, dado que representa el máximo rendimiento en todos los casos.

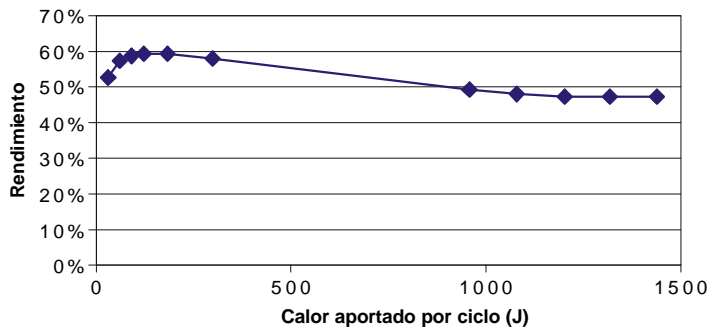


Fig. 2.14 Rendimiento en función del calor aportado con una combustión de 20° de duración e inicio a los $-8'5^\circ$

El rendimiento obtenido presenta una función con un máximo, a pesar de que el rendimiento del ciclo teórico Otto no depende del calor aportado por ciclo. Sin embargo, para este rendimiento máximo el motor ofrece poca potencia, con lo que puede ser interesante perder rendimiento con el fin de aumentar la potencia.

Por otro lado, cuanto más calor se aporta, mayor es la presión en cámara. En la figura 2.15 se muestra la evolución de la presión en cámara en función del ángulo de cigüeñal para dos portaciones de calor de igual forma senoidal, pero de 450 J y 770 J respectivamente.

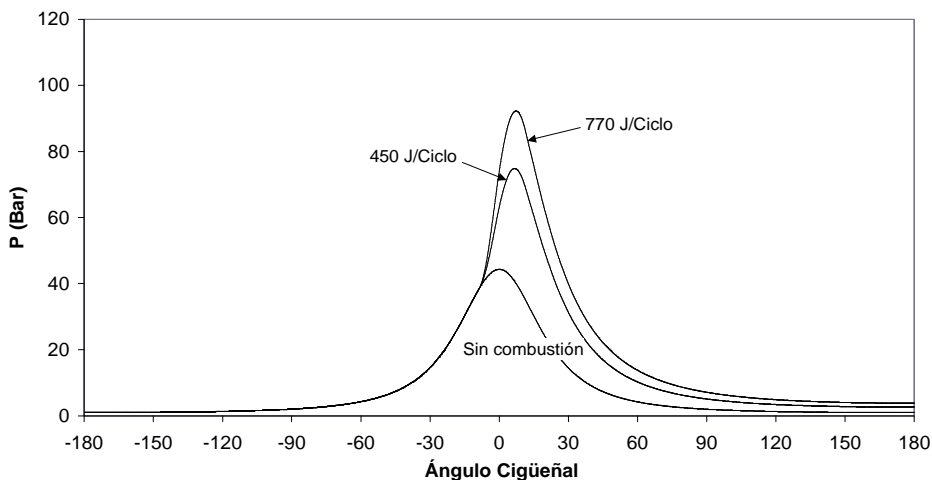


Fig. 2.15 Presión en cámara en función del ángulo de cigüeñal introduciendo 770 J y 450 J por ciclo

La presión máxima en cámara en función del calor aportado se muestra en la figura 2.16. Con ello se entiende que existe límite mecánico, derivado de la presión, al calor aportado por ciclo en un determinado recinto.

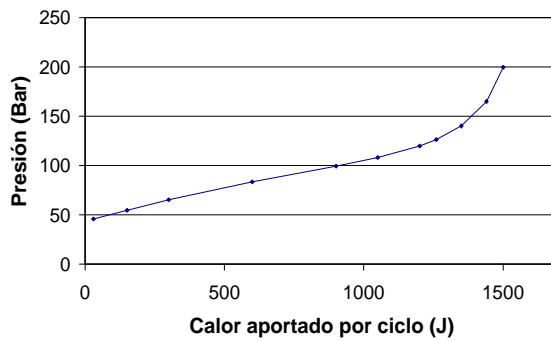


Fig. 2.16 Presión en cámara en función del calor aportado por ciclo

De todos estos resultados se deduce que en el diseño de un motor debe existir un criterio entre el rendimiento, la potencia del motor y la presión máxima en cámara. Otros parámetros también deberán tenerse en cuenta y para ello resultará útil ampliar las modelizaciones, de manera que permitan diseñar u optimizar motores térmicos reduciendo costes de prototipaje y pruebas.

3 Principios de funcionamiento

3.1 Introducción

El motor alternativo de combustión interna es un motor endotérmico basado en el mecanismo pistón-biela-manivela, conocido como *tren alternativo*, y que nace a finales del siglo XIX como alternativa a las máquinas de vapor para propulsar vehículos ligeros de transporte terrestre, sustituyendo a los carruajes y, en definitiva, la tracción animal.

La máquina de vapor supone una revolución. Posibilita la creación del ferrocarril, es la base de la Revolución Industrial y es rápidamente orientada a la propulsión de carruajes. En 1769, Cugnot, en Francia, realiza la primera implementación e instala una caldera de vapor sobre un carro militar para el transporte de armamento pesado, con dos cilindros en posición vertical que accionaban una única rueda que solamente conseguía una velocidad de 9,5 km/h y una muy escasa autonomía, lo que, pese a realizar un nuevo prototipo, no le permitirá conseguir el apoyo necesario para continuar con sus trabajos. En Estados Unidos, en 1789, Evans realiza su primera patente de un carruaje de vapor con tres cilindros, y en 1803 lo construye, mientras que el ingeniero de minas británico Trevithick realiza el primer carruaje de vapor en 1801, que evoluciona en 1803, siguiéndoles Gurney en 1829 y Carret en 1861. Pero no es hasta 1873, en Francia, que Bollée construye un vehículo para doce personas. En todos estos intentos, se constata la poca idoneidad de la realización de una máquina de vapor de rendimiento y prestaciones suficientes con unas dimensiones y peso adecuados, lo que orientó su utilización hacia el ferrocarril, que mediante los raíles permitía la utilización de locomotoras de elevado peso.

En otra línea paralela, se van desarrollando las acciones que permitirán la consecución del motor alternativo de combustión interna (MACI), de este modo en 1802 De Rivaz, suizo, realiza la primera patente para sustituir el concepto de motor exotérmico por un motor endotérmico, al plantear la utilización de gases explosivos como sustituto del vapor generado en una caldera.

En 1841, en Italia, De Cristoforis expone la idea del motor de explosión, y en 1854 Barsanti y Matteucci construyen motores fijos que accionan el pistón mediante una combustión de gas dentro del cilindro, al igual que Lenoir, en Francia y 1863, quien construye un vehículo con un motor de gas encendido por chispa mediante un pila que alimentaba una bobina Rhümkorff.

Todos estos antecedentes permiten a Beau de Rochas, en 1862, establecer los criterios básicos de funcionamiento de este tipo de motores a partir de cuatro reflexiones esenciales:

- La relación superficie/volumen del recinto de combustión debe ser mínima.
- El proceso de expansión debe realizarse a velocidad máxima.

- La expansión debe ser máxima.
- En el momento de iniciarse la expansión, la presión debe ser la máxima.

Estos factores se orientaban a la realización de un ciclo termodinámico que se comportase de modo esencialmente adiabático, intentado conseguir el máximo trabajo de la expansión del fluido calentado. Con el fin de hacer válidos los principios anteriormente citados, estableció que los motores alternativos de combustión interna debían realizar un ciclo de 4 tiempos del siguiente modo:

- Realizar la admisión durante la evolución del pistón de un volumen mínimo a un volumen máximo.
- Realizar una compresión de la mezcla introducida durante la evolución del pistón de un volumen máximo a un volumen mínimo.
- Producir el encendido y expandir los gases de la combustión evolucionando el pistón de un volumen mínimo a un volumen máximo.
- Realizar el escape de los gases de la misma durante el escape en la evolución del pistón de un volumen máximo a un volumen mínimo.

A partir de este punto, en Alemania, en 1866, Otto y Langen desarrollan un motor de gas, y en 1876 Otto construye un motor de cuatro tiempos que es la base de todos los motores alternativos posteriores de combustión interna.

El hallazgo de un motor de combustión interna viable permite el nacimiento de la automoción moderna; no se separará de él hasta la actualidad, aunque aparecen vientos de cambio posiblemente aportados por las pilas de combustible.

En 1875, Marcus, en Alemania, implementa un rudimentario automóvil, una especie de carreta de cuatro ruedas, utilizando un motor de cuatro tiempos y empleando por primera vez la gasolina como combustible. Pero la sinergia entre motor y vehículo se produce en 1885 y 1886, cuando Benz y luego Daimler introducen los primeros automóviles de gasolina eficaces.

El vehículo de Benz, un triciclo, se diseña como un producto global a partir de las nuevas tecnologías de la industria de la bicicleta, incorporando un motor de 2 CV de potencia con transmisión por cadena y diferencial.

El carruaje de Daimler se desarrolla incorporando un motor diseñado por él, de 1,5 CV, dispuesto de modo vertical entre los asientos sobre un carruaje. También a Daimler se atribuye la paternidad de la motocicleta al incorporar un motor de 264 cm³ y 0,5 CV a un vehículo de dos ruedas construido en madera.

Los desarrollos realizados por Daimler y Maybach consiguen obtener un motor ligero con una relación peso/potencia de 1 CV/80 kg, extraordinaria para la época. Sus patentes, cedidas a la empresa francesa Panhard-Levassor, permitieron la expansión del motor alternativo y el incipiente nacimiento de la automoción.

En España, Boné, en 1889, fabrica en Barcelona el primer automóvil, concebido inicialmente con cuatro ruedas, pero, por dificultades técnicas relativas al desconocimiento del cigüeñal, construido con tres ruedas: un eje delantero directriz de dos ruedas y una rueda trasera motriz, impulsado por un motor Daimler de 2,5 CV y un cilindro de 462 cm³ (Fig. 3.1 y Fig. 3.2.).



Fig. 3.1 Detalle posterior del vehículo Boné, primer automóvil fabricado en España, con motor alternativo de combustión interna Daimler



Fig. 3.2 Motor alternativo de combustión interna Daimler de encendido provocado, realizado en 1885

De modo paralelo al desarrollo del motor de cuatro tiempos, Clerk desarrolla en 1878 el ciclo de dos tiempos, en el que la fase de admisión y la de escape se realizan mediante una bomba de barrido externa, siendo sus trabajos continuados por los hermanos Koerting en 1882 y el propio Benz en 1884.

Posteriormente y como alternativa del proceso de combustión, Diesel, en Alemania y 1897, construye el primer motor alternativo de combustión interna de encendido por compresión en el que la mezcla no se introduce en la admisión, sino que se inyecta el combustible directamente en el interior del recinto al final de la fase de compresión.

Con todos ellos se iniciaron los motores alternativos, con dos tipologías de mecanismos, de cuatro y dos tiempos, y dos tipologías de combustión: de encendido provocado: Beau de Rochas y Otto-Langen, y de encendido por compresión: Diesel.

Su evolución ha marcado la implementación del transporte terrestre, marítimo y los inicios de la aviación hasta la aparición de la propulsión a reacción, mejorando progresivamente durante el siglo XX en la búsqueda de mejor rendimiento, relación peso/potencia, fiabilidad y, en los últimos años, la reducción sustancial de la contaminación.

De modo paralelo a la inclusión del motor alternativo como elemento básico para el desarrollo de los distintos medios de transporte, debe destacarse la implantación que desde un principio se realizó de este tipo de motores como máquinas de generación de trabajo (Fig. 3.3), sustituyendo en las empresas a las máquinas de vapor o a las turbinas hidráulicas, con elevada presencia hasta la total electrificación y el empleo masivo de motores eléctricos como elemento motriz.



Fig. 3.3 Motor Sulzer estacionario de principios del siglo XX instalado en la escuela de Ingeniería Industrial de Barcelona

Todas estas realizaciones estaban totalmente condicionadas por las técnicas disponibles de fabricación, así como el conocimiento de materiales, lo que obligaba a hacer pesados motores de fundición (Fig. 3.4), que han ido evolucionando hacia soluciones más refinadas en cuanto a materiales y técnicas de fabricación, incorporando el aluminio como material estructural y más modernamente otras aleaciones ligeras como el magnesio o el titanio, y que han permitido realizar un mecanismo con menores tolerancias, ajuste más preciso y de mayor calidad.

Esta mejora en el propio mecanismo se ha visto incrementada en todo lo referente a los sistemas auxiliares del motor, mejorando su comportamiento y fiabilidad a lo largo del siglo.

Con todo ello se han ido consiguiendo motores más ligeros, de mucha mayor durabilidad y fiabilidad, con menor mantenimiento y mejor rendimiento.

A partir de la década de los años 80, la mejora en los componentes electrónicos en cuanto a fiabilidad y capacidad de proceso, rapidez y memoria ha permitido aumentar paulatinamente la complejidad de la regulación del motor hasta la actualidad, en que las gestiones electrónicas se han impuesto, eliminando las regulaciones mecánicas del motor y permitiendo un mejor control del mismo, lo que ha redundado en un aumento del rendimiento en todas las condiciones de utilización y, de modo muy especial, en una muy importante reducción de la emisión de contaminantes.

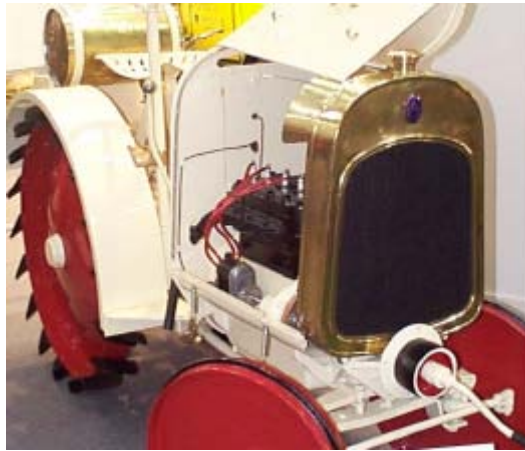


Fig. 3.4 Citroën modelo 10/20 de 1919



Fig. 3.5 Motor de encendido provocado de 5CV del Citroën modelo 10/20

Este cambio conceptual ha obligado a la incorporación de sensores y actuadores en el motor controlados por una unidad electrónica de control, que han eliminado en gran medida el control directo que tiene el conductor o usuario del propio motor, sustituyendo la regulación directa que él mismo realizaba por una regulación matizada por la unidad electrónica de control, de modo que el usuario informa a la centralita de sus intenciones y ésta actúa convenientemente.

En la actualidad, los motores alternativos están enormemente extendidos, cumpliendo su cometido en el transporte terrestre ligero y pesado, tanto por carretera como ferroviario, el marítimo, la aviación ligera y la autogeneración de electricidad, en especial la orientada a la cogeneración y un sinfín de aplicaciones en las que en general, se precisa de un eje motriz para el accionamiento de diversa maquinaria.

3.2 Principios de funcionamiento

El motor alternativo es un motor endotérmico volumétrico que funciona a partir del volumen variable que se genera en el recinto de combustión por el movimiento de un pistón guiado en el bloque motor y que está unido a la biela, articulada al cigüeñal, consiguiendo un movimiento rotativo del mismo a partir del movimiento lineal alternativo del citado émbolo o pistón.



Fig. 3.6 Vista superior e inferior de un pistón de competición de un motor de cuatro tiempos de encendido provocado y cinco válvulas por cilindro

Por consiguiente, los elementos básicos del motor son el tren alternativo, formado por pistón, biela y cigüeñal, como elementos móviles del mecanismo, y el bloque motor y la culata, que configuran, junto a la cabeza del pistón, el recinto de combustión.

Por lo general, el pistón (Fig. 3.6) está unido a la biela mediante una articulación que permite el libre giro entre ambos (Fig 3.7 derecha), y la biela está unida al cigüeñal (Fig. 3.8) por la cabeza de la misma y mediante un casquillo antifricción, que deberá ser lubricado.



Fig. 3.7 Distintas concepciones de pistones de automoción articulados a sus correspondientes bielas



Fig. 3.8 Cigüeñal de un motor alternativo de cuatro cilindros de automoción

Sobre este mecanismo básico (Fig. 3.9) se configura la realización del ciclo de funcionamiento, que consta, de modo esencial, de una compresión y una expansión después de realizarse el proceso de combustión y una renovación de la carga, en la que se realiza un proceso previo al ciclo, el de admisión, en el que se introduce una carga nueva de fluido motor en el recinto y una posterior, la de escape, en la que se desalojan los productos de la combustión, procesos que reciben el nombre genérico de *renovación de la carga*.

Esta tipología permite subdividir el funcionamiento del motor en dos grandes fases, en función de la comunicación del recinto de combustión con el exterior:

- Una *fase cerrada*, en la que se realiza la compresión, ignición-combustión de la mezcla y expansión de los gases de la combustión, y en consecuencia se materializa el ciclo termodinámico (en el que el fluido realiza un ciclo abierto, es decir, para cada ciclo el fluido motor es renovado).
- Una *fase abierta*, en la que se produce la renovación de la carga, realizando la admisión de nuevo fluido motor y la evacuación de los productos de la combustión una vez realizado el ciclo termodinámico descrito anteriormente.



Fig. 3.9 Tren alternativo de un motor de 4 cilindros de automoción

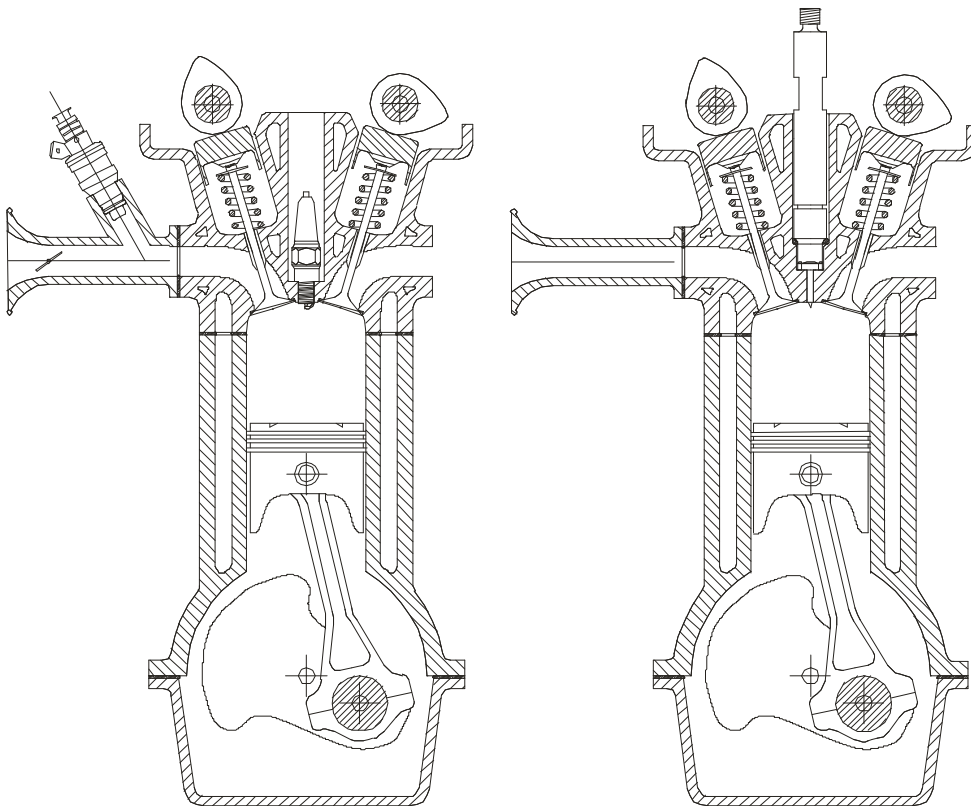


Fig. 3.10 Esquema de un motor de cuatro tiempos de combustión homogénea (izquierda) y de combustión heterogénea (derecha)

La fase cerrada es la encargada de realizar el ciclo termodinámico; en ella, en esencia, se realiza una compresión que, por la velocidad y condiciones en que se realiza; tiende a ser adiabática; y hacia el final del proceso, cuando el recinto de combustión tiene volumen mínimo, se le introduce el calor al fluido motor. Al ser un motor de combustión interna, la aportación de calor se realiza utilizando el propio fluido motor, aire, como comburente de la reacción de combustión con un determinado combustible sumado al mismo.

El proceso de combustión determina dos de las grandes tipologías de motores, en función de si se produce la combustión de una mezcla homogénea de aire y combustible mediante la ignición de la misma, recibiendo el nombre de *motores de encendido provocado* (MEP), o si la combustión se produce por autoignición de una mezcla heterogénea que se va formando al inyectar el combustible sobre el aire una vez éste ha sido comprimido, denominándose *motores de encendido por compresión* (MEC) (Fig. 3.10).

Cualquiera de ambos procesos se caracteriza por producirse en el llamado recinto de combustión, definido por la parte superior del pistón, la pared del cilindro y la parte inferior de la culata, constituyendo un motor endotérmico al realizarse la aportación de calor al fluido motor porque el propio fluido motor, aire del exterior, se hace reaccionar con el combustible aportado.

Tradicionalmente, las dos concepciones de combustión han sido modelizadas de modo distinto, de forma que la primera, de elevada rapidez, se ha asimilado a una aportación instantánea de calor, bajo una isocora, al fluido motor en el conocido ciclo Otto (Fig. 3.11) y suponiendo $Q1''=0$. En contrapartida, la combustión heterogénea, mucho más lenta y progresiva, se ha asimilado a una aportación isobara, en el llamado ciclo Diesel (Fig. 3.11), suponiendo $Q1'=0$.

La evolución real del comportamiento del motor se aproxima más a una modelización del ciclo intermedia tanto para los motores de combustión de mezcla homogénea como para los de combustión de mezcla heterogénea, aproximándose al denominado *ciclo mixto* (Fig. 3.11), en el que la aportación de calor se aproxima de modo repartido entre una isocora y una isobara; así, para cada tipo de combustión, condición de funcionamiento o régimen de giro, se puede obtener una modelización más aproximada a la realidad.

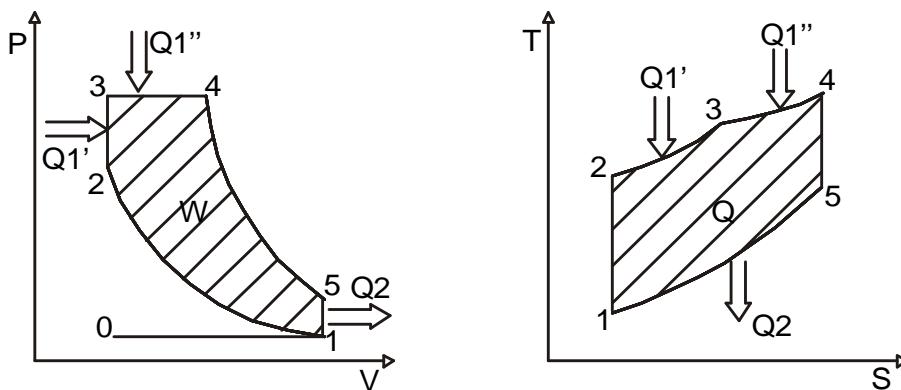


Fig. 3.11 Ciclo mixto de referencia para los motores alternativos

Una vez realizada la aportación de calor, se realiza el proceso de expansión del fluido motor, para el que ha cambiado su composición (CO_2 , H_2O y N_2 , mayoritariamente) y por tanto sus características fisicoquímicas.

Dicha expansión, debido a su rapidez se asimila también a un proceso adiabático. La extracción de calor del ciclo que debería realizarse con posterioridad a dicha expansión se realiza al provocar la expulsión de los productos de la combustión durante la fase abierta a unas condiciones de P y T superiores a las ambientales.

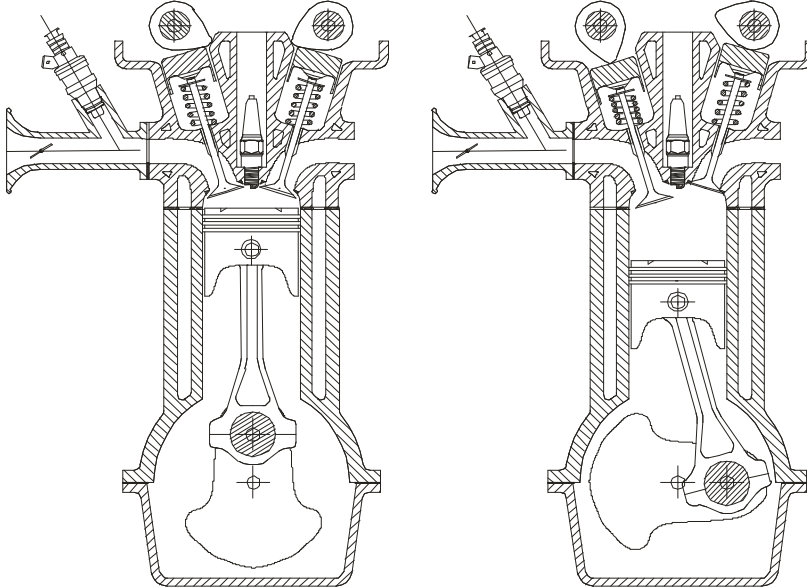


Fig. 3.12 Carrera de admisión de un motor alternativo de cuatro tiempos, a la izquierda válvula de admisión abierta (giro horario del cigüeñal)

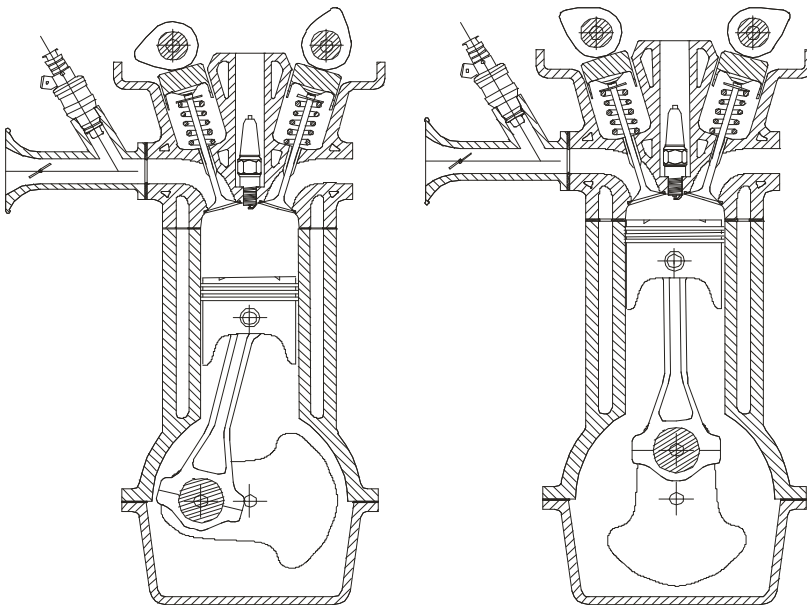


Fig. 3.13 Carrera de compresión de un motor alternativo de cuatro tiempos, válvula de admisión y escape cerradas (giro horario del cigüeñal)

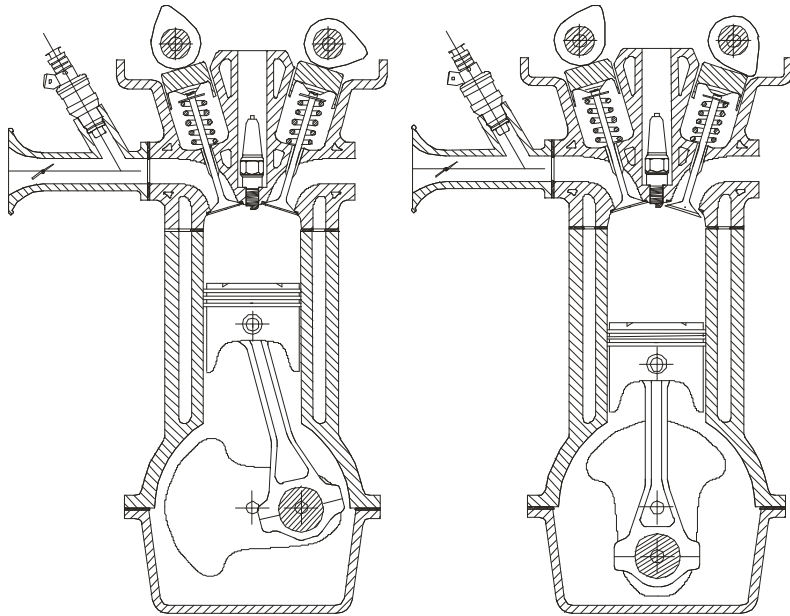


Fig. 3.14 Carrera de expansión de un motor alternativo de cuatro tiempos, válvula de admisión y escape cerradas (giro horario del cigüeñal)

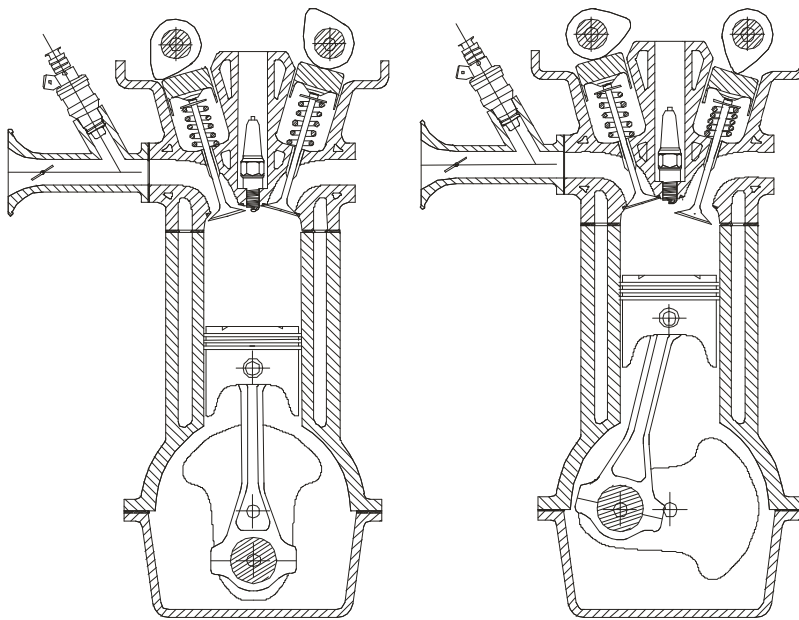


Fig. 3.15 Carrera de escape de un motor alternativo de cuatro tiempos, válvula de escape (derecha) abierta (giro horario del cigüeñal)

Durante la fase abierta se realiza la renovación de la carga, en la que se introduce fluido motor del exterior del motor y se expulsa el fluido ya utilizado. Consta de dos procesos, el de admisión y el de escape, que son realizados de distinto modo en función de la concepción de funcionamiento del motor, en lo que recibe el nombre de *motores de cuatro y dos tiempos*.

En consecuencia, la concepción básica del motor alternativo se resume en el motor de cuatro tiempos, que se caracteriza porque desarrolla su ciclo de funcionamiento en dos vueltas completas de cigüeñal y en que el recinto de combustión se comunica al exterior mediante dos conductos, el de admisión, por el que entra el nuevo fluido, y el de escape, por el que se desaloja el fluido motor una vez ha sido producida la combustión.

En la primera parte del ciclo, definido por una carrera descendente del pistón, de punto muerto superior (PMS) hacia punto muerto inferior (PMI), el aumento de volumen crea una depresión que provoca una succión de la carga fresca dispuesta en el conducto de admisión, que puede entrar en el recinto porque la válvula de admisión está abierta (Fig. 3.12).

A continuación se cierra la válvula de admisión y en la carrera ascendente del pistón se produce la compresión (Fig. 3.13). Hacia el final de esta carrera se iniciará el proceso de combustión, ya sea mediante la activación de la bujía, que provocará un frente de llama a la mezcla homogénea, ya realizada por la inyección de combustible, de fácil autoencendido en el recinto de combustión.

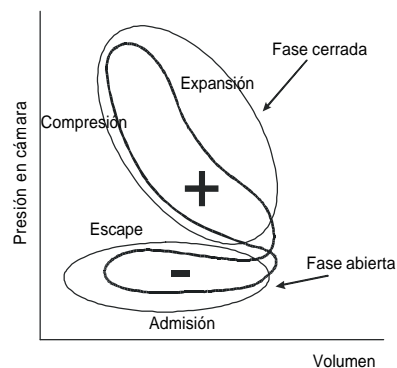


Fig. 3.16 Diagrama indicado de un motor alternativo de cuatro tiempos, con detalle de fase abierta y fase cerrada

Durante el proceso de combustión, el fluido motor aumenta notablemente su temperatura, pudiendo llegar hacia los 2000° K a 2500° K, hecho que permite expansionar el gas (Fig. 3.14) y obtener la carrera de trabajo de todo el ciclo.

Una vez realizada la combustión y expansionado los productos de la misma, debe reiniciarse el ciclo, que concluye desalojándolos en la carrera de escape (Fig. 3.15), en la que la válvula de escape se abrirá, comunicando el recinto con el exterior y moviendo el pistón de PMI a PMS para desalojar por completo los citados gases.

Todas estas evoluciones pueden analizarse en conjunto en el que se denomina *diagrama indicado del motor* (Fig. 3.16) y que consiste en la graficación de la presión en el recinto de combustión respecto al volumen de dicho recinto definido por la posición del pistón, de modo que se manifiesta la fase abierta

(con un lazo de trabajo negativo, recorrido en sentido antihorario y denominado *trabajo de bombeo* y considerado como una pérdida mecánica) y la fase cerrada (como un lazo de trabajo positivo recorrido en sentido horario denominado «trabajo indicado»).

El trabajo positivo o trabajo indicado, deberá compensar el trabajo de bombeo, el trabajo asociado a las pérdidas por fricción del mecanismo y al trabajo resistente de los dispositivos accionados.

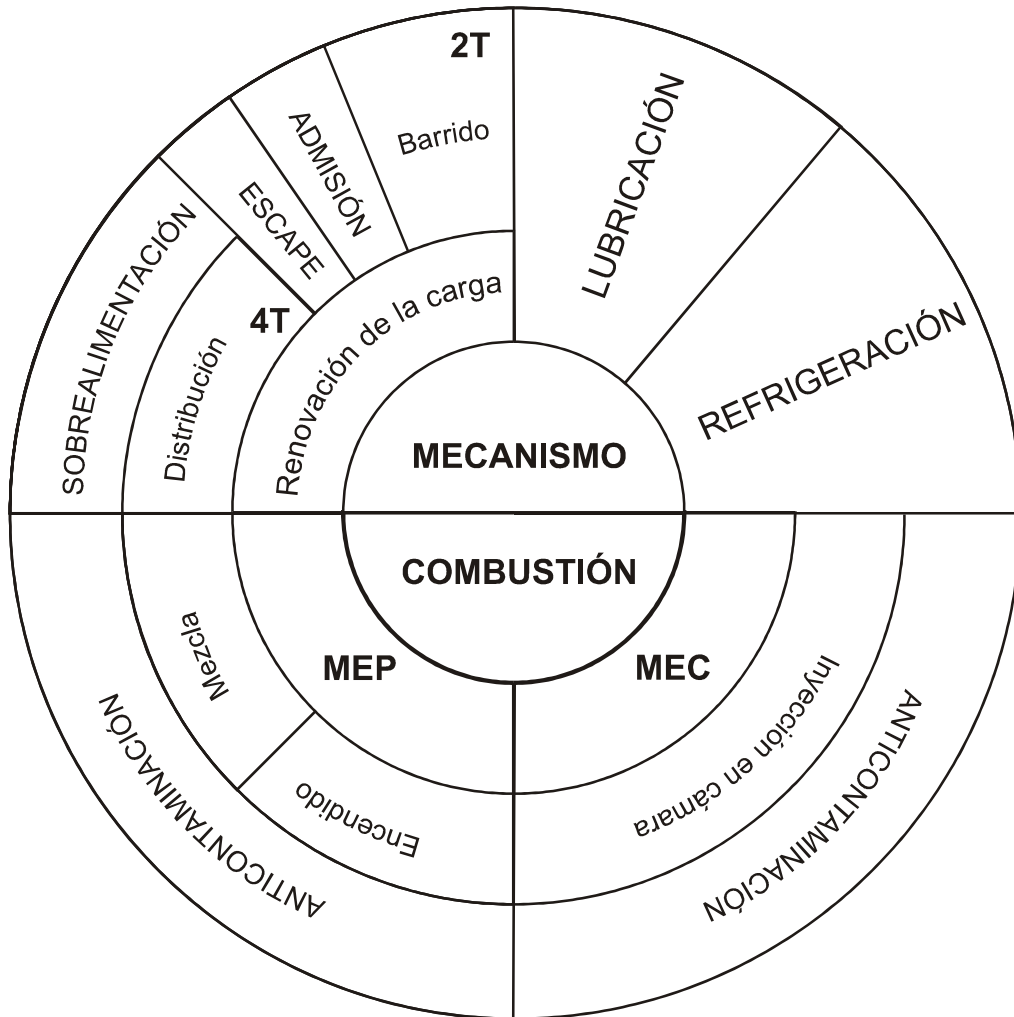


Fig. 3.17 Esquema general de un motor alternativo de combustión interna

Una variante de esta concepción de funcionamiento que presentan los motores alternativos es la de reducir el número de carreras para realizar el ciclo, de modo que se sustituyen las carreras del pistón dedicadas a la realización de fase abierta por una bomba de barrido que se encarga de hacerlas; así pues, el pistón únicamente realiza un ciclo de dos carreras o dos tiempos, una de compresión y otro de expansión.

Esta concepción permite asociar la posición del pistón a una posición inequívoca de realización del ciclo, de modo que en la práctica pueden eliminarse las válvulas de abertura del recinto de combustión al exterior y sustituirse por lumbreras que serán controladas por el propio pistón, simplificando el conjunto mecánico y reduciendo ostensiblemente el peso y complejidad del conjunto.

En resumen, según la figura 3.17, la unidad elemental de un MACI está constituida por un mecanismo de pistón-biela-cigüeñal y un recinto de combustión de volumen variable, donde se realiza dicho proceso. El mecanismo comporta la utilización de una determinada concepción de funcionamiento, de dos o cuatro tiempos, con los subsistemas esenciales que requieren (el primero una bomba de barrido y el segundo el sistema de distribución), teniendo en cuenta que deberá realizarse el diseño de los conductos de admisión y escape.

Con esta concepción, el mecanismo funcionaría, pero no tendría la durabilidad adecuada, ya que la temperatura de combustión es excesiva para los materiales metálicos. Debe preverse un sistema de refrigeración para evacuar el calor que se transmite de los gases calientes de la combustión a las paredes del recinto, necesariamente más frías, y un sistema de lubricación para asegurar el movimiento relativo de los elementos a alta velocidad sin que se produzca rozamiento seco, que calentaría las superficies y produciría gripajes de los elementos, en especial de pistón y válvulas.

Por otro lado, la finalidad del mecanismo se orienta a la realización del ciclo, de modo que para realizar la combustión el motor requiere sistemas adicionales que posibiliten la aportación del combustible, y en el caso de los motores MEP, su encendido. En la actualidad, y a pesar del enorme avance de la regulación y calidad de adecuación de la aportación de combustible, los límites impuestos de contaminación únicamente pueden conseguirse al emplear sistemas adicionales anticontaminantes que dependen del tipo de combustión que realiza el motor.

A partir de lo expuesto, tienden a clasificarse los motores alternativos por la tipología de solución adoptada para su funcionamiento, distinguiéndose de forma primordial la tipología del proceso de combustión, el modo de realización del ciclo, la tipología de renovación de la carga, de la refrigeración o su arquitectura en función de la disposición de los cilindros, cuando tienen más de uno.

3.3 Concepción de la fase cerrada

La fase cerrada del motor, como ya se ha comentado, viene determinada por el proceso de combustión, diferenciado por la combustión homogénea o la combustión heterogénea, que respectivamente distingue los motores de encendido provocado (MEP) (Fig. 3.18) y los de encendido por compresión (MEC) (Fig. 3.19).

La distinta concepción del proceso de combustión proviene, en esencia, de las diferencias entre las concepciones de combustibles. Todo el conjunto de combustibles que presentan elevada volatilidad, facilidad de mezclarse con el aire y perdurabilidad de las características de la mezcla formada pueden emplearse bajo sistemas de combustión homogénea, ya que antes de iniciarse el proceso de combustión mediante un sistema de encendido por chispa, la mezcla aire combustible ha podido ser formada y homogeneizada encontrándose el combustible en fase gaseosa, lo que comporta la necesidad de su vaporización previa si se aporta en fase líquida.

La mezcla puede ser realizada en el exterior del recinto de combustión, durante el proceso de admisión o al inicio de la compresión, pero siempre se acaba consiguiendo una mezcla inflamable y homogénea, ya sea

en todo el recinto o con concentraciones diferenciadas por zonas, en lo que recibe el nombre de *carga estratificada*, de mayor concentración local de combustible alrededor de la bujía de encendido. En todos los casos, la activación de la bujía de encendido determina el inicio de la combustión que configura un frente de llama alrededor de la misma y que se propaga por todo el recinto de combustión. Los combustibles que operan bajo esta concepción de funcionamiento son las fracciones más volátiles del petróleo, como el gas licuado del petróleo, o de modo esencial las gasolinas y el gas natural, comprimido (GNC) o licuado (GNL) para automoción y directamente de la distribución gaseosa para aplicaciones estacionarias.



Fig. 3.18 Fotografía de la cámara de combustión de un motor Otto de culata de cuatro válvulas y bujía en posición central



Fig. 3.19 Fotografía de la cámara de combustión de un motor diesel de inyección directa; en primer término la bujía de calentamiento y en segundo término la tobera del inyector

Otros combustibles alternativos son los derivados del aprovechamiento de biomasa, fundamentalmente formados por metano, procedente de los procesos de descomposición de la materia orgánica de vertederos o masa forestal o de aprovechamiento agrícola en el denominado *biogás*.

Por el contrario, los combustibles asociados a la combustión heterogénea son aquellos de mayor viscosidad, de baja volatilidad, con elevado lubricante, y bastante parecidos a los aceites, cuya formación de mezcla es extremadamente compleja a la presión y temperatura de admisión, lo que provoca que se inyecten directamente en el recinto al final de la carrera de compresión, sin que se consiga una mezcla homogénea.

Al no haberse conseguido una correcta formación de la mezcla, no existe la posibilidad de generar un único punto de encendido que provoque un frente de llama que recorra todo el recinto, de modo que el encendido no se impone y es el propio combustible, al ser inyectado sobre el medio que está a elevada presión y temperatura, el que va absorbiendo el calor y formando la mezcla en pequeñas zonas donde se rompe el dardo de combustible y se mezcla con el aire.

Pasado un determinado tiempo, las distintas zonas donde el combustible se haya mezclado en las proporciones adecuadas se autoenciende y libera su energía, hecho que aumenta la temperatura del recinto y provoca la paulatina autoignición del resto de combustible ya inyectado o por inyectar.

Estas dos concepciones de combustión determinan las dos grandes familias de motores en función del combustible empleado, determinando los condicionantes de diseño del mecanismo, en cuanto a régimen de giro y relación de compresión, así como los sistemas auxiliares para su funcionamiento, en especial los asociados a la aportación de combustible y, en el caso de los MEP, del sistema de encendido.

En este sentido, el poder antidetonante de los combustibles para motores de combustión homogénea es esencial, ya que la mezcla aire combustible debe resistir la compresión a la que la somete el mecanismo durante la carrera de compresión y las que provoca a la fracciones de mezcla aún sin quemar la expansión de la mezcla que está siendo quemada. En todos los casos, el avance de encendido y de modo esencial la relación de compresión quedan limitados a un determinado valor, actualmente y para los combustibles comerciales alrededor de 11 a 1.

En contrapartida, la relación de compresión que provoca el aumento de temperatura del aire que permitirá que se vaporice y se autoenciende el combustible que produce la combustión heterogénea obliga a unas relaciones de compresión mínimas alrededor de 16 a 1 para algunos motores turboalimentados, hasta 23:1 en el que encontramos el límite mecánico de los actuales motores.

3.4 Concepción de la fase abierta

La concepción de la base abierta, asociada a la realización de una determinada faserrada, determina el modo de realización del ciclo, que como ya se ha comentado puede ser de dos o cuatro tiempos, aunque a lo largo de la evolución de los motores han surgido otro tipo de soluciones, sin que fructifiquen de forma importante.

El mecanismo básico sobre el que se desarrolló el inicio de estos motores es el ciclo de cuatro tiempos, ya comentado en el apartado anterior, y únicamente ha competido con el ciclo de dos tiempos, aunque la actual restricción de emisión de gases contaminantes está comprometiendo su evolución y viabilidad futura.

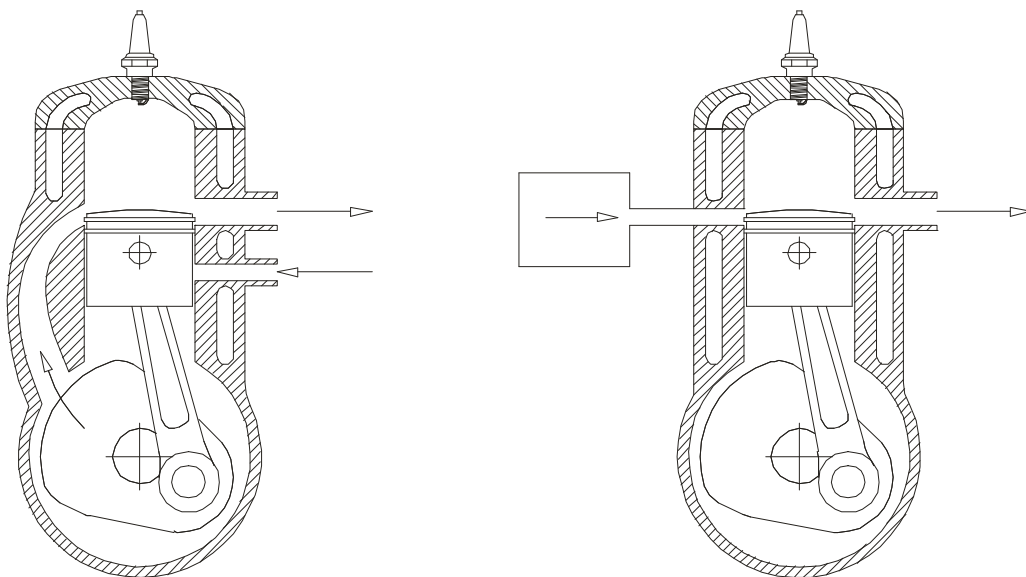


Fig. 3.20 Motor dos tiempos de barrido por cárter (izquierda) y de barrido mediante bomba externa (derecha)

La concepción de un motor de dos tiempos (Fig. 3.20) se caracteriza porque el propio pistón controla las lumbreras que comunican el recinto de combustión con el exterior, de modo que al final de la carrera de expansión se descubre la lumbrera de escape y posteriormente se abre la de admisión, que impulsada por una bomba de barrido externa, o por el aprovechamiento del cárter y la parte inferior del pistón como bomba de compresión alternativa, posibilita la entrada de carga fresca a presión en el recinto que producirá el llenado y la evacuación total de los gases del ciclo anterior. El empleo de este tipo de motores se circunscribe en la actualidad a aplicaciones en las que el reducido peso y dimensiones del motor, así como el reducido coste, son esenciales.

Esta concepción de una bomba externa de barrido para provocar la renovación de la carga mediante la entrada forzada de la carga fresca también puede utilizarse en los motores de cuatro tiempos, a los que en lugar de aspirar el fluido motor del exterior, a presión atmosférica, se introduce un compresor para aumentar la presión de admisión, para con ello posibilitar la introducción de mayor masa de fluido motor, lo que permite realizar el ciclo con mayor cantidad de fluido y, en consecuencia, realizar mayor trabajo.

El empleo de compresores para aumentar el par de un determinado mecanismo recibe el nombre de *sobrealimentación*, y determina la distinción entre:

- *Motores atmosféricos*: El proceso de admisión se produce al succionar fluido motor del conducto de admisión a presión inferior a la atmosférica
- *Motores sobrealimentados*: El proceso de admisión se produce al succionar fluido motor del conducto de admisión a presión superior a la atmosférica

La sobrealimentación se consigue empleando compresores volumétricos, accionados directamente mediante un accionamiento del cigüeñal, o mediante grupos turbocompresores (Fig. 3.21), sin extraer

trabajo al cigüeñal, sino que el trabajo de compresión se extrae al expansionar en una turbina centrífuga los gases de escape, que serán comprimidos en un compresor centrífugo solidario al eje de articulación de la turbina.

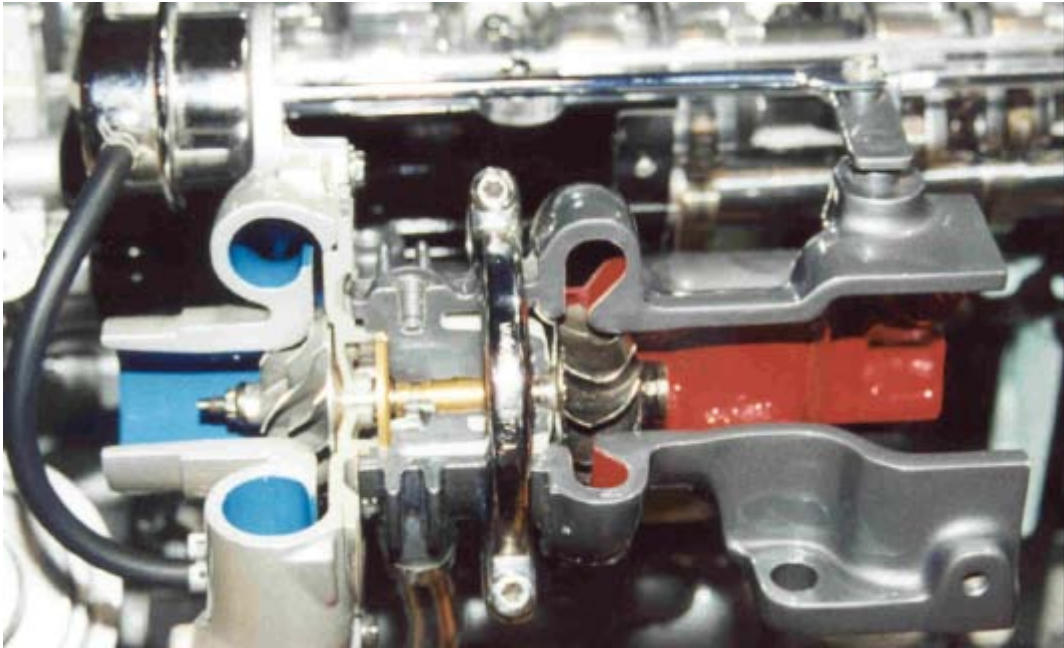


Fig. 3.21 Esquema de un grupo turbocompresor; a la izquierda se dispone el compresor centrífugo y a la derecha la turbina, unidos mediante un eje

Caso aparte son las técnicas, también orientadas al concepto de sobrealimentación, que consisten en conseguir la sobrepresión del fluido de admisión mediante un diseño de tipo difusor, en el que cuando el vehículo que lo utiliza circula a velocidades elevadas, mayores a 200 km/h, se transforma la velocidad relativa del fluido al vehículo en presión, consiguiendo una ligera sobrealimentación dinámica del motor.

3.5 Tipología de refrigeración

La temperatura de combustión puede llegar a valores de 2000° K a 2500° K durante un pequeño intervalo de tiempo, durante el cual se produce una transmisión de calor a las paredes del recinto de combustión. Este hecho provoca la imperiosa necesidad de evacuar el calor que necesariamente se transfiere a los materiales del mecanismo para limitar su temperatura de funcionamiento a valores mucho más bajos, ya que, si no, se producirían fusiones o fluencia de los materiales metálicos del motor.

La evacuación del calor debe realizarse con el fluido refrigerante que pueda disponerse; salvo en aplicaciones marinas, donde puede utilizarse el agua del mar, en casi la totalidad de situaciones debe utilizarse el aire ambiental como refrigerante.

Por consiguiente, surgen dos soluciones, la denominada *refrigeración por aire*, en la que se utiliza directamente el aire ambiental como refrigerante del motor, o la *refrigeración por líquido*, en la que se utiliza un líquido refrigerante del motor, que se dispondrá en un intercambiador o radiador para que ceda el calor extraído del mecanismo al aire ambiental.

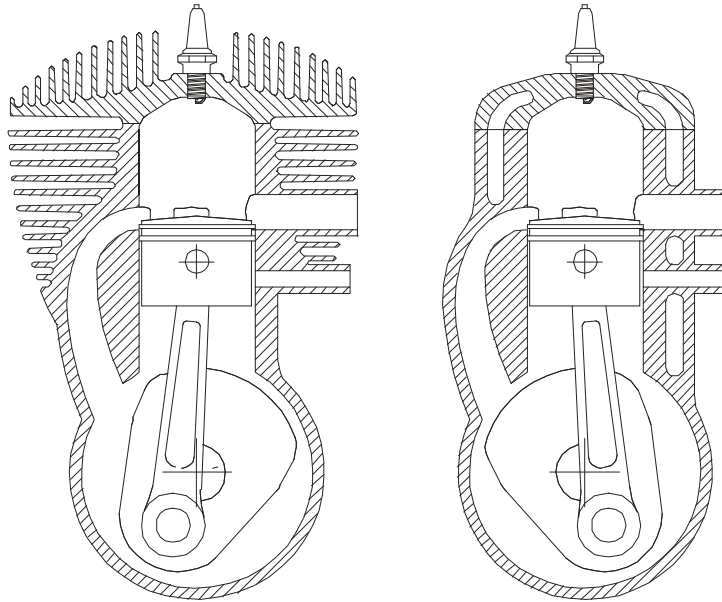


Fig. 3.22 Motor de dos tiempos refrigerado por aire (izquierda) y refrigerado por líquido (derecha)

En la refrigeración por aire el objetivo es canalizar un flujo de aire fresco hacia las superficies más comprometidas del motor. Cuando se diseña un motor que funcionará con refrigeración por aire (Fig. 3.22, izquierda), es necesario realizar aletas en las zonas más conflictivas de extracción de calor con el fin de aumentar notablemente la superficie de contacto con el aire.

Este tipo de motores son menos compactos y es típico encontrarlos en pequeños motores 2T, ya que se aprovecha la simplicidad de este sistema de refrigeración junto a la sencillez de los motores de 2T, los cuales carecen de un sistema de lubricación interno (la lubricación se realiza mediante una mezcla gasolina-aceite) y de distribución. Así se disminuyen los costes de fabricación.

En contrapartida, la refrigeración por líquido tiene como objetivo que el mecanismo ceda el calor al fluido refrigerante que circula por un circuito interior cerrado (Fig. 3.22). Este sistema precisa de un diseño más complejo del motor para realizar las cavidades de refrigeración y además necesita una serie de sistemas auxiliares para poder intercambiar a su vez el calor que ha absorbido el fluido con el exterior, el radiador y el ventilador, para asegurar la refrigeración cuando el vehículo no circula y el flujo incidente en el radiador disminuye de modo importante.

Los motores con refrigeración líquida son más compactos y obtienen unas prestaciones específicas más elevadas que los motores con refrigeración por aire, siendo la única refrigeración efectiva cuando el tamaño y potencia del motor es considerable.

3.6 Arquitecturas policilíndricas

La necesidad de aumentar el número de cilindros en un motor viene supeditada a las prestaciones requeridas al mismo. Si para aumentar la potencia de un motor, únicamente se aumenta la cilindrada unitaria, la relación peso/potencia cada vez es más desfavorable, el aumento de las masas alternativas comporta una limitación en el régimen de giro y la mayor compacidad de la cámara de combustión complica la correcta refrigeración de la culata y pistón.

Por este motivo, para una misma cilindrada de motor, si se utilizan varios cilindros, las cargas mecánicas y térmicas que actúan sobre los pistones son menores, y la superposición de los esfuerzos variables a lo largo del tiempo sobre el cigüeñal permiten conseguir un comportamiento más homogéneo y menores vibraciones tanto del motor en su conjunto como torsionales del cigüeñal.

Así pues, la elección del número de cilindros necesarios debe ser un compromiso entre un bajo peso específico, el espacio disponible para instalarlo, niveles de vibraciones tolerables, costes de producción mantenimiento, expectativa de vida del motor y régimen de trabajo.

La disposición policilíndrica tiene por finalidad aumentar la potencia del motor, consiguiendo una velocidad de rotación más uniforme y compensar los momentos de inercia al repartir las masas en movimiento, permitiendo aumentar el régimen de giro de trabajo del motor al disminuir los esfuerzos inerciales por efecto del movimiento alternativo.

Una vez determinado el número de cilindros necesarios para una determinada obtención de potencia a un régimen de giro determinado, debe escogerse la disposición más adecuada a los condicionantes de utilización del motor. Esta implementación viene condicionada por muchos aspectos, en especial el tamaño disponible para ubicar el motor en su alojamiento; en este sentido, los requerimientos de un motor orientado para motocicletas, automóviles, camiones o para generación no son en absoluto comunes.

Los motores para motocicletas deben ofrecer un tamaño contenido, muy bajo peso, e integrar en el propio diseño la caja de cambios y en buena parte la transmisión, si ésta se realiza mediante cardán. En multitud de aplicaciones, el propio motor se utiliza como elemento estructural del vehículo, anclando en él partes del chasis.

Los motores para automóviles tienen como requerimiento principal poder disponerse en el vano del motor, hecho que limita las dimensiones extremas en longitud o amplitud y condiciona el número de cilindros y su disposición. Este hecho está muy ligado a si la disposición del motor en el vehículo se realiza de modo longitudinal, o si el cigüeñal se dispone en la dirección de marcha del vehículo o de modo transversal. Todo ello enmarcado en el menor peso posible del conjunto.

Los requisitos de los motores para camiones son menores que los anteriores, ya que se acostumbra a disponer de mayor espacio, y en especial el peso del motor no es tan crítico, al representar menor porcentaje del total del conjunto. En este tipo de aplicaciones se aprecian soluciones robustas y de facilidad de actuación en las operaciones de mantenimiento y reparación.

Finalmente, las soluciones de motores de generación, de transporte ferroviaria o marítimo están enmarcadas por la fiabilidad y facilidad de mantenimiento, no estando tan limitadas por el tamaño o el peso, pero sí muy condicionadas por la longitud del cigüeñal y árbol de levas.

La numeración de los cilindros en todos los casos constructivos viene determinada según la norma UNE 10 052-72 y la DIN 73 021. Se empieza la numeración de los mismos por el lado opuesto a la toma de fuerza del motor, es decir, por el lado contrario de donde va situado el volante de inercia. En el caso de los motores en V u horizontales, la numeración comienza también por el lado opuesto al volante de inercia y por el bloque de cilindros situado a la izquierda, enumerando a continuación los cilindros situados en el bloque de la derecha y también en el mismo sentido.

Las posibles disposiciones de motor pluricilíndrico están recogidas en la norma DIN 1940, pero las más habituales se recogen a continuación.

a) Motores con cilindros en línea

La disposición en línea (L) (Fig. 3.23) es la más habitual y sencilla, ya que es la extensión natural del motor monocilíndrico al pluricilíndrico, facilitando la construcción del mismo, ya que los ejes de los cilindros son paralelos entre sí y están alineados, con lo que se puede realizar una única culata común para todos ellos.



Fig. 3.23 Motor de cuatro cilindros en línea 16V Volkswagen

Se utilizan soluciones de tres, cuatro, cinco y seis cilindros, ya que para disposición de mayor número de cilindros, el cigüeñal resulta excesivamente largo y se descompensa la dimensión general del motor, creciendo excesivamente en longitud pero no en anchura.

La solución más habitual es la de cuatro cilindros, ya que permite realizar un cigüeñal con todas las manivelas en un mismo plano (Fig. 3.2) y es un buen compromiso entre número de elementos móviles para un tamaño esencialmente compacto.

El motor de seis cilindros en línea es especialmente atractivo desde el punto de vista del equilibrado y de las vibraciones, aunque presenta un cigüeñal de mayor complejidad que el anterior.

Las soluciones de tres y cinco cilindros, de mayor complejidad de construcción del cigüeñal, tienden a utilizarse para reducir o aumentar cilindrada aprovechando diseño de pistón y culata ya existentes de un motor de cuatro o seis cilindros.

En especial, la solución de cinco cilindros se ha utilizado para disposiciones transversales en las que un motor de seis cilindros no podía emplearse por su excesiva longitud.

b) Motores en V

Los motores en V (Fig. 3.24) presentan sus mayores ventajas a nivel del equilibrado del cigüeñal y por la ausencia de vibraciones importantes, al descomponerse los esfuerzos horizontales del pistón por efecto de la orientación del eje del cilindro. El ángulo existente entre los dos líneas de cilindros depende de los condicionantes de anchura y altura que deban cumplirse, condicionando el comportamiento en cuanto a vibraciones del conjunto.

La mayor desventaja de este tipo de arquitectura la presenta en la mayor complejidad mecánica y de elementos móviles que requiere, ya que necesita como mínimo de una culata por bancada de cilindros y requiere, en los motores de cuatro tiempos, la duplicación del sistema de distribución para cada una de ellas.

La utilización de los motores en V está muy extendida en las motocicletas, ya que presenta un equilibrado correcto para un tamaño contenido, disponiéndose el motor en distintas orientaciones según la utilización tradicional de la marca en cuestión.

De este modo, las Ducati y Harley-Davidson disponen el motor con el cigüeñal de modo transversal al eje de la motocicleta, para facilitar una transmisión por cadena o correa, pero las primeras orientan uno de los cilindros, el inferior, de modo horizontal, mientras que las segundas disponen el motor de modo simétrico a la vertical del vehículo.

En contrapartida, las Moto Guzzi han dispuesto tradicionalmente el motor en V con el cigüeñal en posición longitudinal, lo que confiere una excelente y simétrica refrigeración a los cilindros, orientando el cigüeñal adecuadamente a una transmisión por cardán.

En automóviles, los motores en V se utilizan para disposiciones de seis o más cilindros, siempre en número par, siendo habituales las soluciones de seis, ocho, diez, doce y, en casos excepcionales, dieciséis cilindros.

Su empleo acostumbra a estar asociado a implementaciones de elevada potencia, con disposición longitudinal, donde la tracción del vehículo es a las ruedas traseras, ya sea con el motor dispuesto en la parte delantera del habitáculo o en la parte posterior, para vehículos de orientación claramente deportiva.

Esta disposición es compartida para los motores de mayor número de cilindros en aplicaciones para transporte pesado o generación.



Fig. 3.24 Motor de diez cilindros en V marca Honda de competición

c) Motores en W



Fig. 3.25 Motor doce cilindros en W de la marca Volkswagen

La disposición conocida como W (Fig. 3.25) es una solución muy poco empleada y en la actualidad ha sido impulsada por las marcas Volkswagen y Audi como solución de motor de elevadas prestaciones muy compacto, ya que respecto a una disposición en V se consigue reducir su longitud aumentando ligeramente la amplitud del motor.

En este caso, la concepción del motor se orienta a la unión en un mismo cigüeñal de dos motores en V de ángulo muy cerrado dispuestos en dos bancadas, permitiendo el empleo únicamente de dos culatas, al tener una culata común las dos bancadas de cada motor en V.

d) Motores con cilindro opuestos, *boxer*

Los motores *boxer* (Fig. 3.26) son un caso extremo de los motores en V; en ellos el ángulo entre cilindros de bancadas opuestas es de 180° . Este tipo de construcción favorece notablemente la posible refrigeración por aire mediante aletas situadas en las paredes de los cilindros, ya que se aumenta ostensiblemente la superficie de contacto entre las paredes de los cilindros y el exterior.

Esta adecuación a la refrigeración, junto a un correcto equilibrado y unas dimensiones especialmente reducidas en altura, han orientado su utilización a aquellos vehículos en los que se requiere un bajo centro de gravedad, normalmente en vehículos deportivos, ya sean automóviles o motocicletas o con especial problemática de espacio, como son los autobuses, ya que permite reducir la altura del suelo útil de trabajo.

Paralelamente, esta arquitectura ha sido utilizada modernamente en aviación ligera, ya que permite un elevado posicionado del cigüeñal, donde va colocada la hélice de propulsión, y presenta una refrigeración por aire muy adecuada, eliminando el peso extra de la refrigeración por líquido y la inclusión de elementos como la bomba y el radiador.



Fig. 3.26 Motor *boxer* Lycoming para aviación ligera

e) Motores en estrella

Los motores en estrella, que se caracterizan por la disposición de los cilindros de modo radial respecto al cigüeñal y la disposición de los pistones en un mismo plano, se han usado principalmente en aplicaciones aeronáuticas, especialmente en aviones pequeños.

Este tipo de arquitectura presenta diversas ventajas, ya que ofrece una buena refrigeración por aire, buena accesibilidad a los cilindros y, sobre todo, un peso muy bajo, al reducir enormemente las dimensiones del cigüeñal y en consecuencia del bloque motor.

4 Parámetros característicos

Con el conocimiento de los diversos parámetros que determinan y diferencian el funcionamiento de un motor alternativo se pueden marcar las premisas básicas que guiarán los condicionantes de diseño del motor.

4.1 Parámetros dimensionales

El movimiento alternativo que realiza el pistón en el interior del cilindro tiene dos posiciones extremas (Fig. 4.1). La posición en la que el pistón está lo más cerca posible de la culata, y que por tanto genera el volumen mínimo de la cámara de combustión, recibe el nombre de *punto muerto superior* (PMS), mientras que la posición en la que el pistón está lo más alejado de la culata, en que el volumen de la cámara de combustión es máximo, recibe el nombre de *punto muerto inferior* (PMI).

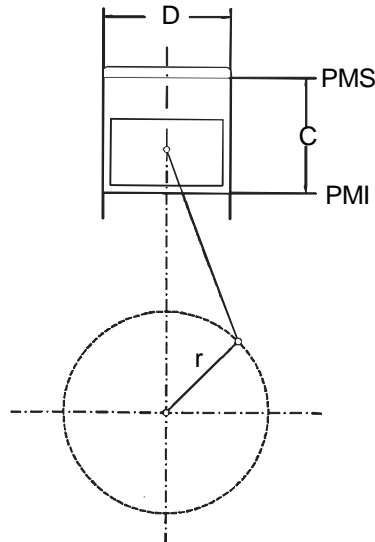


Fig. 4.1 Parámetros esenciales de un motor alternativo de combustión interna

Ambas posiciones reciben el nombre de punto muerto porque en ellas el mecanismo presenta una indefinición, o punto muerto mecánico, ya que son las únicas posiciones en las que un desplazamiento del pistón no comporta un giro del cigüeñal y en esencia el mecanismo está bloqueado.

Este hecho no comporta ningún problema, ya que la velocidad de giro que presente el cigüeñal en una determinada condición de funcionamiento comportará la tendencia del mismo a desbloquear de forma natural el mecanismo, de modo que esta posición de indefinición únicamente aparecerá cuando el mecanismo estuviese parado y quedase en condición de punto muerto, hecho claramente muy improbable por representar un punto de equilibrio inestable del propio mecanismo.

Además de representar posiciones de equilibrio inestable, los puntos muertos son posiciones del mecanismo en las que el pistón está parado, aplicándose de modo aproximado las características de un movimiento armónico simple, con lo que se constata que serán posiciones de aceleración máxima del mecanismo, hecho que conlleva una problemática de diseño para soportar los esfuerzos inerciales del pistón y biela y a la vez comporta las vibraciones características de un movimiento alternativo.

Por otro lado, los parámetros que completan de modo esencial el motor son los parámetros que definen el recinto de combustión, así como la cilindrada del motor, el diámetro del cilindro d y la carrera del pistón, c , que se define como la distancia existente entre PMS y PMI y que queda definida por el doble del radio de la manivela del cigüeñal, r .

A partir de ellos se define, en la ecuación 4.1, la cilindrada unitaria del cilindro V_{cil} como el volumen que desplaza el pistón desde PMS (V_{PMS}) a PMI (V_{PMI}), y la cilindrada del motor V_{MOTOR} , en la ecuación 4.2, al multiplicar la cilindrada unitaria por el número de cilindros del mismo N .

$$V_{Cil} = V_{PMI} - V_{PMS} = \frac{\mathbf{p} \cdot d^2}{4} \cdot c \quad (4.1)$$

$$V_{Motor} = V_{Cil} \cdot N \quad (4.2)$$

A partir de estos parámetros se define la relación de compresión como el cociente entre el volumen total máximo ocupado por la carga fresca y el volumen ocupado por la cámara de combustión cuando el pistón se encuentra en el PMS, también llamado *volumen de la cámara de combustión* (Ec. 4.3).

$$\mathbf{e} = \frac{V_{Cil} + V_{PMS}}{V_{PMS}} \quad (4.3)$$

Esta relación de compresión es esencial en el ciclo termodinámico que realiza el motor, de modo que a mayor relación de compresión mayor rendimiento, aunque está limitada por el tipo de combustible a emplear, en especial si se trata de un motor de combustión de carga homogénea o un motor de combustión de carga heterogénea, pero, al mismo tiempo un elevado valor de relación de compresión condiciona de modo especial el diseño mecánico del mecanismo y limita su régimen de giro.

Los parámetros descritos determinan la cinemática del mecanismo y tamaño del mecanismo, mientras que los parámetros que determinan su comportamiento térmico y fluidodinámico están asociados esencialmente al diámetro del pistón, de modo que se define la sección del pistón, S_p en la ecuación 4.4, que determina el área por la que se transferirá calor al pistón, elemento de difícil refrigeración, y el tamaño disponible para alojar las válvulas de admisión y escape en la culata.

$$S_p = \frac{\mathbf{p} \cdot D^2}{4} \quad (4.4)$$

La superficie del pistón, junto con las paredes laterales superiores del cilindro, así como la parte inferior de la culata, definen el recinto de combustión y de ellos puede calcularse la superficie de dicho recinto, que determinará la superficie de transferencia de calor para la refrigeración, de modo que a mayor superficie mayor facilidad de evacuación de calor, lo que facilita la durabilidad del mecanismo, pero comporta la menor compacidad de la cámara y pérdida de calor del ciclo termodinámico y, en consecuencia, menor rendimiento.

Estos condicionantes, aunque de modo muy simplista, determinan la tendencia de selección del número de cilindros de un motor para una misma cilindrada total.

A mayor cilindrada unitaria, se tendrán pistones de mayor tamaño y mayor compacidad de la cámara de combustión, es decir, a igual volumen de la misma, menor superficie, con lo que se tendrá un mecanismo alternativo más másico, por el tamaño del pistón, y que verá limitada su potencia de refrigeración por la poca superficie de contacto con el exterior, lo que conlleva la posibilidad de conseguir mayores rendimientos, pero menores valores de potencia debido a su menor velocidad de rotación, quedando, en consecuencia, limitada la potencia específica del motor.

A menor cilindrada unitaria, se tiene una mayor superficie del recinto de combustión, lo que facilita la extracción de calor y permite, junto con unos pistones mucho más ligeros, al ser de menor diámetro, la posibilidad de aumentar el régimen de giro y, en consecuencia, la potencia específica, pero a la vez tiende a comportar una menor eficiencia del ciclo termodinámico, lo que tiende a comportar una disminución del par motor.

Este hecho se pone de manifiesto en las motocicletas, donde existe una enorme controversia sobre la tipología de arquitectura ideal, de modo que a elevadas cilindradas, alrededor de 1000 cm³ existen motores de 2, 3, 4 y, en competición, hasta 5 cilindros, en los que se tiende a obtener valores de par máximo, asociado a la eficiencia del ciclo, decrecientes con el número de cilindros, pero valores de potencia máxima y régimen máximo de giro crecientes con dicho parámetro.

4.2 Relaciones entre parámetros dimensionales

Los parámetros dimensionales se relacionan entre ellos en dos aspectos esenciales, la relación biela manivela, que determina la forma de la evolución del movimiento del pistón con respecto al giro del cigüeñal, y la relación carrera diámetro, que determina la fluidodinámica del motor.

La relación biela manivela, que define y condiciona la transformación entre el movimiento alternativo del pistón y el rotativo del cigüeñal, se acostumbra a definir con parámetro λ y se define en la ecuación 4.5.

$$I = \frac{r}{l} = \frac{C}{2 \cdot l} \quad (4.5)$$

El parámetro λ tiene únicamente repercusiones de carácter mecánico, ya que afectan el recorrido, velocidad y aceleración del pistón, y no afectan al rendimiento termodinámico del motor. Cuanto menor sea λ , menor será la fuerza lateral del pistón sobre la pared del cilindro, con lo que se puede reducir la falda del mismo y así reducir su masa. Por otro lado, aumenta la longitud de la biela y con ello su masa, que al estar sometida a un movimiento alternativo, provoca un aumento de las fuerzas inerciales.

Si por el contrario, se quiere reducir las fuerzas de inercia disminuyendo la longitud de la biela, λ aumenta y las fuerzas laterales del pistón sobre el cilindro también. La reducción de la longitud de la biela está limitada por razones constructivas, ya que la longitud de la biela debe ser, como mínimo, mayor al radio de la manivela.

Finalmente, y teniendo en cuenta que en cada caso se está supeditado a las necesidades de diseño, peso y espacio, los valores más usuales de λ están entre 0,2 y 0,3, lo que significa una longitud de biela de entre 1,7 y 2,5 veces el valor de la carrera

Por otro lado, una de las características geométricas del cilindro más significativas es la relación entre la carrera del émbolo y el diámetro del cilindro, que acostumbra a designarse con el parámetro k , definido en la ecuación 4.6.

$$k = \frac{C}{D} \quad (4.6)$$

A partir de su valor, se define el concepto de motor cuadrado cuando $k=1$; el motor será alargado si $C>D$, $K>1$ y supercuadrado si $C<D$, $K<1$. Esta relación tiene un límite inferior impuesto por el paso de la biela por la falda del pistón.

El hecho de diseñar un cilindro motor más o menos cuadrado tiene una serie de consecuencias a veces contrapuestas, que se resumen a continuación, lo que comporta que el resultado final tienda a ser una solución de compromiso que satisfaga las diferentes especificaciones y prioridades de diseño.

a) Motor supercuadrado

Aspectos mecánicos: Si se mantiene la velocidad media del pistón constante, así como la cilindrada unitaria, y se aumenta el diámetro relativo del cilindro, consecuentemente la carrera es menor, con lo que se obtiene un régimen de giro más elevado y así se puede obtener mayor potencia máxima. Por otro lado, si se mantiene constante el régimen de giro, la velocidad media del pistón disminuye, al igual que las pérdidas mecánicas por rozamiento, ya que éstas son proporcionales a la velocidad media del pistón.

Aspectos fluidodinámicos: A igual régimen de vueltas y para iguales secciones de paso en válvulas, el rendimiento volumétrico aumenta, ya que la velocidad de admisión disminuye, pues es proporcional a la velocidad del émbolo.

El aumento del diámetro relativo proporciona más espacio para ubicar las válvulas, por tanto mayor sección de paso y menor pérdida de carga, lo que mejora el llenado y reduce el trabajo de bombeo. En contrapartida, al haber menos altura libre entre la corona de pistón y la culata, será necesario realizar rebajes en la superficie del pistón para evitar la interferencia con las válvulas, con lo que se perjudica el movimiento de la carga en el proceso de formación de la turbulencia.

Aspectos térmicos: El uso de un mayor diámetro de cilindro implica mayor distancia desde la zona central hasta la más caliente en la conducción de calor, lo que dificulta su refrigeración a través de los segmentos, haciéndose necesario el diseño de un sistema de refrigeración interna. Cuando la cilindrada y la relación de compresión se mantienen invariantes al disminuir k , se produce un aumento de la relación superficie/

volumen de la cámara de combustión, especialmente en el PMS, aumentando la transferencia de calor por las paredes. Sin embargo, para un determinado régimen de giro, dicho aumento queda atenuado por la disminución de la velocidad del gas en el cilindro, el cual es proporcional a la velocidad media del émbolo. La disminución de la velocidad del gas provoca una disminución del coeficiente superficial de transferencia de calor entre el gas y la pared.

Combustión: Al disminuir la velocidad del émbolo en las proximidades del PMS, el proceso de combustión se aproxima más a un proceso a volumen constante, lo que proporciona mayor rendimiento termodinámico.

Emisiones contaminantes: En los motores de encendido provocado, el aumento de la relación superficie/volumen puede causar la emisión de hidrocarburos inquemados a causa de la reducción de la velocidad de reacción de la carga que se halla en contacto con la pared de la cámara; es el llamado *efecto pared*.

b) Motor alargado

Combustión: Al ser la cámara de combustión más compacta, permite una combustión más rápida en el motor Otto y, por lo general, un mejor rendimiento térmico y mayor tolerancia a elevadas relaciones de compresión.

Aspectos mecánicos: El aumento del parámetro k causa una disminución de la masa del motor y también disminuye su longitud, siendo la relación óptima $k > 1,2$. También disminuyen los costes de fabricación.

Aspectos térmicos: Al obtenerse una cámara de combustión más compacta, las pérdidas de calor disminuirán, puesto que decrece la relación superficie/volumen. Esta disminución solo será útil si se aprovecha la eventual mayor temperatura de los gases quemados, por ejemplo, cuando se quiere incluir el motor alternativo en un sistema de cogeneración.

4.3 Parámetros termodinámicos

Los parámetros termodinámicos del motor alternativo hacen referencia a los valores de parámetros referentes al ciclo termodinámico que realiza el fluido motor durante la fase cerrada.

Debe tenerse en cuenta que, cuando se analiza un determinado ciclo de trabajo, el factor tiempo no interviene en la concepción del ciclo, pero sí condiciona la evolución del ciclo termodinámico real, de las distintas reacciones de combustión que deben realizarse, la turbulencia del fluido motor que realizará la combustión, las transferencias de calor del gas hacia las paredes o viceversa y la problemática fluidodinámica que influye en la renovación de la carga y por consiguiente define la masa de fluido que realiza el ciclo.

Por consiguiente, el trabajo que realiza un determinado ciclo depende de las condiciones operativas del motor, lo que se traduce en una variación del valor de trabajo del ciclo en función del régimen de giro del motor, que en definitiva se refleja en la curva de par motor.

El valor de trabajo del ciclo se analiza a partir de la definición de la presión media de trabajo, que surge de una concepción simplista, pero útil, en la que se iguala el trabajo que realiza el ciclo a una presión hipotética constante multiplicada por la cilindrada (Ec. 4.7).

$$pm = \frac{W}{V_{cil}} \quad (4.7)$$

A partir de este concepto surgen, en función del trabajo que se utilice para el cálculo las siguientes definiciones:

- *Presión media teórica (pmt)*: Presión media calculada a partir del trabajo teórico de la modelización del ciclo termodinámico.
- *Presión media indicada (pmi)*: Presión media calculada a partir del trabajo positivo medido que se realiza durante la fase cerrada del motor.
- *Presión media de bombeo (pmb)*: Presión media calculada a partir del trabajo negativo medido que se realiza durante la fase abierta del motor debido a la renovación de la carga.
- *Presión media de rozamientos (pmr)*: Presión media calculada a partir del trabajo negativo de los rozamientos mecánicos y accionamientos de sistemas del motor.
- *Presión media efectiva (pme)*: Presión media calculada a partir del trabajo medido en eje de salida del motor.

A partir de las definiciones, se establece la siguiente igualdad esencial de la ecuación 4.8:

$$pme = pmi - pmb - pmr \quad (4.8)$$

Mediante la obtención de los trabajos implicados en el motor, puede realizarse el análisis de rendimientos del mismo, teniendo en cuenta que para cada condición de funcionamiento se establece como entrada de energía la correspondiente al PCI del combustible ingresado en el recinto de combustión. De este modo se establecen las siguientes definiciones:

- **Rendimiento teórico (h_t)**: Cociente entre el trabajo teórico de la modelización del ciclo termodinámico respecto a la masa de combustible por su PCI.
- **Rendimiento indicado (h_i)**: Cociente entre el trabajo positivo de la fase cerrada del motor respecto a la masa de combustible por su PCI.
- **Rendimiento efectivo (h_e)**: Cociente entre el trabajo efectivo medido en el eje de salida del motor respecto a la masa de combustible por su PCI.

El análisis del rendimiento efectivo se ha tendido a simplificar en aquellos motores que operan con combustibles líquidos derivados del petróleo, ya que el PCI de los mismos es muy parecido en todos ellos, de modo que se sustituye el análisis del rendimiento efectivo por el del consumo específico ce , definido como el cociente entre la masa de combustible $m_{combustible}$ (expresada en g) respecto al trabajo efectivo generado $W_{efectivo}$ (expresado en kWh), como se refleja en la ecuación 4.9, que se relaciona con el rendimiento efectivo (η_e) según la ecuación 4.10.

$$ce = \frac{m_{combustible}}{W_{efectivo}} \quad (4.9)$$

$$h_e = \frac{1}{PCI \cdot ce} \quad (4.10)$$

En la tabla 4.1 se ofrecen valores habituales de consumo específico en función del tipo de motor y su utilización

Tabla 4.1 Consumos específicos en función del tipo de motor y su utilización

Motor 2T MEC Estacionario	180..195
Motor 4T MEC Camión	190..200
Motor 4T MEC Automóvil (Inyección indirecta)	240..260
Motor 4T MEC Automóvil (Inyección directa)	200..220
Motor MEC Automóvil 4T	240..300
Motor MEC Automóvil 2T	300..400

4.4 Características operativas del motor

Las características operativas del motor alternativo se resumen en la velocidad de giro del cigüeñal n , la velocidad media del pistón, C_m , en lo que respecta a los parámetros mecánicos, y el dosado F y el grado de carga, por lo que respecta a los parámetros relacionados con el proceso de combustión.

La velocidad media de giro de un motor se acostumbra a expresar en revoluciones por minuto (min^{-1}) y determina de modo esencial el valor de potencia que puede conseguirse si se mantiene la realización del ciclo termodinámico de modo adecuado.

De modo esencial, a mayor cilindrada unitaria del motor, mayores inercias, lo que condiciona regímenes de giro menores. Este hecho comporta que la tendencia sea que, a menores velocidades de giro, mayor tendencia de aproximación del ciclo a un ciclo ideal, y por consiguiente mayor rendimiento, pero a la vez la potencia queda limitada, lo que comporta un aumento importante del tamaño del motor para una determinada potencia.

Según la velocidad media de giro, los motores se clasifican según se indica en la tabla 4.2.

Tabla 4.2 Clasificación de los motores según la velocidad media de giro

<i>Tipo</i>	<i>Velocidad (min^{-1})</i>	<i>Aplicaciones</i>
Lentos	90-150	MEC 2T; generación, marinos
Semiáridos	500-800	MEC 4T; generación, marinos
Medios	1000-2000	MEP 4T; MEC 4T; generación, maquinaria
Rápidos	>2000	MEP 4T-2T; MEC 4T; automoción

La tendencia actual es la de realizar motores medios para generación y rápidos para automoción. En este sentido debe destacarse el diferente rango de régimen de giro en el que operan los motores MEP y MEC, de modo que los primeros, que trabajan a menor relación de compresión y con una combustión rápida, pueden operar en motores para automóviles hasta las 9000 min^{-1} , mientras que, para los mismos vehículos, los motores MEC únicamente alcanzan alrededor de las 5000 min^{-1} .

La velocidad de giro del cigüeñal está íntimamente ligada a la velocidad media del pistón, que se corresponde a su celeridad media cuando el motor está a régimen de giro máximo, calculándose a partir del espacio recorrido, de dos carreras, por cada vuelta de cigüeñal (Ec. 4.11).

$$C_m = 2 \cdot C \cdot n \quad (4.11)$$

La velocidad media del pistón representa un parámetro que muestra la rapidez a la que debe accionarse el mecanismo, cuya durabilidad dependerá de la lubricación y la inexistencia de flotamiento de válvulas, que se analizará en el apartado de renovación de la carga 4T. Por consiguiente, para un determinado desarrollo tecnológico de motor, en especial, referente a su lubricación, así como limitado por sus dimensiones generales y las masas de sus elementos alternativos, se obtiene un valor de velocidad media del pistón que explicita sus características de diseño y a la vez indica el compromiso adoptado por el fabricante entre durabilidad y fiabilidad. Unos valores referenciales se ofrecen en la tabla 4.3, teniendo en cuenta que la evolución tecnológica comporta el aumento paulatino de dichos valores, a la vez que una reducción de tamaño del motor permite un aumento significativo de dichos parámetros.

Tabla 4.3 Clasificación de los motores según la velocidad lineal media del pistón

<i>Tipo de Motor</i>	<i>Velocidad</i>
Grandes motores Diesel 2T	6 - 8 m/s.
Motores Diesel marinos semirrpidos	7 - 10 m/s.
Motores Diesel rápidos	8 - 12 m/s.
Motores Otto 4T turismo	8 - 12 m/s.
Motores Otto 4T turismo altas prestaciones	12 - 17 m/s.
Motores Otto competición	17 - 25 m/s.

En consecuencia, el análisis de la velocidad media del pistón de un determinado motor debería utilizarse como parámetro de selección en aquellos motores de tamaño y tipología de uso equivalentes.

El grado de carga del motor recoge el concepto de regulación de la carga del motor; a mayor grado de carga, mayor trabajo realizará el ciclo termodinámico, resumiéndose conceptualmente a un mayor calor aportado al ciclo termodinámico, con lo que la regulación de este trabajo dependerá esencialmente del tipo de motor, ya sea de combustión homogénea o heterogénea, en función de cómo pueda regularse en definitiva la cantidad de combustible que se hace intervenir en el proceso de combustión.

La definición conceptual del grado de carga está clara, pero no existe consenso para definirla, de modo que normalmente se establece un porcentaje respecto al mecanismo de regulación asociado al tipo de motor, aunque en determinadas aplicaciones, como es el caso de la generación de electricidad, en que el régimen de giro debe ser constante para la correcta frecuencia de la corriente alterna generada, a menudo se establece el grado de carga con respecto al porcentaje de potencia generado respecto al máximo posible.

La regulación del motor en consecuencia depende del proceso de combustión; ya debe poder establecerse desde condiciones de ralentí, en que el trabajo efectivo debe ser nulo, generándose únicamente trabajo positivo para compensar las pérdidas de bombeo y de rozamiento, hasta las condiciones de plena carga. Este hecho conlleva la necesidad de aportar combustible en una horquilla desde muy poca cantidad hasta la máxima admisible.

En este sentido el proceso de combustión es determinante, de modo que en los motores de combustión homogénea, donde debe establecerse una proporción entre combustible y aire dentro de los límites de inflamabilidad, si hay excesivo aire o excesivo combustible, el frente de llama no puede progresar y la combustión no se produce.

En este caso, la regulación de calor del ciclo debe producirse a partir del control de la cantidad de mezcla que se introduce en el cilindro, introduciendo una válvula de regulación, de tipo mariposa, guillotina u otra que produzca una pérdida de carga puntual en el conducto de admisión, lo que reduce la presión de llenado y reduce de modo efectivo la masa introducida.

Esta regulación provoca una disminución de la presión de admisión, lo que se traduce en un aumento de las pérdidas de bombeo al incrementarse el área del ciclo recorrida en sentido antihorario.

El aumento del trabajo de bombeo a cargas parciales provoca una disminución importante del rendimiento en este tipo de motores en condiciones que se aparten del trabajo a plena carga.

Para resolver en parte esta problemática, se está trabajando en sistemas de regulación que no supongan una pérdida de carga durante el proceso de admisión, sino que se comporten como una válvula mediante la cual, cuando se ha finalizado la entrada de la masa de carga necesaria, se cierre el conducto de admisión.

Un sistema de este tipo ha sido puesto en el mercado por parte de BMW con el nombre comercial de Valvetronic, utilizando un control variable de la propia válvula de admisión.

En los motores de combustión heterogénea, donde existe mayor grado de independencia de la cantidad de combustible aportado respecto a la masa de aire, siempre orientando la regulación a la disminución de aportación de combustible, puede regularse el motor dosificando directamente la cantidad de combustible inyectado en el interior del recinto de combustión.

En definitiva, la regulación de la carga está condicionada y limitada por la relación entre combustible y aire que define el proceso de combustión y que recibe el nombre de *dosado* F , definiéndose en la ecuación 4.12.

$$F = \frac{m_{\text{combustible}}}{m_{\text{aire}}} \quad (4.12)$$

Cuando la relación entre la masa de combustible y la masa de aire se corresponde a la relación estequiométrica del proceso de combustión ideal de dicho combustible, hipotéticamente $H_a C_b$ (Ec. 4.13), recibe el nombre de dosado estequiométrico, Fe (Ec. 4.14).



$$Fe = \left[\frac{m_{\text{combustible}}}{m_{\text{aire}}} \right]_{\text{estequiométrica}} \quad (4.14)$$

A partir de la definición del dosado estequiométrico, el cociente entre el dosado y dicho dosado estequiométrico recibe el nombre de *dosado relativo*, Fr (Ec. 415), que representa el tanto por 1 respecto a las condiciones estequiométricas de la mezcla que se introducirá en el recinto de combustión o que se generará en su interior.

$$Fr = \frac{F}{Fe} \quad (4.15)$$

De este modo se distinguen tres modos de funcionamiento:

$Fr < 1$: Mezcla pobre, falta de combustible, exceso de aire

$Fr = 1$: Mezcla estequiométrica

$Fr > 1$: Mezcla rica, exceso de combustible, falta de aire

A partir de estas definiciones, la combustión homogénea de los motores de encendido provocado puede realizarse entre un dosado relativo mínimo, inferior a 1, y uno máximo, superior a 1, que dependerá del tipo de combustible, la estratificación de la mezcla el sistema de encendido y el punto de encendido, entre otros.

En contrapartida, la combustión heterogénea de los motores de encendido por compresión puede establecerse desde dosados relativos cercanos a 0 hasta valores sensiblemente inferiores a la unidad, alrededor de 0,7 a 0,8, y en consecuencia siempre operan en condiciones globales de mezcla pobre, aunque su heterogeneidad provoque zonas dentro del recinto con exceso de combustible, en concreto las cercanas al propio dardo de inyección.

4.5 Interrelación entre parámetros característicos del motor

Por otro lado, será necesario estudiar con más detalle dicha unidad fundamental, definiendo los parámetros básicos de diseño del tren alternativo (diámetro del pistón, carrera, longitud de la biela, radio de manivela, cinemática y dinámica del pistón, equilibrado ...), así como las características geométricas y operativas de la cámara de combustión y cómo afectan al proceso de combustión y renovación de carga, con tal de mejorar el rendimiento volumétrico y, en consecuencia, las prestaciones del motor, siempre vigilando las emisiones contaminantes.

A continuación, en la tabla 4.4 se ofrece una recopilación de la mayoría de parámetros y factores, tanto dimensionales como operativos, que afectan el diseño del motor, y la relación que guardan con los diferentes procesos de diseño del motor. Posteriormente, se ofrecen unos organigramas que recogen las principales interacciones de los parámetros recogidos en la matriz y cómo afectan a la arquitectura del motor, dimensiones características del motor; las prestaciones, potencia efectiva; y a la emisión de contaminantes.

Tabla 4.4 Parámetros y factores que afectan al diseño del motor

	V _{cu}	z	d	s	K	r	L	λ	Sp	N	ω	Cm	α	x	v	a	ε
Arquitectura motor	X	X	X	X	X	X	X	X	X			X	X	X	X	X	X
Cinemática / Dinámica				X	X	X	X	X		X	X		X	X	X	X	
Equilibrado		X		X	X	X	X	X		X	X		X				
Reacciones en el tren alternativo				X	X	X	X						X				
Contaminación/Combustión	X							X		X	X						X
Prestaciones	X	X							X	X		X					X
Renovación de la carga	X	X								X							X
Distribución		X								X			X	X	X	X	
Refrigeración	X		X					X		X							X
Lubricación			X	X	X	X	X	X		X	X	X				X	X

	η _r	β	F _O	F _r	m _e	m _r	F _G	F _S	F _N	F _R	F _T	relación sup/vol
Arquitectura motor		X										X
Cinemática / Dinámica		X										
Equilibrado			X	X	X	X						
Reacciones en el tren alternativo		X					X	X	X	X	X	
Contaminación	X						X					X
Prestaciones	X		X				X					X
Renovación de la carga												X
Distribución												
Refrigeración	X											X
Lubricación												X

	N _r	p.m.e.	mf	PCI	η _e	η _v	Lv(α)	Av(α)	δ	dv	vf	La	da	Le	de	Fr
Arquitectura motor																
Cinemática / Dinámica																
Equilibrado																
Reacciones en el tren alternativo																
Contaminación					X	X	X					X	X	X	X	X
Prestaciones	X	X	X	X	X	X	X	X		X	X					X
Renovación de la carga					X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
Distribución							X	X	X	X						
Refrigeración	X	X	X		X	X										
Lubricación	X	X			X											

	Ae	Fe	Re	Nº aros	posición 1º aro	pos. bujía	tipo cámara
Arquitectura motor				X	X	X	X
Cinemática / Dinámica				X	X	X	X
Equilibrado				X	X		
Reacciones en el tren alternativo							
Contaminación	X	X	X	X	X	X	X
Prestaciones				X		X	X
Renovación de la carga							X
Distribución						X	X
Refrigeración				X	X	X	X
Lubricación				X	X		X

Tabla 4.5 Parámetros característicos de un MACI

V_{Cil}	Cilindrada unitaria	ω	Velocidad angular	F_r	Fuerza inercia rotativa
z	Nº de cilindros	C_m	Velocidad media pistón	m_0	Masas alternativas
d	Diámetro pistón	α	Ángulo de giro cigüeñal	m_r	Masas rotativas
s	Carrera	x	Desplazamiento pistón	F_G	Fuerza provocada por los gases
K	Relación s/d	v	Velocidad pistón	F_s	Fuerza sobre la biela
r	Radio manivela	a	Aceleración pistón	F_N	Fuerza normal al pistón
L	Longitud biela	ϵ	Relación de compresión	F_R	Fuerza radial (cigüeñal)
λ	Relación r/L	η_T	Rendimiento térmico	F_T	Fuerza tangencial (cigüeñal)
Sp	Area transversal pistón	β	Ángulo de giro biela	sup/vol	Cámara de combustión
N	Régimen de giro	F_O	Fuerza inercia alternativa	N_e	Potencia efectiva

F_r	Fuerza inercia rotativa	p.m.e.	Presión media efectiva	L_a	Longitud colector admisión
m_0	Masas alternativas	m _f	Masa combustible	d_a	Diámetro colector admisión
m_r	Masas rotativas	PCI	Poder calorífico comb.	L_e	Longitud colector escape
F_G	Fuerza provocada por los gases	η_e	Rendimiento efectivo	d_e	Diámetro colector escape
F_s	Fuerza sobre la biela	η_v	Rendimiento volumétrico	Fr	Dosado relativo
F_N	Fuerza normal al pistón	$L_v(\alpha)$	Ley levantamiento válvulas	Ae	Avance encendido
F_R	Fuerza radial (cigüeñal)	$A_v(\alpha)$	Area de paso del fluido	Fe	Fallo encendido
F_T	Fuerza tangencial (cigüeñal)	δ	Angulo de asiento de válvula	Re	Retraso encendido
sup/vol	Cámara de combustión	d_v	Diámetro de válvula		
N_e	Potencia efectiva	v_f	Velocidad media del fluido a su paso por la válvula		

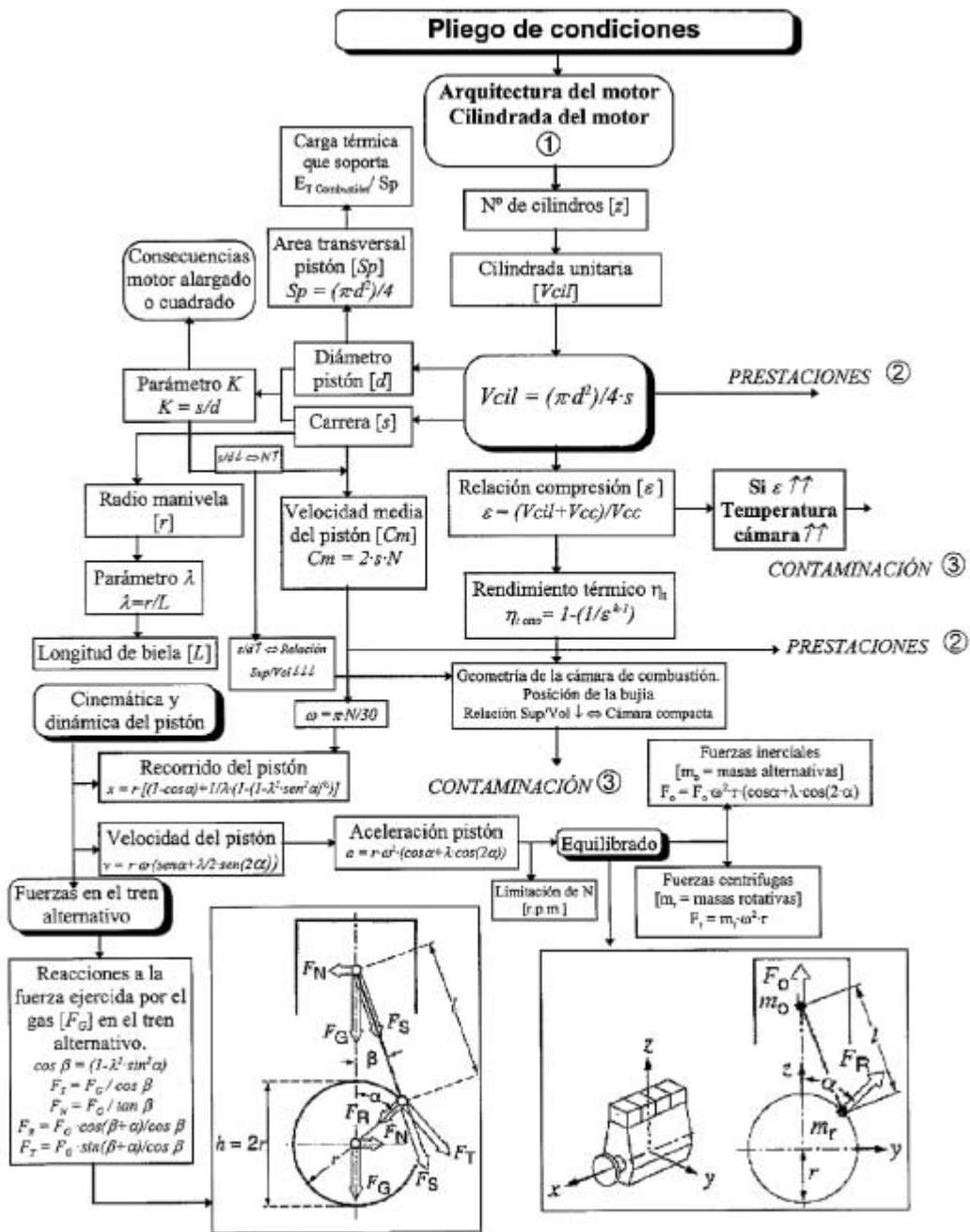


Fig. 4.2 Parámetros característicos

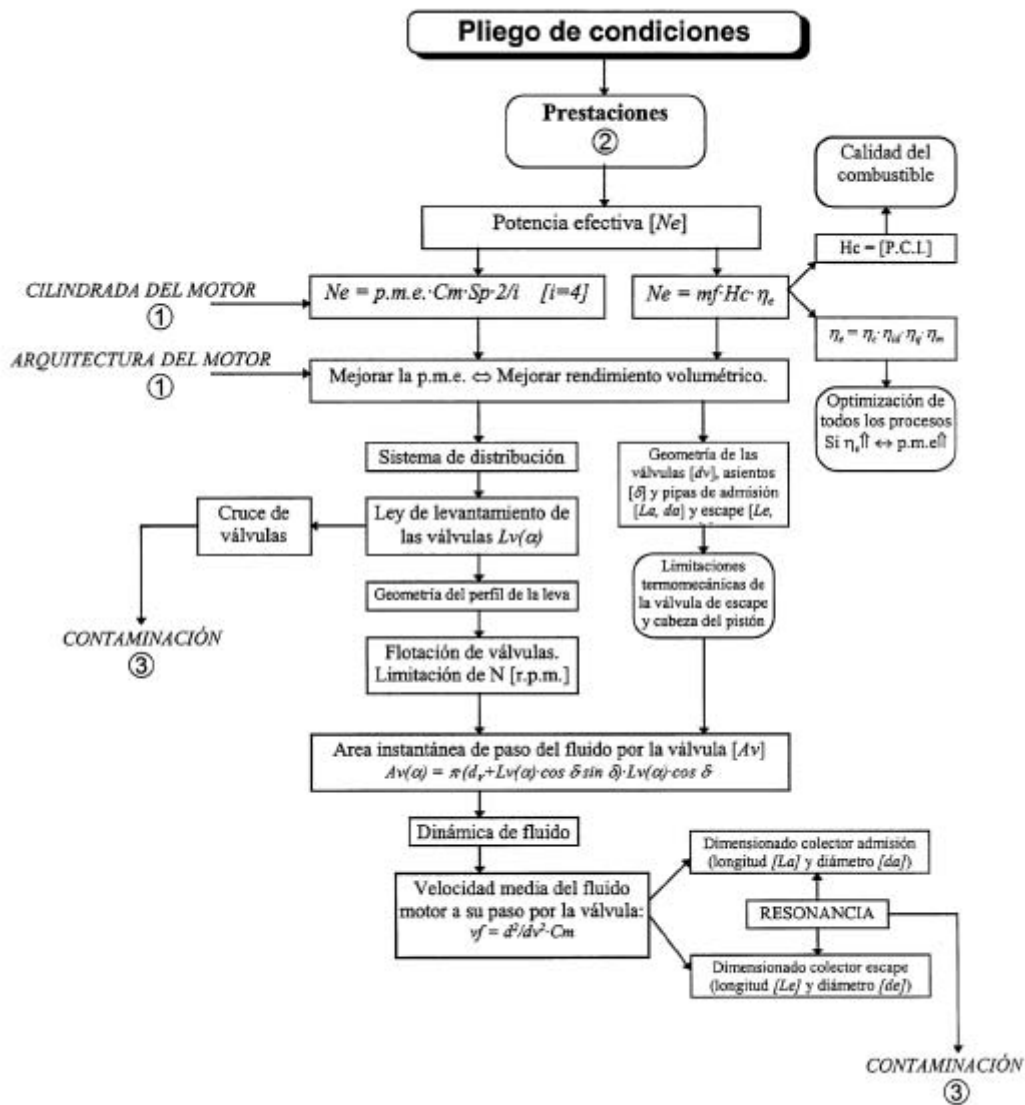


Fig. 4.3 Prestaciones específicas

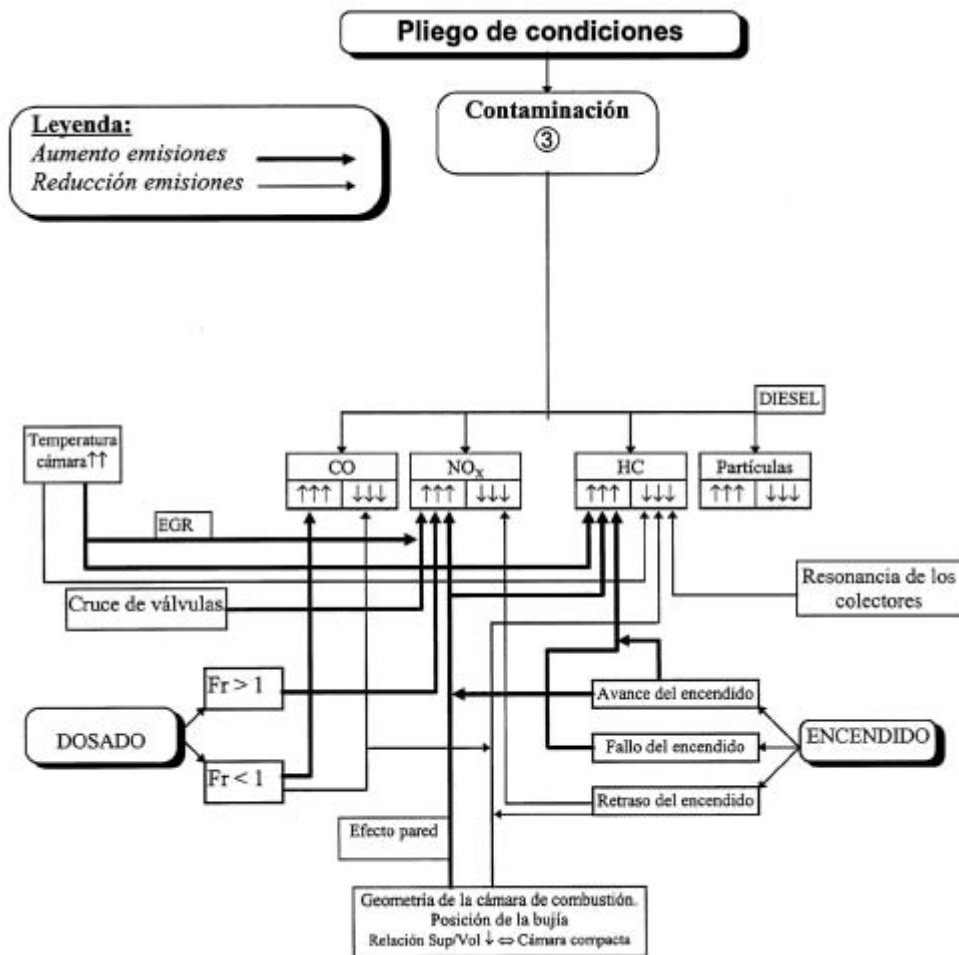


Fig. 4.4 Emisiones contaminantes

5 Fase Cerrada MEP - Combustión homogénea

5.1 Introducción

En un motor de combustión interna con encendido provocado, el combustible y el aire se mezclan en el conducto de admisión y, a través de la válvula o lumbreira de admisión, entran en el cilindro, donde se mezclan con una pequeña parte de los gases residuales del ciclo anterior y juntos son comprimidos por el pistón.

De este modo se forma una mezcla homogénea aire-combustible que será quemada en el motor de ciclo Otto al final de la carrera de compresión mediante la ignición por descarga eléctrica en la bujía. Como consecuencia de esta inflamación, se crea y después propaga una llama turbulenta a través de la mezcla hasta alcanzar las paredes de la cámara de combustión, donde se extingue.

Si la propagación de la llama se produce sin cambios abruptos en su velocidad o forma, se habla de combustión normal. Cuando la mezcla aire-combustible se enciende y arde antes de ser alcanzada por la llama, el fenómeno se conoce como autoencendido o detonación, y puede llegar a ser audible y, por supuesto, destructivo.

El fenómeno de la detonación en los motores no fue estudiado en profundidad hasta que Kettering y Ricardo comprobaron y analizaron este fenómeno. Más tarde se ha podido fotografiar el proceso, observando que cuando aparece la detonación tiene lugar una inflamación casi instantánea de la mezcla que queda por quemar, produciendo incrementos locales de temperatura y alta sollicitación mecánica del mecanismo biela-manivela.

El fenómeno de autoencendido se explica por la teoría de las reacciones en cadena, es decir, por la generación de partículas activas durante el proceso de reacción, además de productos quemados fruto de la reacción de combustión, que a su vez la favorecen.

La reacción en cadena también justifica el proceso de combustión normal, pero, en el caso de autoencendido, la creación de elementos activos tiene lugar en muchos más puntos de la masa de mezcla sin quemar, ocasionándose así un proceso mucho más rápido, que el de combustión por frente de llama.

Si se llega al extremo de que se produzcan gradientes de presión suficientemente intensos, acompañados de ruido fácilmente audible y frecuentemente de quemaduras en los materiales expuestos a este fenómeno, se dice que se ha producido una *combustión con detonación*.

Al producirse el autoencendido, la velocidad de combustión es de por lo menos un orden de magnitud superior al de la combustión normal, ya que la combustión tiene lugar en muchos puntos a la vez, provocando además presiones locales elevadas. El desequilibrio de presiones en la cámara de combustión dura tan solo unos instantes.

En general, puede decirse que la detonación desde una óptica convencional es un factor limitador de la potencia y del rendimiento de los MEP, al limitar este fenómeno la relación de compresión del motor.

5.2 Proceso de combustión

En un MACI de ciclo Otto, el proceso de combustión se produce porque, al final de la carrera de compresión del motor, se ha comprimido una mezcla aire combustible que se puede considerar homogénea.

En esta mezcla se introduce una energía de activación mediante una descarga eléctrica producida entre electrodos de la bujía por el sistema de encendido.

Si las condiciones son las adecuadas, la energía de activación inicia la combustión de un pequeño volumen de mezcla cercano a la bujía, donde se forma un frente de llama que se propaga por el recinto de combustión, barriendo a su paso la mezcla homogénea y provocando su paulatino encendido y posterior combustión.

La evolución y caracterización de este frente de llama depende de las características del fluido sobre el que incide. El estudio de esta evolución se realiza teniendo en cuenta dos niveles de aproximación, dando lugar al proceso de combustión laminar y al proceso de combustión turbulenta.

5.2.1 Proceso de combustión laminar

El proceso de combustión es laminar cuando puede considerarse que el fluido, compuesto por una mezcla homogénea de aire y combustible, se encuentra inicialmente en reposo, de modo que no existan anisotropías tanto en sus perfiles de velocidad iniciales como en la forma de propagación del frente de llama, que presenta, en estas condiciones ideales, simetría esférica.

Se define el frente de llama como la zona que separa la mezcla fresca, sin quemar, de los productos de la reacción ya quemados.

Por este motivo, puede observarse un perfil de temperatura caracterizado por una temperatura baja T_i , alta concentración de O_2 , baja concentración de CO y CO_2 en la zona de mezcla sin quemar; mientras que en la zona de quemados se caracteriza por una temperatura alta T_f de los productos de la reacción, baja concentración de O_2 y una alta concentración de CO y CO_2 .

Entre estas dos zonas se producen los complejos procesos de oxidación del combustible, caracterizándose por una emisión lumínica característica de la combustión y por el espesor del frente de llama e_{LL} , tal y como se observa en la figura 5.1.

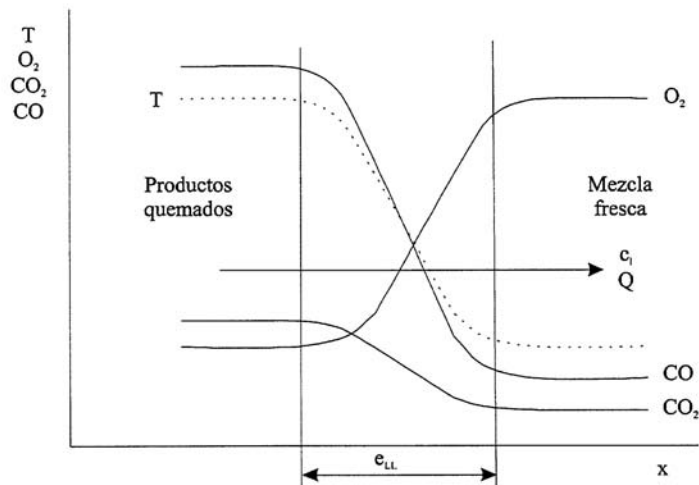


Fig 5.1 Espesor del frente de llama en un proceso de combustión laminar

El desplazamiento del frente de llama propagándose por la mezcla sin quemar caracteriza el proceso de combustión.

La velocidad asociada al desplazamiento del frente de llama en un recinto cerrado depende de la suma de dos componentes, por un lado la velocidad de combustión, velocidad debida al tiempo que tarda en realizarse la reacción química de combustión, y en el caso de combustión a $V=c_{te}$, la velocidad de arrastre, debida a la expansión de los productos de la reacción, que al estar calientes se expanden, empujando al frente de llama a la vez que comprimen la mezcla fresca.

En realidad, el proceso de combustión laminar no se produce como tal, ya que las condiciones del fluido nunca son las expuestas. De todos modos, el análisis de este tipo de combustión es el primer nivel de complejidad del proceso y, por lo tanto, la forma natural de abordarlo inicialmente.

Velocidad de combustión laminar

La velocidad con la que se desplaza el frente de llama con respecto a la mezcla fresca, en la dirección normal a su superficie, se denomina *velocidad de combustión laminar*, c_L . Esta velocidad se refiere al avance de la reacción química de oxidación del combustible.

La velocidad de combustión laminar se determina por dos factores: la velocidad de los procesos de intercambio, transmisión de calor radiación y conducción en un medio altamente ionizado y difusión en el frente de llama, y la velocidad de las propias transformaciones químicas.

En consecuencia, la velocidad de combustión laminar puede aproximadamente expresarse por la fórmula (5.1):

$$c_L = \sqrt{D \cdot r} \quad (5.1)$$

Donde D es el coeficiente de difusividad térmica de la mezcla que se determina por la ecuación 5.2, siendo K la conductividad térmica de la masa quemada, c_p el calor específico a presión constante y ρ la densidad de la masa sin quemar.

$$D = \frac{K}{c_p \cdot \rho} \quad (5.2)$$

El término r que aparece en la expresión 5.1 es la velocidad de reacción. La velocidad de los procesos de oxidación y combustión puede evaluarse a partir de la velocidad con que se consumen las sustancias iniciales, combustible y oxígeno, o bien por la velocidad de elevación de la temperatura o presión, lo que para fines prácticos es más cómodo. La velocidad de una reacción química simple en función de la temperatura y de la presión puede ser expresada según la ecuación 5.3:

$$r = - \frac{dC}{dt} = A \cdot p^n \cdot e^{\left(\frac{-E}{RT}\right)} \quad (5.3)$$

El valor dC/dt es la velocidad de variación de la concentración de cualquiera de las sustancias iniciales, A es un factor constante que depende de las propiedades del combustible y de la composición de la mezcla carburante, p es la presión en la cámara, E es la energía de activación de la reacción, n es el orden de la reacción, R es la constante universal de los gases y T es la temperatura en K .

El factor exponencial $e^{-E/RT}$ expresa la fracción de moléculas con energías de movimiento térmico que superan cierto valor de la energía de activación E , indispensable para vencer la barrera energética de una reacción elemental, es decir, para romper los enlaces moleculares internos existentes sustituyéndolos por otros nuevos.

Para la mayoría de las reacciones de oxidación y combustión, la energía de activación convencional (efectiva) es $E_{ef} = (8.4 \dots 16.8) \times 10^3$ kJ/kmol. Esto conduce a que las velocidades de reacción sean extremadamente pequeñas a bajas temperaturas, pero con el crecimiento de éstas, las velocidades de reacción aumentan con rapidez, y, tanto más aceleradamente cuanto mayor sea la energía de activación y menor la temperatura.

En consecuencia, esta velocidad variará a lo largo del proceso de combustión porque la mezcla sin quemar se verá afectada por la mezcla quemada, es decir, es un proceso con memoria térmica, siendo incluso dependiente de la propia ignición.

Velocidad de arrastre laminar

La velocidad de arrastre se refiere al movimiento físico del frente de llama con relación a las paredes de la cámara, causado por la diferencia de presión entre los gases quemados y los que aún están por quemar. Es decir, el frente de llama es empujado por la expansión de los gases quemados.

En la figura 5.2 se representa la evolución de la velocidad de propagación de la llama, descompuesta en sus dos componentes, velocidad de combustión y velocidad de arrastre, en función de la fracción de masa quemada.

Como puede observarse, la velocidad de combustión aumenta a medida que la combustión avanza, ya que al liberarse la energía de la primera fracción de masa va aumentando la velocidad de reacción, por su dependencia de la temperatura.

Por contra, la velocidad de arrastre, que depende esencialmente de la diferencia de presiones entre la fracción quemada y la fracción sin quemar, decrece con la combustión, porque al expandirse la masa quemada comprime la fracción sin quemar, dando lugar a que las presiones tiendan a igualarse, provocando la deceleración del arrastre del frente de llama.

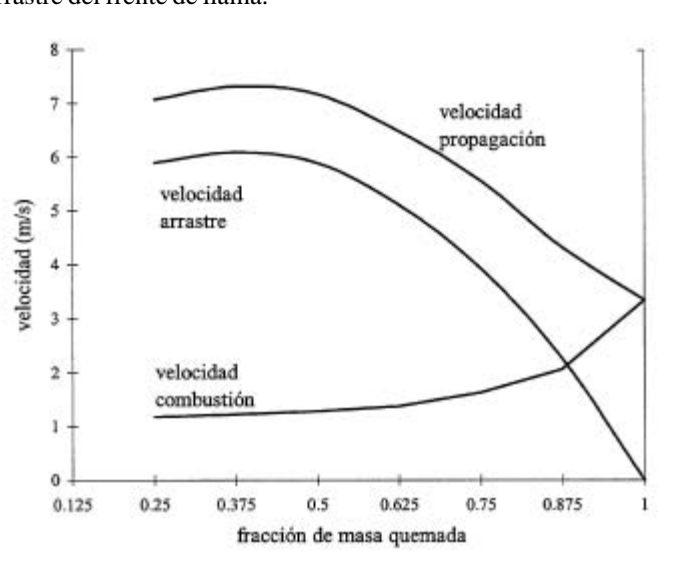


Fig 5.2 Velocidad de propagación, velocidad de combustión y velocidad de arrastre para una cámara esférica con encendido central

Características del proceso de combustión laminar

Factores que influyen en la combustión. Sustituyendo en la ecuación 5.1 las expresiones de D y r , se obtiene la fórmula 5.4:

$$CL = \sqrt{\frac{K}{c_p \cdot r}} \cdot \sqrt{e^{-E/RT}} \cdot \sqrt{p^n} \quad (5.4)$$

Los parámetros de los que depende la velocidad de la llama son:

- *Presión*: Al aumentar la presión puede aumentar un poco la velocidad de combustión laminar. Esto se debe a que la influencia de la presión sobre la velocidad de las reacciones químicas es relativamente pequeña, por mucho que los procesos de difusión y transmisión de calor se acentúan al elevarse la presión en un medio muy ionizado.
- *Temperatura*: El aumento de la temperatura inicial de la mezcla incrementa la velocidad de propagación de la llama, como consecuencia del aumento de la velocidad de reacción y del coeficiente de difusividad.

- *Dosado*: Los dosados ligeramente ricos, próximos al estequiométrico, son los que producen mayores temperaturas y, por tanto, mayores velocidades de llama. Cuando la mezcla se hace muy pobre o muy rica, la velocidad laminar no decrece ilimitadamente, sino que tiene un mínimo a partir del cual la llama se extingue. Los valores límites del dosado, para los cuales la llama no progresa, se conocen con el nombre de *límites de inflamabilidad*, representados en la figura 5.3.

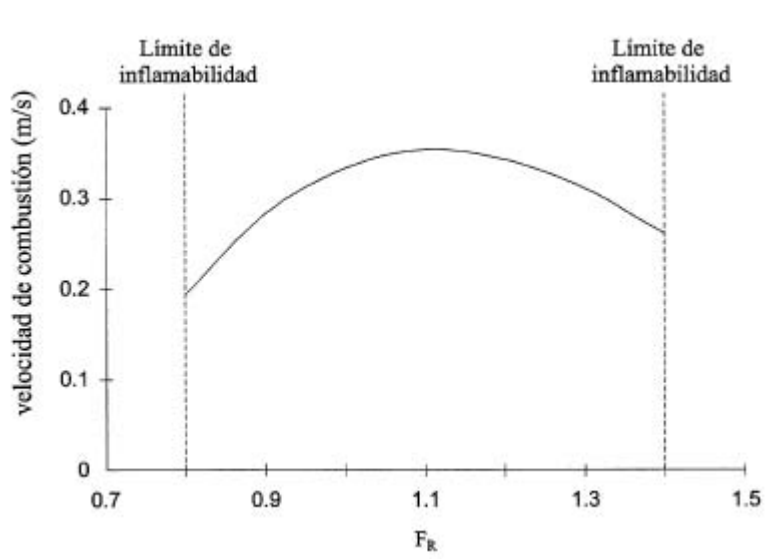


Fig 5.3 Velocidad de combustión laminar del propano en función del dosado

- *Combustible*: Este factor tiene poca influencia sobre la velocidad de combustión laminar, ya que los hidrocarburos usualmente empleados en los combustibles tienen parecidas temperaturas de combustión. A excepción del hidrógeno, que quintuplica su velocidad de combustión laminar.
- *Humedad y gases residuales*: Su presencia disminuye la velocidad de propagación de la llama, debido a que provocan una disminución en la temperatura de combustión.

Grosor del frente de llama

El grosor del frente de llama laminar queda definido por los mismos factores que determinan la velocidad de propagación de la llama, aunque la influencia relativa de las velocidades de intercambio de calor y masa y de las velocidades de reacción en este caso resulta opuesta:

$$e_{LL} \cong \sqrt{\frac{D}{r}} \quad (5.5)$$

Comparando las expresiones 5.1 y 5.5, se observa que al aumentar la velocidad de reacción r crece la velocidad de combustión laminar c_L y simultáneamente disminuye el grosor del frente de llama e_{LL} . Al aumentar los coeficientes de conducción de la temperatura o de la difusión, también crece c_L , pero el frente de llama se hace más extenso.

5.2.2 Proceso de combustión turbulento

El proceso de combustión turbulento aparece cuando la mezcla aire-combustible es homogénea en cuanto a composición, pero ofrece un comportamiento anisótropo en cuanto a componentes de velocidad.

Debido a esta diferenciación del movimiento en las distintas partes del fluido, su comportamiento puede considerarse como turbulento, lo que da lugar a la aparición de numerosos vórtices donde se producen grandes valores de velocidad.

La introducción de la turbulencia provoca la modificación del proceso de combustión laminar, a las dos componentes de la velocidad de propagación de la combustión se les superpone el campo de velocidades propio del fluido turbulento sobre el que la combustión avanza.

Esto produce la deformación del frente de llama, efecto denominado *corrugación*, de forma que aumenta considerablemente la superficie del frente de llama.

Al aumentar la superficie del frente de llama, la porción de carga fresca susceptible de ser quemada aumenta, dando lugar a que una mayor cantidad de mezcla por unidad de tiempo inicie su combustión.

Además, un aumento de superficie permite transmitir más cantidad de energía de la mezcla ya quemada. Todos estos hechos comportan un aceleramiento del frente de llama, dando lugar a una combustión mucho más rápida.

Se ha constatado experimentalmente que, si la mezcla no está en movimiento, la velocidad de propagación de la llama es muy baja. En estas condiciones no se podría hacer girar el motor a altas revoluciones, ya que, por ejemplo, el tiempo disponible para la combustión a 3000 rpm es de tan solo de unas 2 milésimas de segundo.

Los factores que hacen que la turbulencia a que está sometida la mezcla en el motor aumente la velocidad de combustión son, en definitiva:

- La corrugación del frente de llama que provoca la turbulencia genera un incremento del área real de combustión y aumenta la profundidad de la zona de combustión turbulenta.
- El proceso de transmisión de calor y la difusividad se ven favorecidos por la turbulencia al haberse aumentado el área de transferencia entre los gases quemados y la mezcla por quemar.

Las consecuencias de la turbulencia son un mayor espesor aparente del frente de llama, que llega a valores de 20 mm en los motores, y un importante crecimiento en la velocidad de combustión, que alcanza valores de 10 m/s, siendo la velocidad de combustión laminar del orden de los 0.5 m/s.

La velocidad de propagación de la llama turbulenta cumple la expresión 5.6:

$$c_T = c_L + B \cdot u' \quad (5.6)$$

donde c_L es la velocidad de combustión laminar, u' es la intensidad de la turbulencia, B es un coeficiente directamente proporcional a la velocidad de la reacción a la temperatura de la llama T_{LL} .

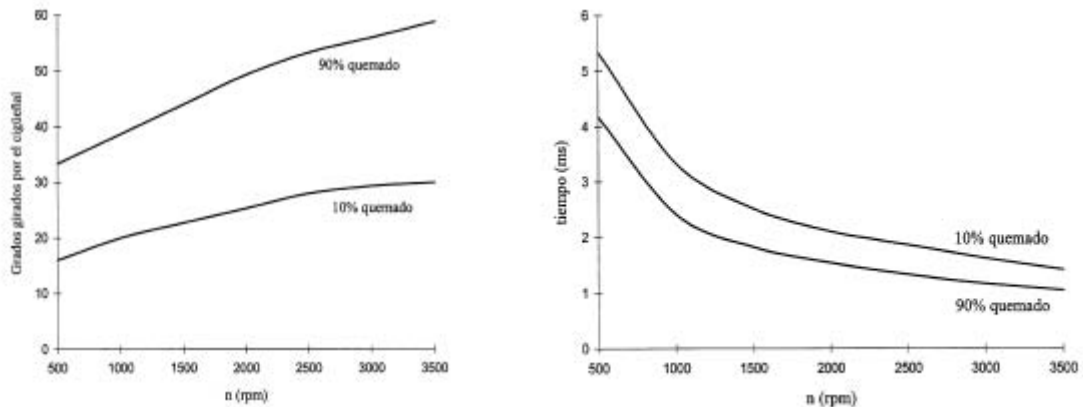


Fig. 5.4 Efecto de la velocidad de giro del motor en el desarrollo de la llama.
Curvas para 10 y 90% de la masa quemada

La influencia de la turbulencia puede apreciarse en la figura 5.5, donde se representa el ángulo girado por el cigüeñal necesario para quemar una determinada fracción de masa, en función del régimen de giro. El aumento del régimen de giro provoca un aumento del caudal de aire que se introduce en la admisión y por tanto es un indicativo de la velocidad que presentará al final de la carrera de compresión. Se concluye que cuanto mayor sea el régimen de giro, mayor será la turbulencia.

5.2.3 Variación de la presión en el motor respecto al giro del cigüeñal

La importancia del proceso de combustión, por lo que respecta al motor de combustión interna de encendido provocado, estriba en la evolución de la presión en el recinto de combustión, donde tiene lugar la superposición de la combustión con el proceso de compresión-expansión que se produce durante la fase cerrada del motor.

De este modo, es de interés conocer cómo se caracteriza el proceso de combustión cuando se ve afectado por las circunstancias propias del ciclo termodinámico del motor, es decir:

- Inicio de la combustión en un punto localizado (bujía)
- Inicio y propagación del proceso de combustión al final de la carrera de compresión
- Finalización del proceso de combustión durante la carrera de expansión

El tiempo de combustión vendrá determinado por el tamaño y forma del recinto de combustión, así como por la velocidad de propagación del frente y el lugar de inicio del mismo. La importancia del tiempo de combustión es esencial, ya que para que la energía liberada por la combustión sea convenientemente transformada por el mecanismo alternativo, debe conseguirse lo que se conoce como combustión centrada.

La combustión centrada se define como aquella combustión que da lugar a que el máximo de presión se obtenga entre 10 y 15° después del punto muerto superior.

En función del tiempo, y por tanto del ángulo de giro del cigüeñal en el que se produce la combustión, habrá un determinado avance del encendido, así que el ángulo girado por el cigüeñal durante el que se desarrolla la combustión se llama *ángulo de combustión*.

Cuanto mayor es el avance, mayor parte de la energía de la combustión se libera durante la carrera de compresión y por tanto la sobrepresión que se genera se opone al desplazamiento del pistón, dando lugar a un aumento del trabajo de compresión que debe realizar el motor.

En la figura 5.6 se ha trazado el diagrama de la variación de la presión en el cilindro durante la combustión. El gradiente de presión, calculado como valor del aumento de presión por cada grado de giro del cigüeñal, viene determinado por la liberación instantánea de energía y es un indicador de la evolución de la combustión. Tal y como puede observarse, el proceso se divide en tres fases.

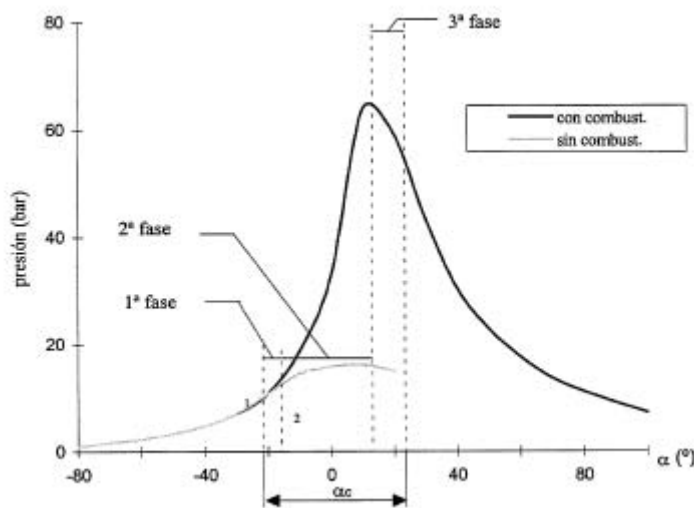


Fig. 5.5 Fases de la combustión

Primera fase

En la primera fase de la combustión, la cantidad de mezcla que se quema por unidad de tiempo es pequeña porque la cantidad acumulada de mezcla quemada es pequeña. Esta fase abarca desde el punto 1, instante del encendido, hasta el punto 2, en que todavía no se aprecia separación de la línea de presión de aquella que reflejaría la prolongación del proceso de compresión.

Su duración es de aproximadamente un 10% del ángulo de combustión, en ella predomina la combustión laminar. Esta duración angular es variable, y depende del proceso de ignición, del nivel de turbulencia, las condiciones de presión y de la temperatura del recinto de combustión.

Segunda fase

En la segunda fase, que abarca desde el punto 2 hasta el punto de máxima presión, se ve afectada una muy importante cantidad de mezcla, aumenta la velocidad de propagación del frente de llama y el gradiente de

presión crece rápidamente. Es la fase fundamentalmente ocupada por la combustión, y se caracteriza por el gradiente y el nivel de presión al que se llega. Su duración es del 85% del ángulo de combustión y en ella predomina la combustión turbulenta.

Tercera fase

Durante la tercera fase la combustión vuelve a ser laminar, ocupando un intervalo de un 5% de ac. Esta fase termina con la extinción de la combustión. Durante esta fase la temperatura media de los gases en el cilindro continúa creciendo cierto tiempo; sin embargo, la disminución de la velocidad de desprendimiento de calor, debida a que el frente de la llama alcanza las paredes de la cámara de combustión, conduce a que el incremento de presión, por efecto de la combustión, ya no pueda compensar su caída a causa de la expansión de los gases, originada por el movimiento del pistón y la transmisión de calor a las paredes.

Es durante la extinción del frente de llama al acercarse a las paredes frías del recinto cuando se produce la aparición de inquemados debido al llamado *efecto pared*, ya que el combustible cercano a las paredes del recinto nunca llega a ser alcanzado por el frente de llama, evacuándose por el escape y contribuyendo de forma muy importante a la contaminación por HC.

Combustión centrada

Al objeto de maximizar el par motor, debe optimizarse la posición angular de todo el proceso de combustión respecto del PMS. A tal efecto, los valores que se conservan constantes independientemente de las condiciones operativas de motor, régimen y carga son:

- Ángulo de presión máxima: 10°, 15° DPMS (Después del Punto Muerto Superior). Variación de 5° que procede de la geometría de la cámara de combustión.
- Ángulo de 50% de masa quemada: 7° DPMS.

Para conservar estos valores posicionales constantes, y por tanto centrados, debe gestionarse adecuadamente el avance del encendido, valor que puede oscilar de los 5° APMS para condiciones de ralentí, a 40°, 45° APMS para plena carga y régimen máximo.

5.3 Encendido

El proceso de combustión en los MACI puede ser iniciado por alguna de las siguientes razones:

- Encendido provocado mediante una fuente exterior, como es la chispa.
- Encendido por contacto con una superficie caliente.
- Encendido espontáneo de la mezcla debido a un aumento de su presión y temperatura.

El presente apartado tratará básicamente del encendido por chispa y de alta tensión. Como su nombre indica, los motores de encendido provocado deben incorporar un sistema auxiliar y complementario para el encendido de una mezcla inflamable. Dicho sistema ha de ser capaz de suministrar la energía necesaria, en el momento adecuado, para iniciar el proceso de combustión en cada ciclo del motor.

El encendido de una mezcla inflamable por medio de una chispa o descarga eléctrica se basa en el suministro de una energía eléctrica que se transformará en energía térmica en un periodo de tiempo lo más corto posible. La chispa se producirá en el punto de mayor resistencia eléctrica del circuito, es decir, entre los electrodos de la bujía; en estas condiciones se producirá una disipación intensa y local de energía hacia la mezcla aire combustible. Pero en primer lugar, para la generación de la chispa, es condición indispensable superar el campo eléctrico de ruptura (E_r) del dieléctrico, mezcla aire-combustible en este caso.

5.3.1 Condiciones para el encendido de una mezcla de aire y combustible

Para provocar el encendido de una mezcla aire-combustible por medio de una chispa deben ocurrir, simultáneamente, las siguientes circunstancias:

- La energía suministrada por la chispa ha de transferirse a un volumen de mezcla superior a un determinado volumen mínimo denominado *crítico*.
- La cantidad de energía suministrada ha de ser suficiente para llevar a la masa de mezcla del volumen crítico a un estado térmico en el que se produzca el encendido, es decir, superar la temperatura de ignición.
- Debe suministrarse dicha energía en un tiempo adecuadamente corto, para que el proceso tienda a comportarse adiabáticamente, o con mínimas pérdidas de energía.

Todo ello siempre y cuando, lógicamente, el dosado de la mezcla aire combustible que se encuentra alrededor de los electrodos de la bujía esté dentro del límite de inflamabilidad, que en el caso de la gasolina es el siguiente: si bien el límite pobre es variable en $0.7 < l < 1.6$ en función de la calidad del diseño del sistema de admisión y de la cámara de combustión.

La transferencia de la energía de la chispa al volumen inicial de mezcla inflamable provocará la aparición de compuestos activados que desencadenarán la reacción, progresiva, de combustión.

5.3.2 Volumen crítico

El volumen crítico se define como aquel volumen de mezcla, situado en torno a los electrodos de la bujía (espacio interelectródico), cuya combustión proporciona el calor necesario para iniciar y mantener un régimen de combustión autotérmico, es decir, que posibilita el nacimiento y posterior progresión del frente de llama.

La inflamación de un volumen inferior al volumen crítico aportaría una cantidad insuficiente de calor a las capas consecutivas y la combustión inicial se autoextinguiría.

5.3.3 Energía mínima de encendido y distancia de extinción

La energía suministrada por la chispa deberá ser tal que la mezcla situada en el espacio interelectródico genere un régimen de reacción autotérmico. Es decir, que al terminar el aporte de energía de la chispa, el nucleolo o *kernel* debe estar lo suficientemente desarrollado para sobrevivir ante las pérdidas de calor.

Puesto que el fenómeno controlante es esencialmente térmico, la presente situación se puede relacionar con la distancia crítica de extinción.

Por un lado, para asegurar la propagación de la llama será necesario llevar a la temperatura adiabática de la llama un volumen crítico de mezcla cuya dimensión lineal sea mayor que la distancia de extinción. De no ser así, el nucleolo original se colapsará antes de que sea capaz de encender la mezcla que lo rodea.

Por lo tanto, la condición mínima para que una chispa pueda conducir a la ignición de un sistema exoenergético es que el radio del nucleolo o *kernel* sea varias veces mayor que el espesor de la llama laminar. En estas condiciones será posible propagar la inflamación a las capas adyacentes de reactivo antes de que se enfríe el volumen calentado por la chispa.

Por otro lado, debe ocurrir que las dimensiones del nucleolo sean tales que se alcance una situación a partir de la cual el aumento radial de volumen de la zona reaccionante sea menor que el del volumen de quemados. En consecuencia el radio crítico, r_c , que debe alcanzar un nucleolo esférico para sobrevivir, viene dado por el espesor de llama, d , según la relación siguiente:

$$\frac{d \cdot \left[\frac{4}{3} \cdot p \cdot [(r + d)^3 - r^3] \right]}{dr} \leq \frac{d \cdot \frac{4}{3} \cdot p \cdot r^3}{dr} \quad (5.7)$$

donde r es el radio de la esfera y δ el espesor del frente de llama.

Derivando se obtiene que:

$$2 \cdot d \cdot r + d^2 \leq r^2 \quad (5.8)$$

de donde se obtiene el radio crítico, r_c , para la llama esférica con ignición puntual centrada:

$$r_c = d \cdot (1 + \sqrt{2}) = 2.41 \cdot d \quad (5.9)$$

Para el caso de nucleolo esférico, el correspondiente diámetro crítico, d_c , de la esfera delimitada por la separación de los electrodos será:

$$d_c = 5 \cdot d \quad (5.10)$$

Introduciendo el espesor de llama como cociente entre la difusividad térmica, λ , y la velocidad laminar, ν_L , de llama, y la capacidad calorífica de la mezcla C_p , y la densidad ρ se obtiene:

$$d_c = \frac{5 \cdot l}{C_p \cdot \rho \cdot u_L} \quad (5.11)$$

Las relaciones anteriores indican que para inflamar la mezcla será necesaria una distancia entre los electrodos de la bujía superior a la distancia crítica de extinción. Por tanto, toda variable que afecte a la distancia de extinción afectará también a la distancia necesaria entre electrodos. Así, cuanto mayor sea la relación de compresión, menor será la distancia, o cuanto más pobre sea la mezcla, mayor será la distancia interelectrónica mínima.

Por consideraciones geométricas, el menor volumen de mezcla inflamable será el de una esfera de diámetro d_c , y por tanto la mínima energía para desencadenar tal situación puede ser estimada como la necesaria para llevar este volumen a la temperatura adiabática de llama:

$$E_{min} = \frac{P}{6} \cdot (d_c)^3 \cdot r \cdot \int_{T_0}^{T_a} C_p dT = \frac{P}{6} \cdot (d_c)^3 \cdot r \cdot C_p \cdot \Delta T \quad (5.12)$$

Ahora bien, para asegurar la sobrevivencia de la ignición, la energía mínima deberá ser obtenida análogamente como la necesaria para llevar a la temperatura T_a a una esfera del diámetro crítico, d_c , antes citado.

El valor de la distancia crítica de extinción d_c viene condicionada esencialmente por los siguientes factores:

- Características de la mezcla: naturaleza de los reactivos, presiones parciales, temperatura.
- Características de los electrodos: geometría y materiales.
- Características de flujo de la mezcla: velocidad relativa a reactivos/electrodo y fluctuaciones de velocidad (turbulencia).

Diversos autores han encontrado, experimentalmente, otras expresiones para la distancia crítica de extinción:

$$\text{- para baja turbulencia} \quad d_c = \frac{10 \cdot I}{C_p \cdot r_0 \cdot (u_L - 0.16 \cdot u)} \quad (5.13)$$

$$\text{- para alta turbulencia} \quad d_c = \frac{10 \cdot I}{C_p \cdot r_0 \cdot (u_L - 0.63 \cdot u)} \quad (5.14)$$

donde u es el parámetro que permite evaluar el nivel de turbulencia.

En situaciones de alta turbulencia, el canal de descarga, normalmente rectilíneo, se deforma por efecto del arrastre a causa de la alta velocidad local del fluido, existiendo la posibilidad de una eventual fragmentación de la descarga; esta circunstancia puede producir un requerimiento mayor de energía para garantizar la ignición de la mezcla.

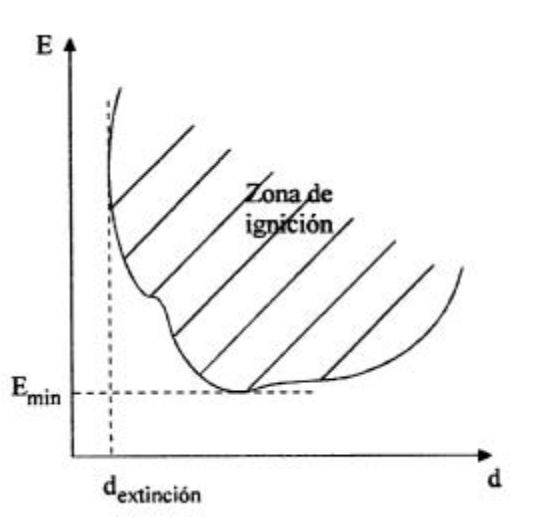


Fig. 5.6 Diagrama energía de ignición - distancia interelectródica

Dada una mezcla inflamable, experimentalmente se puede establecer un diagrama energía-distancia entre electrodos. En dicho diagrama aparece una distancia mínima de separación entre electrodos tal que, sea cual sea la energía de la chispa, no se consigue inflamar la mezcla. Por otro lado, se tiene una energía mínima de chispa que es el umbral para que a una distancia entre electrodos óptima se consiga el encendido. Dicho diagrama se muestra en la figura 5.6.

Así pues, puede concluirse que la E_{min} depende de factores tales como:

- presión de la mezcla
- temperatura de la mezcla
- dosado de la mezcla
- densidad de la mezcla
- características de los electrodos: forma, dimensiones y materiales
- nivel de turbulencia de la mezcla en el espacio interelectrónico

La influencia de la presión de la mezcla en la energía de encendido puede observarse en la figura 5.7. En dicha figura puede comprobarse que al aumentar la presión de la mezcla, disminuyen la distancia óptima y la energía mínima de encendido.

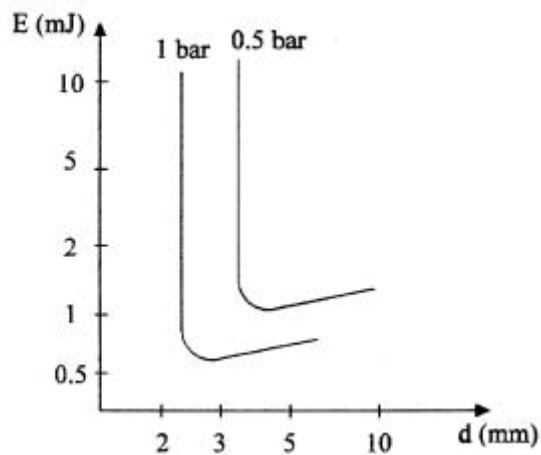


Fig. 5.7 Diagrama energía de ignición-presión de la mezcla

En la figura 5.8 puede observarse el efecto de la turbulencia en la energía mínima de encendido.

Los sistemas de encendido se sobredimensionan, en la medida de lo posible, del orden de 50 a 100 veces más respecto de la energía mínima necesaria. Los sistemas de encendido convencionales suelen ofrecer valores de energía comprendidos entre 30 y 50 mJ.

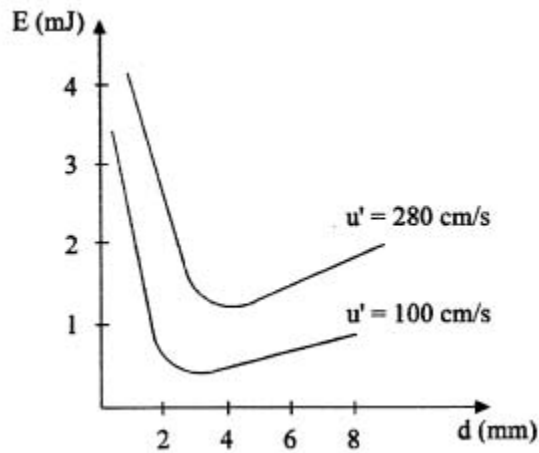


Fig. 5.8 Diagrama energía de ignición-turbulencia de la mezcla

La energía almacenada en una bobina de inductancia L , para una intensidad I en el primario, se expresa de la siguiente forma:

$$W = \frac{1}{2} \cdot L \cdot I^2 \quad (5.15)$$

La energía eléctrica suministrada por el sistema (W) afectada de los rendimientos eléctrico (η_e) del sistema eléctrico y de transferencia a la mezcla aire combustible (η_c), deberá igualarse con la energía mínima de encendido afectada del coeficiente de sobredimensionado K .

$$W = h_e \cdot h_c = K \cdot E_{min} \quad (5.16)$$

No obstante, existe una equivalencia entre la energía suministrada y el tamaño del sistema generador de alta tensión (bobina).

La tendencia actual es miniaturizar e integrar el sistema de generación de alta tensión en cada bujía, con el fin de conseguir un mayor rendimiento y eficacia del sistema de encendido y un menor nivel de radiointerferencia.

5.3.4 Ignición de mezclas homogéneas

La mezcla inflamable en los MEP está constituida por aire, combustible y una cierta fracción de gases residuales procedentes de la combustión anterior que no han sido totalmente evacuados o que deliberadamente se han introducido en el cilindro de forma controlada (EGR).

La carga tiene una composición bastante homogénea, aunque en ella pueden subsistir gotas de combustible que continúan evaporándose en el transcurso de la compresión. Si la proporción de aire (oxígeno) y de

combustible evaporado está comprendida entre los límites de inflamabilidad ($0.7 < 1 < 1.6$), la mezcla podrá ser inflamada y quemada. Ahora bien, como el proceso de combustión progresiva controlada exige que la mezcla se inflame en un instante y un punto determinado, será necesario que la mezcla tenga una elevada energía de activación con el fin de evitar igniciones anormales provocadas por la presencia de superficies incandescentes o por la autoignición térmica de la mezcla (picado); en contrapartida, la ignición exigirá un aporte localizado e intenso de energía, lo que se hace mediante la descarga eléctrica en forma de arco entre los electrodos de la bujía.

Una vez conseguida la ignición, la combustión se extiende a lo largo de unos milisegundos, periodo durante el cual el cigüeñal gira un cierto número de grados en función de la velocidad de giro del motor. Con el fin de "centrar la combustión" para obtener el máximo rendimiento del motor, la chispa debe producirse unos grados antes del PMS: avance del encendido, el cual variará en función de las características operativas del motor de régimen y grado de carga.

La duración de la descarga o chispa suele ser:

- Sistema capacitivo $\nu \eta s$
- Sistema inductivo $\nu \mu s$

Si la energía transferida es del orden de algunos mJ, las potencias descargadas sobre el modelo pueden ser del orden de kilovatios para un sistema inductivo y megawatio para el sistema capacitivo. Cabe destacar que, si la mezcla es realmente homogénea e inflamable, el sistema capacitivo ofrecerá una ignición de mayor calidad.

5.4 Encendido por fuente de energía finita

La chispa o descarga eléctrica es el fenómeno eléctrico consistente en el establecimiento súbito de una corriente eléctrica a través de un medio dieléctrico, no conductor, como consecuencia de la presencia de un campo eléctrico igual o que tiende a superar el campo eléctrico disruptivo, E_r , del medio dieléctrico.

Eléctricamente, cabe diferenciar tres niveles de clasificación de la descarga, en cuanto a la corriente y el tiempo de duración de la descarga:

- *Efluvios*: Denominación asignada al fenómeno de ionización limitado a la zona que rodea uno de los electrodos, y peculiar por la luminosidad característica en torno a un solo electrodo, conocido como efecto corona, donde la corriente es prácticamente inexistente.
- *Chispa*: La ionización se extiende a todo el espacio interelectródico, fenómeno caracterizado por que la luminosidad se extiende de un electrodo a otro. El nivel de corriente en este estadio es importante y el color de tono azulado como consecuencia de la ionización por temperatura del N₂.
- *Arco*: Si la fuente energética es infinita o muy elevada, una zona del cátodo (electrodo) se calienta hasta la incandescencia por el efecto de una chispa con suficiente energía, por lo que se forma la mancha catódica a partir de la cual se establece una emisión termoelectrónica que consolida la conducción eléctrica por aquel punto, el color se torna rojizo por efecto de la fusión de material, y la corriente solo está limitada por la impedancia externa.

Desde el punto de vista de la combustión, la mezcla aire combustible confinada en la cámara de combustión de un motor es una mezcla de gases no conductores y por tanto un dieléctrico.

Dicho dieléctrico posee una determinada tensión de ruptura, V_r , que depende del tipo de gas y sus condiciones de presión, según la ley de Paschen (ecuación 5.17):

$$V_r = K \cdot r \cdot d \quad (5.17)$$

donde:

K es un factor que depende del medio y de los electrodos

ρ es la densidad del medio

d es la distancia entre electrodos

Para el caso de aire a presión atmosférica, medidas experimentales indican que la tensión de ruptura dieléctrica, V_r , es de 5 kV para una distancia entre electrodos de 1 mm. A una presión mucho mayor, como la que se registra en el instante del encendido, la tensión de ruptura es considerablemente superior.

El campo eléctrico disruptivo se obtiene a partir de la tensión de ruptura dieléctrica y la distancia entre electrodos, según la relación 5.18:

$$E = \frac{V_r}{d} \quad (5.18)$$

En la figura 5.9 puede observarse la variación del campo eléctrico de ruptura en función de la presión del gas.

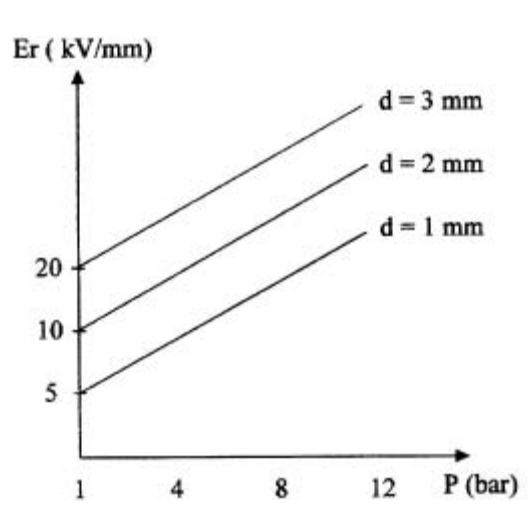


Fig. 5.9 Variación del campo eléctrico de ruptura en función de la presión del gas

La figura 5.10 muestra la variación del campo eléctrico de ruptura en función de la relación aire combustible.

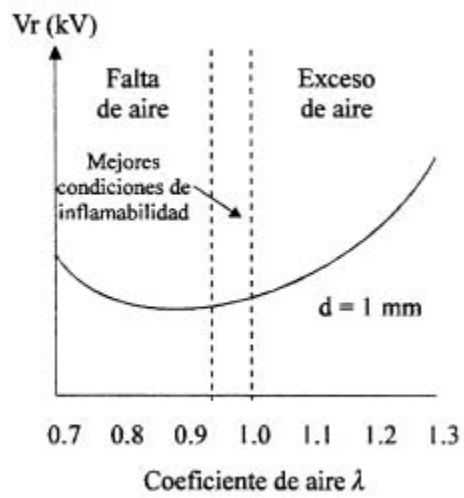


Fig. 5.10 Variación del campo eléctrico de ruptura en función de la relación de mezcla

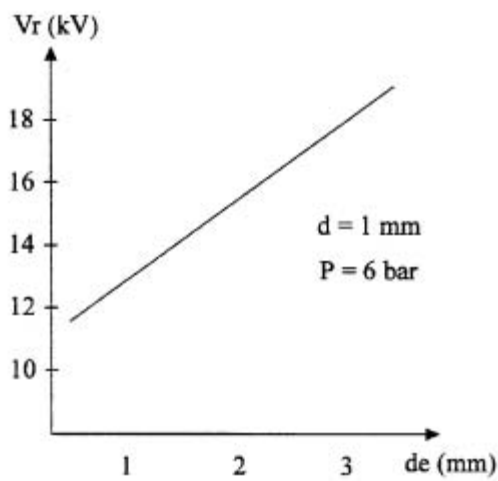


Fig. 5.11 Variación del campo eléctrico de ruptura en función del diámetro del electrodo central

La figura 5.11 muestra la variación del campo eléctrico de ruptura en función del diámetro del electrodo central.

La figura 5.12 muestra la variación del campo eléctrico de ruptura en función del avance de encendido.

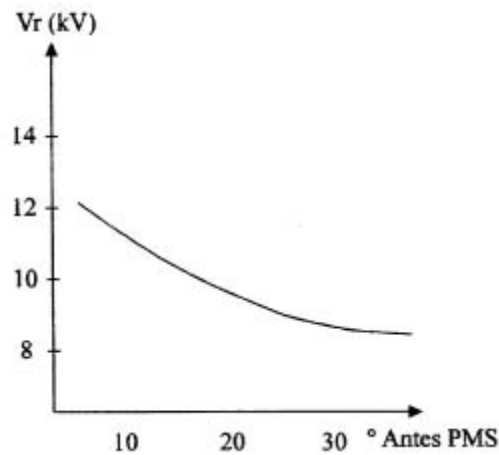


Fig. 5.12 Variación del campo eléctrico de ruptura en función del avance de encendido

Los factores de dependencia de la tensión de ruptura V_r varían por las siguientes razones:

- Notable variación de V en situaciones de aceleración y deceleración brusca.
- Diferencias de presión al final de la carrera de compresión en función del régimen de giro del motor y del grado de carga, según el avance de encendido requerido.

Por tanto, el nivel de V_r en el interior de la cámara de combustión varía según las condiciones operativas del motor, y además aumenta con el grado de envejecimiento de las bujías por el aumento de la distancia entre electrodos.

Por lo tanto se tiene que:

$$V_r = f(\text{rpm}, \text{rel. mezcla}, \text{avance encendido}, t) \quad (5.19)$$

con lo que puede representarse el gráfico de la figura 5.13:

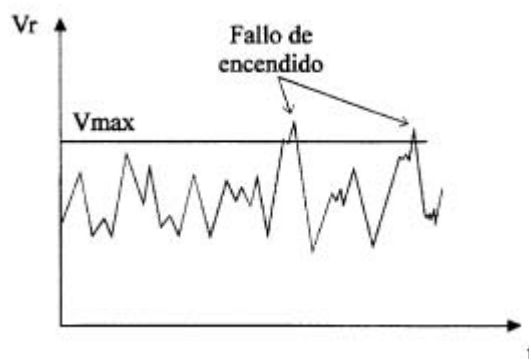


Fig. 5.13 a) Variación temporal de V_r en función de las condiciones de operación
 b) Capacidad máxima del sistema de encendido, V_{max} a circuito abierto (sin bujía)
 c) Aumento del valor medio de V_r por efecto del desgaste de los electrodos
 d) Disminución de la V_{max} a circuito abierto por envejecimiento del sistema de encendido

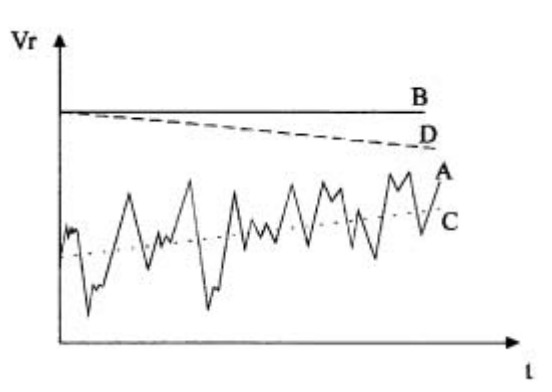


Fig. 5.14 Fallos de encendido por una V_{max} insuficiente del sistema de encendido

En el caso de que la tensión de ruptura del medio dieléctrico sea superior a la V_{max} del sistema, se tendrá un fallo de encendido. La figura 5.14 muestra esta situación.

Las propiedades eléctricas del circuito de alta tensión (A.T.) del gran número de sistemas de encendido existentes en el mercado puede analizarse mediante el circuito equivalente de la figura 5.15.

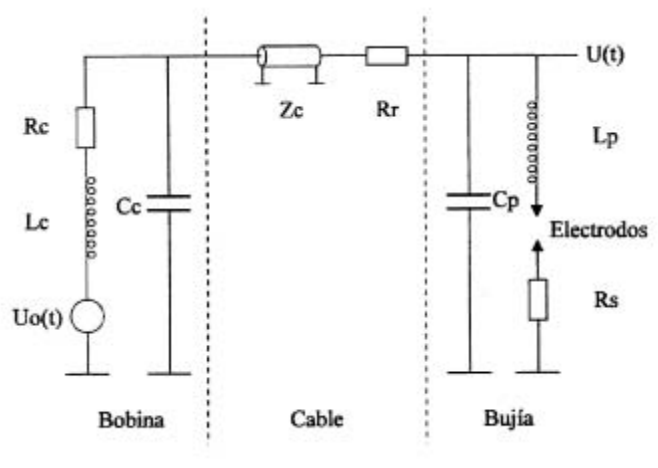


Fig. 5.15 Esquema equivalente de un sistema de generación de A. T.

Mediante la adecuación de los parámetros eléctricos de cada sistema de encendido, se podrán obtener las funciones características $I(t)$, $V(t)$, $P(t)$, E de cada uno de ellos.

La chispa o descarga eléctrica de un sistema de encendido se divide en las siguientes fases:

- Preruptura
- Ruptura

- Arco
- Descarga incandescente

5.4.1 Preruptura (*Prebreakdown Phase*)

Es la fase inicial de preparación de la descarga. Durante esta fase está presente en los electrodos de la bujía toda la diferencia de potencial que suministra el sistema y se inicia el proceso de ionización de la mezcla por campo eléctrico.

Inicialmente el gas situado entre los electrodos de la bujía se comporta como un aislante perfecto. Al someter el electrodo a una tensión en la mezcla situada en el espacio interelectródico, existen algunos electrones producidos por la radiación ionizante natural que se desplazan aceleradamente hacia el ánodo. Si el campo eléctrico alcanza valores suficientemente altos (50-100 kV/cm), los electrones acelerados pueden generar nuevos electrones e iones al chocar contra las moléculas del gas. Estas partículas portadoras de carga adquieren energía del campo eléctrico y, a su vez, contribuyen a la corriente electrónica. El número de electrones e iones aumenta rápidamente y, conforme los electrones son captados por el ánodo, se deberán ir generando más para mantener el proceso multiplicativo.

La radiación UV emitida por los iones excitados por los choques con los electrones también favorece el proceso. A distancias interelectródicas pequeñas y a bajas presiones ($d = 1 \text{ mm}$ y $P = 1 \text{ bar}$), la radiación UV puede alcanzar el cátodo y liberar fotoelectrones de su superficie.

A distancias y presiones mayores, la radiación UV también es alcanzada por las moléculas de gas, causando la ionización de una pequeña fracción de ellas en la región catódica, en el denominado efecto corona.

El proceso de ionización iniciado por el campo eléctrico va creciendo, produciendo un rápido incremento del flujo eléctrico a través del espacio interelectródico, adquiriendo la inherente capacidad de automantenimiento y casi independiente del campo eléctrico externo. El periodo durante el cual el proceso de ionización genera todavía menos electrones que los necesarios para alcanzar el régimen automantenido se denomina *prebreakdown* (periodo de preruptura).

En el caso de que la tensión aumente muy lentamente, el periodo de preruptura puede durar un tiempo considerable (minutos) en función de la composición del gas, de la presión y de la configuración del campo eléctrico. Cuanto más rápido es el aumento de tensión, tanto más corta es la fase de preruptura. La temperatura es todavía muy próxima a la inicial y la densidad electrónica es inferior a 10^{15} electrones/cm³, mientras que la densidad en los canales de ionización puede alcanzar los 10^{18} electrones/cm³. Tanto en aire como en N₂ se observa una intensa emisión de la molécula de N₂, emisión que se caracteriza por una coloración azul.

La radiación atómica es despreciable y si el campo es suficientemente intenso la nube ionizada ocupa todo el espacio interelectródico.

5.4.2 Ruptura (*Breakdown Phase*)

En la fase de ruptura dieléctrica inicial de la mezcla aire-combustible, la ionización en el canal de descarga es muy elevada, siendo superior a 10^{19} electrones/cm³. En esta fase, de muy corta duración (del orden de

algunas decenas de nanosegundos), pueden llegarse a obtener plasmas de algunos cientos de amperios y temperaturas en el canal de hasta 60.000 K.

Tan pronto como se han liberado suficientes electrones, se produce un aumento sobreexponencial de la corriente de descarga, ayudada realmente por una carga espacial autocreada dentro de los canales de ionización. En la práctica esto ocurre para corrientes superiores a 10 mA; al no existir ningún proceso que limite la corriente, la intensidad aumenta, en unos pocos ns, a valores de algunos centenares de A, limitado por la impedancia de la descarga y por el circuito externo próximo a la bujía. En este punto, la diferencia de potencial a través del espacio interelectródico y el campo eléctrico disminuyen rápidamente a valores muy bajos (100 V y 1 kV/cm). La mínima energía requerida para iniciar una ruptura completa a 1 bar 1 mm de distancia entre electrodos es de unos 0.3 mJ.

Debido a la extrema rapidez de los fenómenos, prácticamente no se producen pérdidas en esta fase, por lo que el cátodo permanece frío. Puesto que el proceso de ruptura es una descarga no estacionaria, en un principio la fotoemisión y, en estadios posteriores, la emisión de campo son suficientes para aportar el mecanismo catódico necesario para transportar sus elevadas corrientes. Sin embargo, la duración prolongada de un flujo de alta intensidad conduce, vía un campo termoiónico, a la emisión termoiónica originada en puntos calientes; ello indica el final de la fase de ruptura y el inicio del régimen de arco.

Las pérdidas por radiación son pequeñas, ya que la radiación más energética ($\lambda = 200$ nm) queda atrapada dentro del canal de reabsorción a niveles fundamentales y los intervalos de tiempo son breves. Por lo tanto, solo se producen mínimas pérdidas superficiales en la parte de baja energía espectral ($\lambda = 200$ nm).

La finalización de la fase de ruptura se toma como aquel punto en que la tensión de ruptura inicial ha caído por debajo del 10% de su valor inicial, o dicho de otra forma, el punto a partir del cual existe un punto caliente en el cátodo y convierte la descarga en un arco.

La energía total del plasma transferida a la mezcla es del 94%, con solo un 6% de pérdidas (5% por conducción a través de los electrodos y 1% por radiación). Es la fase más eficiente de todo el proceso y la de menos energía.

5.4.3 Arco (*Arc Discharge*)

En esta fase, también de corta duración (del orden de algunos cientos de microsegundos), se establece la emisión catódica debido al calentamiento durante la fase de ruptura. Las corrientes son mucho menores, (de 100 mA a 5 A para el caso de encendido por bobina), debido a que la impedancia del circuito ha aumentado y la tensión entre electrodos ha descendido substancialmente; no obstante, la temperatura de la vena de plasma es del orden de 3000 K.

El arco siempre debe ir precedido de una fase de ruptura para que se haya creado una suficientemente elevada conductividad eléctrica para que éste se pueda iniciar. Se caracteriza por intensidades de corriente de más de 100 mA con un límite superior impuesto únicamente por la impedancia eléctrica externa. La tensión en esta fase desciende a unos 500 V (aire a 1 bar 1 mm de separación entre electrodos), de los que de 15 a 50V son de caída de tensión catódica, necesaria para mantener los numerosos puntos calientes en el cátodo de 10 a 40 mm de diámetro y de material fundido. Sin la mancha catódica de material fundido, el

arco no puede existir, por lo que cualquier medida tendente a extinguir estas manchas (para evitar la erosión), conduce a un aumento de la caída de tensión catódica hasta la generación de nuevas manchas, o bien a la extinción del arco.

Debido a las altas temperaturas de las manchas catódicas, se produce una importante evaporación de su material, las velocidades de erosión para descargas en arco y *glow* aumentan con la distancia entre electrodos, ya que la mayor tensión de ignición conduce a mayores fracciones de energía almacenadas en la bobina y en las capacidades de los cables, con descargas predominantes en el modo arco.

Para la fase de ruptura ocurre todo lo contrario. Distancias interelectródicas mayores tienden a alargar la duración de la fase de ruptura, y por tanto reducen la energía remanente para una posible posterior fase de arco. En diseños optimizados, la indeseable contribución de un arco sucesorio puede ser reducida de tal forma que se obtengan velocidades de erosión menores que las de descargas *glow*. Los valores estacionarios de la densidad electrónica y la temperatura central son 10^{17} electrones/cm³ y 5000 a 6000 K respectivamente, y varían sólo ligeramente con la intensidad del arco. El principal efecto de un arco que sucede a la ruptura es por tanto ralentizar y limitar la densidad electrónica y la temperatura del arco. Esto le confiere a esta descarga un carácter casi exclusivamente térmico con la consecuencia de que la transferencia de energía a la superficie del plasma sea por conducción de calor y por difusión másica más que por una sobrepresión.

El contacto prolongado e intenso del plasma del arco con los electrodos conduce a severas pérdidas de calor por conducción. Al mismo tiempo, también ocurren apreciables pérdidas de calor por radiación de la superficie del plasma al no ser posible un atrapamiento de radiación y haber suficiente tiempo para la emisión.

La energía transferida es del 50%, con el restante 50% de pérdidas (45% por conducción a través de los electrodos y 5% por radiación).

5.4.4 Descarga incandescente (*Glow Discharge*)

Es la fase final en la que se descarga la energía almacenada restante; para un sistema de bobina puede prolongarse a algunos milisegundos y las corrientes de descarga suelen ser de unos cientos de miliamperios.

En esta última fase las pérdidas son muy elevadas, del 70%, y todas ellas por conducción vía electrodos, con lo que esta fase es muy ineficiente.

Para conseguir sistemas de encendido que concentren la liberación de la energía en las fases iniciales de descarga y, por tanto, tiempos de descarga cortos, se debe:

- Maximizar la eficiencia del encendido.
- Insensibilizar el proceso de encendido a la turbulencia del gas.
- Posibilitar el encendido de mezclas más pobres.

En el caso del encendido por bobina, las tensiones en los devanados primario y secundario, respectivamente, son funciones (t) complejas, por cuanto son producto de los siguientes fenómenos :

- Resistivo (ley de Ohm): los devanados de la bobina presentan una cierta resistencia
- Autoinducción L_p y L_s del devanado en cuestión

- Inducción mutua entre devanados (M)
- Efecto de la capacidad parásita de cables y las propias bobinas

Lo anterior es expresable mediante las ecuaciones 5.20 y 5.21, de acuerdo con la nomenclatura de la tabla 5.1.

Tabla 5.1: Nomenclatura utilizada para el análisis eléctrico del proceso de encendido

R_p, R_s	Resistencia de los devanados primario y secundario
L_p, L_s	Autoinducciones de los devanados primario y secundario
M	Inducción mutua entre devanados
C_p	Capacidad del condensador del primario
V_p, V_s	Tensiones de primario y secundario
I_p, I_s	Corrientes de primario y secundario

Para el devanado primario:

$$V_p = R_p \cdot I_p + L_p \cdot \frac{dI_p}{dt} + M \cdot \frac{dI_p}{dt} + \frac{1}{C_p} \cdot I_p \cdot dt \quad (5.20)$$

Para el devanado secundario:

$$V_p = R_s \cdot I_s + L_s \cdot \frac{dI_p}{dt} + M \cdot \frac{dI_p}{dt} + \frac{1}{C_p} \cdot I_p \cdot dt \quad (5.21)$$

Expresiones que explicarían matemáticamente el fenómeno y de las cuales podríamos deducir las funciones:

$$V_p(t), I_p(t)$$

$$V_s(t), I_s(t)$$

respectivamente, bajo las siguientes hipótesis falsas:

- L y M constantes (no es cierto, pues son función de I).
- Resistencia del ruptor constante (cuando en realidad es variable en función de la presión de los contactos).
- Se prescinde de los fenómenos de ionización y de arco en la bujía.
- Se desprecian la dispersión de flujo en la bobina, la histéresis, las corrientes de Foucault, etc...

Por lo anterior, se pueden analizar los parámetros eléctricos y el fenómeno, a partir de los oscilogramas teóricos. En la figura 5.16 se observa el esquema equivalente usado en el análisis teórico de la descarga.

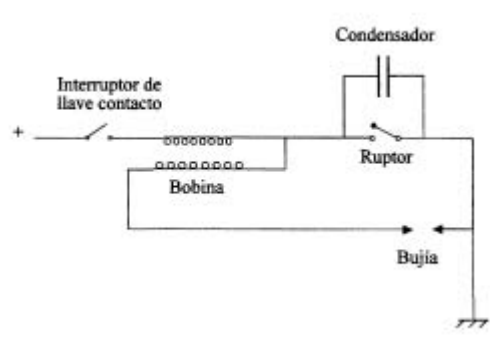


Fig. 5.16 Esquema equivalente para el análisis de la descarga

En la figura 5.17 se observa la tensión y la corriente en primario y secundario.

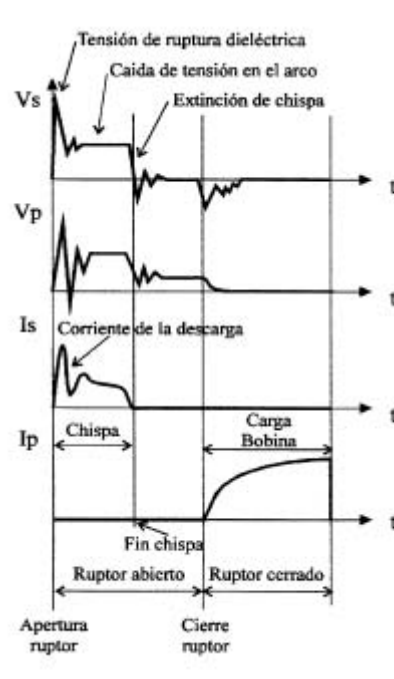


Fig. 5.17 Oscilograma de tensión y corriente en primario y secundario

El análisis de la figura anterior conduce a las conclusiones siguientes:

A raptor cerrado, se establece la circulación de corriente en el primario I_p que carga la bobina con una energía dada por la ecuación 5.22.

$$E = \frac{1}{2} \cdot L_p \cdot I_p^2 \quad (5.22)$$

El inicio de dicha carga induce una perturbación en la tensión del secundario por inducción mutua.

En el instante de apertura del ruptor, se interrumpe el paso de corriente en primario, I_p ; la energía almacenada en la bobina se usa para intentar impedir esa interrupción de corriente, de modo que por inducción mutua aparece en el secundario un vertiginoso incremento de la tensión que se elevará hasta la ruptura dieléctrica entre los electrodos de la bujía.

Una vez provocada la ruptura dieléctrica del medio (fluido motor), tiene lugar la descarga capacitiva, caracterizada por su brevísima duración (decenas o centenas de ns) y el alto valor de corriente (cientos de amperios), asociable a la fase de *breakdown* y arco, y motivada por la capacidad del sistema (parásita) de bobina, cables y bujía.

Seguidamente tiene lugar la descarga inductiva caracterizada por una mayor duración (ms) y un moderado valor de corriente (inferior al amperio), asociable a la fase de arco y *glow*, y motivada por los efectos de inducción de la bobina.

Una vez descargada toda la energía de la bobina, se extingue la chispa, quedando el sistema a la espera de un nuevo ciclo.

5.4.5 Precisión del encendido

Si bien existe una variabilidad en el tiempo de duración de la fase de iniciación de llama PIL, en función de las condiciones operativas del motor, y que lógicamente se tendrá en cuenta a la hora de decidir el momento del encendido, el proceso de ignición debería tener un punto de referencia estable.

Dicha referencia es el instante de la ruptura dieléctrica o inicio de la chispa o descarga. Es de vital importancia que el tiempo, t_0 , que transcurra desde la orden (apertura del ruptor) hasta el inicio de la descarga (ruptura dieléctrica) sea lo más corto posible.

Dicho tiempo de retraso, t_0 , debería ser estable independientemente de las condiciones operativas del motor. Dado que obligatoriamente el tiempo t_0 es función de las condiciones operativas del motor, y no se cumple el segundo requerimiento, se recurre a sistemas con elevados gradientes de tensión (de 10 a 100 kV/ms).

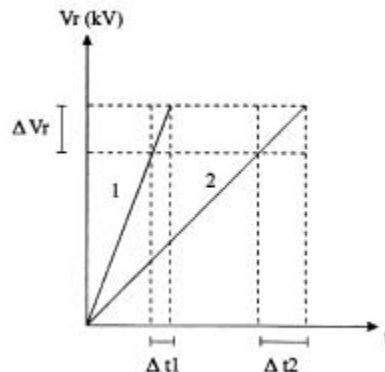


Fig. 5.18 Precisión del encendido

Los efectos en la precisión en el encendido serán función de las condiciones de operación del motor, que pueden hacer variar la tensión de ruptura V_r del orden de 9 kV o más (aceleraciones o deceleraciones bruscas).

En la figura 5.18, se observa el comportamiento de dos sistemas de encendido con diferentes gradientes de tensión.

5.5 Influencia del recinto de combustión

Como se ha visto en el capítulo anterior, el proceso de combustión determina cómo se libera la energía química acumulada en el combustible, y de su evolución depende su aprovechamiento.

Esta evolución viene caracterizada por las condiciones del fluido sobre el que debe desarrollarse la combustión, y por el recinto donde se realice la combustión. Por este motivo, son determinantes para el proceso de combustión la turbulencia del fluido y las características del frente de llama que se genera, que a su vez dependen de la forma de la cámara de combustión, del punto donde se realice el encendido y de otros factores.

Paralelamente a los condicionantes que afectan directamente al proceso de combustión, existen otros dos condicionantes más relacionadas con el funcionamiento y prestaciones del motor.

En primer lugar, es un factor determinante del rendimiento del ciclo, la relación de compresión del motor, y en segundo lugar, la propia cámara de combustión que, delimitada por el pistón, el bloque motor y la culata, tiene otros requerimientos aparte de los asociados al proceso de combustión, que también debe cumplir. Estos condicionamientos van asociados a la posición de las válvulas, de la bujía, las dimensiones del pistón, la carrera, etc. Hechos que dan lugar a distintos diseños del recinto de combustión que no siempre favorecen el proceso de combustión

5.5.1 Turbulencia

El movimiento de los gases en el interior del cilindro, tal y como se ha visto en el punto anterior, es uno de los principales factores que controlan el proceso de combustión, además de influir significativamente en los procesos de transferencia de calor. Inicialmente, el flujo de los gases depende del proceso de admisión, pero puede modificarse sustancialmente durante el proceso de compresión.

Flujo en la admisión

El proceso de admisión gobierna muchos aspectos importantes del movimiento de los gases en el cilindro. En motores de cuatro tiempos, el área descubierta al levantarse la válvula de admisión es la mínima que permite un flujo continuo, por lo que las velocidades de los gases en la válvula de admisión son las más elevadas del ciclo de admisión.

Al abrirse la válvula de admisión, la mezcla entra en el cilindro en forma de chorro cónico con una velocidad que es del orden de diez veces mayor que la velocidad media del pistón. El chorro se separa del

asiento y del labio de la válvula, dando lugar a distintas capas con elevados gradientes de velocidad entre ellas, por lo que se genera turbulencia. También provoca la aparición de remolinos debajo de la cabeza de la válvula y en la zona delimitada por la culata y las paredes laterales del cilindro.

Las características del flujo generado en la admisión dependen del diseño del colector y la válvula de admisión, de la inclinación del vástago de la válvula, del levantamiento de válvula y del diseño de la culata. El flujo resulta ser inestable y da lugar a movimientos turbulentos tridimensionales. Este tipo de movimientos recirculatorios suelen ser muy sensibles a las variaciones en el flujo, por lo que son una de las causas de la variación cíclica de la presión, que se comentará más adelante.

Características turbulentas

Los flujos en el interior del cilindro son turbulentos y, como ya se ha comentado, los ritmos de mezcla y transferencia de calor y masa son mucho mayores en flujos turbulentos que en el caso de la difusión molecular; en consecuencia, la turbulencia favorece el buen funcionamiento de los MEP; sin embargo, se trata de un fenómeno disipativo, por lo que se requiere una aportación de energía para generar turbulencia.

La turbulencia es rotacional y se caracteriza por su irregularidad y por una vorticidad muy fluctuante; estas fluctuaciones en la vorticidad sólo pueden persistir si las fluctuaciones en la velocidad de los gases son tridimensionales.

Estudios realizados han demostrado que durante el proceso de admisión el flujo no es homogéneo ni isotrópico; sin embargo, es más importante el carácter de la turbulencia hacia el final del proceso de compresión, ya que es ésta la que regula principalmente los ritmos de mezcla del combustible con el aire y la combustión.

La turbulencia, en un plano ortogonal al eje longitudinal del cilindro, se clasifica en dos grupos principales, el *swirl* y el *squish*; el primero tiende a ser generado durante la admisión, mientras que el segundo lo produce la geometría del recinto de combustión y de la cabeza del pistón al final de la carrera de compresión.

Swirl

El fenómeno conocido como *swirl* consiste en la rotación organizada de la carga alrededor del eje del cilindro. El *swirl* se genera al introducir la mezcla en el cilindro con un momento angular inicial; esta turbulencia generada en la admisión, normalmente persiste en los procesos de compresión, combustión y expansión, tal y como se muestra en la figura 5.19.

En los motores con cámara de combustión en forma de copa labrada en la cabeza del pistón, el movimiento rotacional inducido durante la admisión se modifica sustancialmente durante la compresión.

La principal consecuencia del *swirl* en los MEP es la aceleración del proceso de combustión, mientras que en los MEC (ciclo Diesel) provoca una mayor rapidez en el proceso de mezcla del aire con el combustible inyectado. En los motores de dos tiempos se utiliza el *swirl* para mejorar el proceso de barrido.

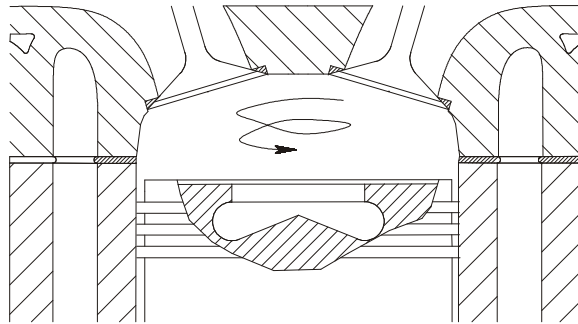


Fig. 5.19 Generación de swirl

Existen tres formas esenciales de provocar la aparición de *swirl* durante la admisión:

- Introducir la carga en el cilindro tangencialmente y hacia la pared lateral del cilindro, donde es desviada lateralmente y hacia abajo con un movimiento giratorio.
- Generar el *swirl* en el colector de admisión, es decir, forzar al fluido a rotar alrededor del eje de la válvula antes de que éste entre en el cilindro.
- Modificar la cabeza de la válvula de admisión.

La primera solución puede implementarse mediante dos tipos de colector de admisión: el colector orientado y el colector con pared deflectora.

La sección de paso de fluido es menor en el colector dirigido, por lo que su coeficiente de descarga es menor que en el colector con pared deflectora.

La segunda forma de provocar el *swirl* se consigue con el empleo de colectores con forma helicoidal. Con este tipo de colectores, para un mismo nivel de *swirl*, se consigue un mayor coeficiente de descarga que en los colectores dirigidos o con pared deflectora, con lo que se mejora el rendimiento volumétrico.

La tercera forma de generar el *swirl* consiste en modificar la cabeza de la válvula de admisión. Este método suele utilizarse en el desarrollo de nuevos motores, porque permite probar distintas disposiciones con relativa facilidad y rapidez. Sin embargo, no se emplea en motores de producción por problemas de distorsión, incremento de peso, la necesidad de evitar la rotación de la válvula y un peor rendimiento volumétrico.

Una vez se ha conseguido generar convenientemente el *swirl*, debe mantenerse hasta el final de la carrera de compresión.

En un motor con cámara de combustión convencional, el momento angular del fluido que entra en el cilindro decae a medida que avanza el proceso de admisión y durante la compresión debido a la fricción con las paredes del cilindro y a la disipación turbulenta. Aproximadamente, entre un 25 y 33% del momento inicial se ha perdido cuando el pistón se encuentra en el PMS al final de la carrera de compresión.

Sin embargo, con un diseño adecuado de la cámara de combustión se puede conseguir que las velocidades del *swirl* aumenten durante la compresión. Esto se consigue con el empleo de cámaras labradas en el pistón, generalmente en forma de copa y centradas respecto al eje del cilindro. De esta forma se consigue que la turbulencia sea más intensa, más homogénea y con vórtices más pequeños, con lo que se reduce la variación cíclica de la presión.

Squish

Squish es el nombre que recibe el movimiento radial de la carga que ocurre hacia el final de la carrera de compresión cuando el espacio entre parte de la superficie superior del pistón y la culata es reducido, como puede observarse en la figura 5.20.

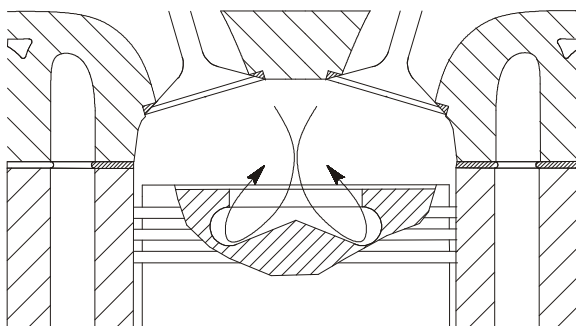


Fig. 5.20 Generación de squish

La intensidad del *squish* suele definirse a partir del porcentaje de superficie de *squish*, que es el tanto por ciento del área de la cara superior del pistón que más se aproxima a la culata.

Se genera *squish* con el empleo de cámaras de combustión compactas. La máxima velocidad de *squish* se obtiene al final de la carrera de compresión, unos 10° antes del PMS, y el movimiento del fluido es de la zona con poco espacio entre pistón y culata hacia volúmenes más despejados. Una vez sobrepasado el PMS el movimiento del gas invierte su sentido.

5.5.2 Relación de la superficie del frente de llama con respecto al volumen quemado

Paralelamente a la presencia de turbulencia, que condiciona el tipo de combustión, la forma con la que se genera el frente de llama es esencial en su evolución.

El parámetro que define esta influencia es la relación entre la superficie del frente de llama y el volumen quemado de mezcla.

Cuanto mayor es esta relación, mayor superficie de contacto mantiene el frente de llama con la carga fresca, de modo que por unidad de tiempo pueden activarse mayor número de reacciones de combustión. De esta forma se consigue que en menor tiempo se queme la totalidad del combustible y, por tanto, que el tiempo o el ángulo de combustión disminuyan.

La relación entre la superficie del frente de llama y el volumen quemado de mezcla depende esencialmente de dos características del frente de llama:

- Forma del recinto de combustión
- Posición del encendido en el recinto de combustión

Para ilustrar la influencia del recinto de combustión, en la figura 5.21 se ofrece el frente de llama que se generará en una cámara tubular, una discooidal y una esférica al cabo de un cierto tiempo de la ignición puntual.

Como se observa, en función de la geometría, se establece una cierta relación entre la superficie del frente de llama y el volumen de masa quemado.

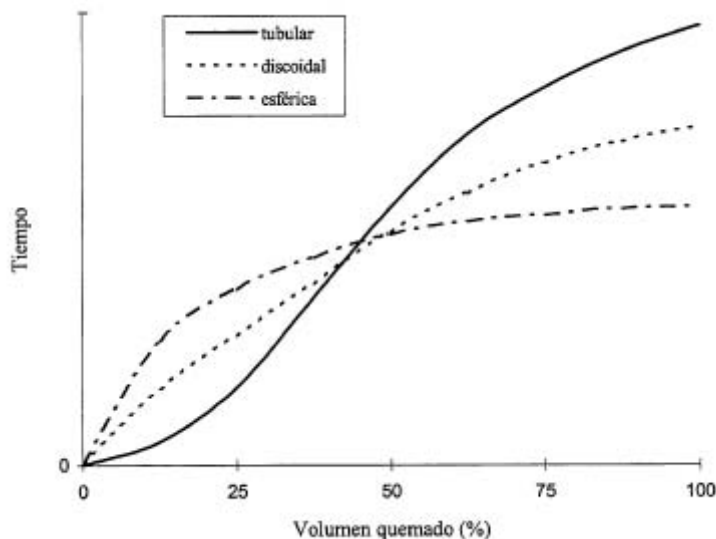


Fig. 5.21 Porcentaje de volumen quemado en función del tiempo transcurrido desde el inicio de la combustión

De este modo, la superficie del frente de llama en la cámara tubular es constante, con lo que el parámetro definido es claramente decreciente. En la cámara discooidal el frente de llama va creciendo proporcionalmente al radio del cilindro, mientras que en la cámara esférica esta proporcionalidad se establece con el cuadrado del radio.

En consecuencia, tal y como se observa en la figura 5.21, la cámara tubular ofrece una combustión más rápida, pero a medida que el volumen de masa quemada aumenta, el frente de llama crece más en las cámaras discooidal y esférica, acelerando la rapidez de combustión de la mezcla.

El proceso termina antes en la cámara esférica, después en la discooidal y por último en la tubular, es decir, el orden se establece en función del parámetro definido como la relación entre la superficie del frente de llama y el volumen quemado de mezcla.

Posición del encendido en el recinto de combustión.

De la posición de la bujía depende la longitud del recorrido de la llama, así como el área del frente de llama. Por tanto influirá sobre el tiempo necesario para la combustión, sobre los valores del gradiente de presión y, en consecuencia, sobre la suavidad de funcionamiento del motor y la potencia específica obtenible.

Con la finalidad de aumentar la velocidad de combustión, se procura minimizar el recorrido de la llama con una posición de la bujía lo más central posible, excepcionalmente con dos bujías. Otra forma de reducir el ángulo de combustión es colocar la bujía en una zona de elevada turbulencia, con lo que se acelera la primera fase de la combustión.

La disposición adoptada más frecuentemente sitúa la bujía cerca de la válvula de escape, por ser ésta la zona más caliente de la cámara, con lo que se consiguen mejores características antidetonantes y progresividad en la combustión.

5.5.3 Relación de compresión

La relación de compresión del motor viene asociada a la relación existente entre el tamaño de la cámara de combustión y la cilindrada del motor. Es un parámetro determinante del rendimiento ideal del ciclo termodinámico, y está limitado por el fenómeno de la detonación, que se expondrá más adelante, y es un indicador básico de las prestaciones que ofrecerá el motor, tal y como indicativamente puede observarse en la figura 5.22.

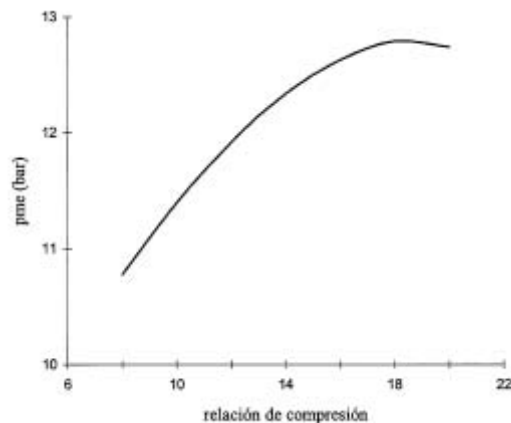


Fig. 5.22 Presión media efectiva respecto a relación de compresión

La influencia de la relación de compresión en el proceso de combustión radica en que al elevar la relación de compresión aumenta la presión y temperatura de la mezcla en el instante del encendido, con lo que se favorece la rapidez del proceso de combustión.

Este hecho se justifica porque el rendimiento del ciclo termodinámico ideal depende esencialmente de este parámetro, siendo mayor cuanto mayor es la relación de compresión.

Paralelamente a estos condicionantes, el aumento de la relación de compresión comporta una disminución del volumen del recinto de combustión, lo que favorece la creación de turbulencia del tipo *squish*.

En consecuencia, el aumento de la relación de compresión favorece el buen comportamiento del motor, ya que permite obtener mayor rendimiento del calor aportado por la combustión, a la vez que ésta se realiza de forma más rápida.

El límite de relación de compresión vendrá impuesto por la aparición de la detonación, determinada por las características de la cámara de combustión.

5.5.4 Cámara de combustión

La cámara de combustión es el espacio físico real donde la combustión se realiza, y su configuración debe permitir el alojamiento de las válvulas y de la bujía en la culata.

Esta necesidad condiciona el proceso de combustión, ya que la turbulencia, la forma del frente de llama y la relación de compresión están directamente condicionados por el diseño de la cámara.

En consecuencia, la función de la cámara de combustión viene condicionada por las siguientes necesidades:

- Generar turbulencia.
- Favorecer la creación de un frente de llama con elevada relación superficie del frente de llama volumen quemado.
- Alta relación de compresión.
- Relación superficie-volumen baja para disminuir las pérdidas de calor y compactarla, disminuyendo los inquemados (HC) por efecto pared.
- No favorecer la detonación ni el encendido superficial.
- Favorecer el proceso de renovación de la carga.
- Simplificar la distribución, a nivel de esfuerzos y durabilidad.

Conseguir todas estas características da lugar a diferentes concepciones de cámara de combustión que a continuación se describen, clasificadas en tres categorías en función de la disposición de las válvulas:

- Válvulas laterales
- Válvulas en disposición mixta
- Válvulas en cabeza del cilindro

Las válvulas laterales pueden ser tipo T o tipo L, según las válvulas estén dispuestas en los dos lados del cilindro o en uno solo respectivamente; estas cámaras se caracterizan porque tienen una gran superficie con relación al volumen, y no son adecuadas para altas relaciones de compresión.

Actualmente su utilización en automoción es poco habitual, pero históricamente, los motores con válvulas laterales fueron durante largo tiempo los más usados en los vehículos de serie hasta los comienzos de la Segunda Guerra Mundial, y en Estados Unidos hasta algunos años después de la guerra.

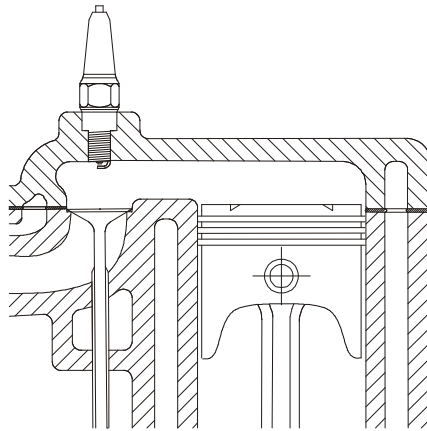


Fig. 5.23 Cámara con válvulas laterales

Se caracterizaban porque eran sencillos, silenciosos, de pequeñas dimensiones y tenían bajo coste de fabricación. Los motores con válvulas en la culata, más complicados y ruidosos, estaban reservados sólo a los automóviles deportivos.

Un ejemplo sencillo de cámara de combustión con cámaras laterales se puede apreciar en la figura 5.23.

Otro tipo de cámaras con válvulas laterales es la llamada de turbulencia, inventada por Sir H. Ricardo, mostrada en la figura 5.24.

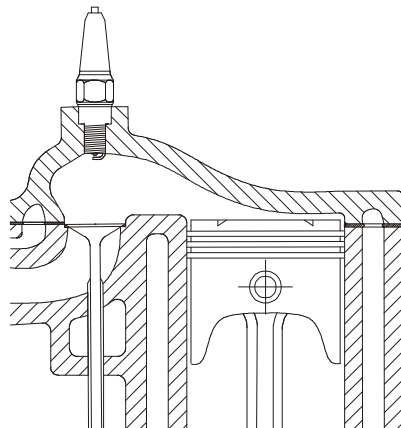


Fig. 5.24 Cámara con válvulas laterales de alta turbulencia

En este tipo de cámara, la forma abovedada a la altura de las válvulas provoca la formación de un vórtice que es activado por la laminación del fluido entre el pistón y la parte plana de la culata. La turbulencia contribuye favorablemente al movimiento de propagación de la llama acelerándola y llevándola hacia la

zona más alejada de la bujía y permite aumentar la relación de compresión por encima de los valores que normalmente se consiguen con los motores con válvulas laterales. Posteriormente, se ha podido comprobar que la forma en cúpula no es fundamental, mientras que en cambio sí que es importante la situación de la bujía para favorecer el encendido y la posterior combustión.

Válvulas en disposición mixta

Las cámaras en disposición mixta son una solución que combina algunos aspectos de las cámaras con válvulas laterales y otros aspectos de las cámaras con las válvulas en la cabeza del cilindro. Un ejemplo de este tipo de cámaras se puede apreciar en la figura 5.25.

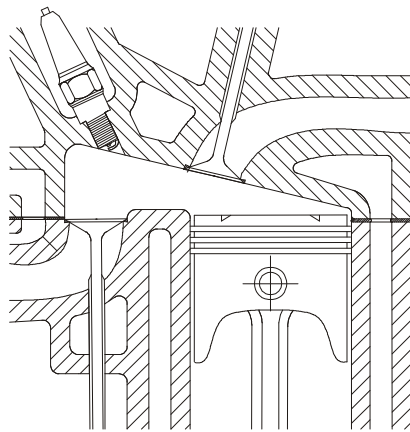


Fig. 5.25 Cámara con disposición mixta

Válvulas en cabeza del cilindro

La disposición de válvulas en cabeza del cilindro es la más utilizada en la actualidad, pero dentro de este grupo se distinguen los siguientes tipos de cámaras de combustión:

- Cámara discoidal
- Cámara en el pistón
- Cámara en el escape
- Cámara en techo
- Cámara triangular
- Cámara hemisférica

Las válvulas pueden estar con el vástago paralelo al eje del cilindro, o bien un poco inclinadas, formando un cierto ángulo respecto a la vertical. El diámetro máximo que se puede conseguir para las válvulas derechas y para sus asientos depende exclusivamente del diámetro de los cilindros y por lo tanto de las dimensiones externas del motor. Si lo que se tiene son válvulas inclinadas, a igualdad de cilindrada, se puede aumentar, un poco, su diámetro, favoreciendo la renovación de la carga a elevados regímenes de giro.

Las cámaras más usadas en la actualidad para vehículos son la cámara en techo, la cámara triangular y la hemisférica. Las dos primeras están muy difundidas porque, a parte de ser muy eficientes, también son de una gran sencillez de construcción.

La cámara hemisférica es usada para obtener la más alta potencia específica porque, en comparación con las demás tipos, ésta permite que las válvulas sean de mayor diámetro, o disponer de 4 válvulas por cilindro, a la vez que permite una disposición central de la bujía.

A continuación se describen los diferentes tipos de cámaras para motores con válvulas en cabeza:

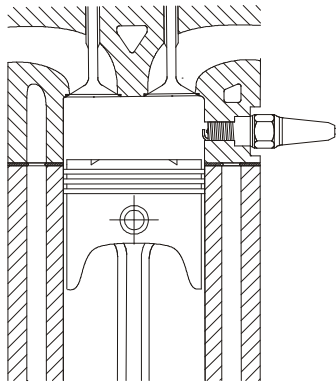


Fig. 5.26 Cámara discoidal

La cámara discoidal se trata de la solución más sencilla de las adoptadas, tal y como se observa en la figura 5.26. Muy utilizada en los antiguos motores de aviación refrigerados por líquido, con culata y cilindro integrales, permite utilizar 4 válvulas por cilindro y hasta 2 bujías diametralmente opuestas enroscadas en la pared cilíndrica. Actualmente, no se utiliza en los vehículos de automoción por adaptarse mal a las pequeñas cilindradas.

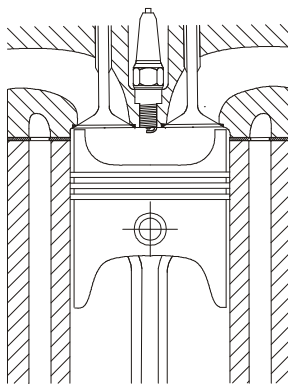


Fig. 5.27 Cámara Heron en el pistón

La cámara en el pistón, conocida también con el nombre de *Heron*, se trata de una adaptación de la cámara discoidal para motores de automoción, ya vista anteriormente. Ésta está limitada por la superficie plana de la culata y el pistón, al que se le ha dado una forma en copa, como se muestra en la figura 5.27.

Cabe destacar de esta cámara su simplicidad y el hecho de que no requiera especiales precauciones para asegurar la igualdad de los volúmenes de las cámaras de los diferentes cilindros, trabajando entonces todos ellos a un mismo rendimiento volumétrico.

La razón entre el área refrigerada y el volumen es especialmente favorable. El vórtice del fluido necesario en el cilindro se consigue diseñando de manera adecuada el colector de admisión.

Últimamente ha despertado un cierto interés como consecuencia del hecho de que se han adoptado, especialmente en los automóviles, motores de carrera muy corta con relación al diámetro de los cilindros. Las ventajas de la cámara Heron deben atribuirse más que nada a la sencillez de construcción de su culata. La cámara en el escape es conocida también con el nombre de *fireball*, porque está dispuesta alrededor de la cabeza de la válvula de escape.

Entre sus características principales se encuentra que posibilita una fuerte turbulencia y unas excelentes cualidades antidetonantes, permitiendo altos valores de la relación de compresión. Realizada por primera vez en 1936, no había sido tenida en consideración por las limitaciones del diámetro de las válvulas. Recuperada y modernizada por May, es una de las soluciones más adecuadas para reducir el consumo. En la figura 5.28 se aprecia que los asientos de las válvulas están a diferentes niveles, esto obliga a que la válvula de admisión tenga un vástago más largo que el de la de escape y por lo tanto una masa mayor; esto limita el funcionamiento a altas revoluciones.

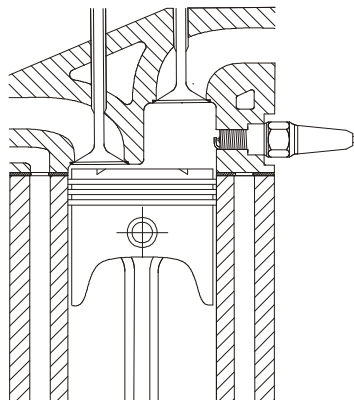


Fig. 5.28 Cámara en el escape

La cámara en techo se caracteriza porque las válvulas pueden tener el vástago paralelo al eje del cilindro o un poco inclinado. La bujía puede instalarse en una posición casi central y su refrigeración no presenta dificultad alguna, obteniendo buenos resultados en este sentido.

En motores con la carrera relativamente larga, el volumen de la cámara de combustión se amplía más allá del diámetro del cilindro para crear al fluido un paso alrededor de la cabeza de la válvula. La

turbulencia para acelerar la combustión es aumentada por las zonas de laminación a los lados del espacio central.

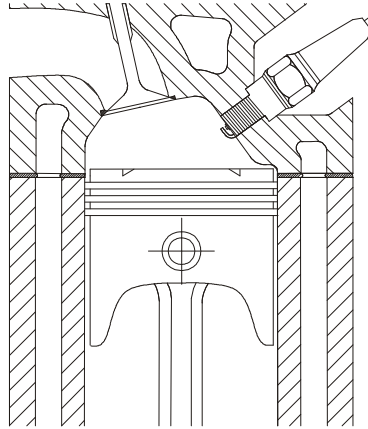


Fig. 5.29 Cámara en techo

La cámara triangular, en la figura 5.29, presenta unas posibilidades que se caracterizan porque, en este tipo de cámaras, la mayor parte de la mezcla se encuentra en torno a los electrodos de la bujía, de modo que el frente de llama, a medida que avanza, encuentra una masa de gas cada vez menor.

En los motores en los que la relación de compresión es alta, la relación superficie/volumen es algo más favorable que en las demás cámaras (como por ejemplo la hemisférica). Pero a igualdad de diámetro del cilindro, el diámetro de las válvulas es inferior, y entonces la potencia específica máxima que puede obtenerse en motores con este tipo de cámaras es más bajo. Los motores con cámara triangular, como tienen los ejes de las válvulas sobre un mismo plano, son más sencillos y económicos, comparados también con los de cámara hemisférica.

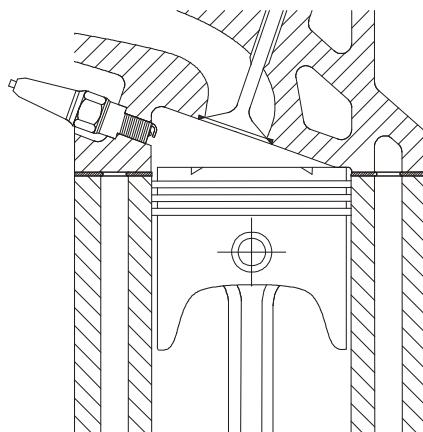


Fig. 5.30 Cámara triangular o en cuña

En la cámara hemisférica, si se disponen 2 válvulas, la bujía puede situarse en el centro sólo si el ángulo de inclinación de las válvulas es lo suficientemente elevado, y en tal caso la razón superficie/volumen será desfavorable por la forma prominente que tiene que adoptar la cabeza del pistón.

Debido a que permite adoptar válvulas de gran diámetro, es el tipo de cámara para las máximas potencias y para los números de revoluciones más altos.

Con 4 válvulas, la única posibilidad de colocación de la bujía es en el centro y se tiene el resultado máximo en lo referente al rendimiento volumétrico y a la rapidez de combustión, pero se trata de una solución cara por su complejidad de construcción comparada con las demás cámaras. Es la cámara de más alto rendimiento, teniendo la menor razón superficie/volumen.

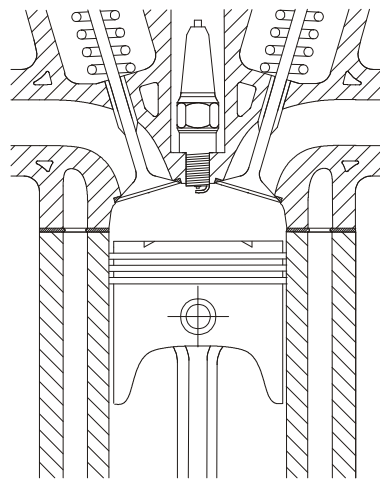


Fig. 5.31 Cámara hemiesférica

En casi todos los motores modernos en los que la razón de compresión es superior a 9 se intenta reducir tanto como sea posible la apertura de la V formada por las válvulas para evitar que la cabeza del pistón tenga una forma demasiado abovedada y poder disminuir así la superficie de la cámara.

5.6 Influencia de la condiciones de funcionamiento en la combustión

Las condiciones de funcionamiento del motor introducen cambios en el proceso de combustión, y estas modificaciones del proceso condicionan el comportamiento del motor.

En la tabla 5.2 se resume la influencia de las distintas condiciones en el comportamiento del ángulo de combustión y de la presión máxima del ciclo, que a continuación se comentan.

Tabla 5.2 Influencia de los diversos factores sobre el ángulo de combustión y la presión máxima de combustión

VARIABLE	ÁNGULO DE COMBUSTIÓN (α_c)	PRESIÓN MÁXIMA DE COMBUSTIÓN ($P_{m\acute{a}x}$)
Velocidad de giro motor: $n \hat{Y}$	$\alpha_c \uparrow$	$P_{m\acute{a}x} \downarrow$
Grado de carga \hat{Y}	$\alpha_c \downarrow$	$P_{m\acute{a}x} \uparrow$
Dosado: $F_R=1,1$		máximo valor
Presión exterior: $P_{ext} \hat{Y}$	$\alpha_c \downarrow$	$P_{m\acute{a}x} \uparrow$
Temperatura exterior: $T_{ext} \hat{Y}$	$\alpha_c \downarrow$	$P_{m\acute{a}x} \uparrow$
Presencia de elementos inertes	$\alpha_c \uparrow$	$P_{m\acute{a}x} \downarrow$
Cámara compacta	$\alpha_c \downarrow$	
Bujía centrada	$\alpha_c \downarrow$	
Retraso punto de encendido	$\alpha_c \uparrow$	$P_{m\acute{a}x} \downarrow$
Relación de compresión: $r_c \hat{Y}$	$\alpha_c \downarrow$	$P_{m\acute{a}x} \uparrow$

5.6.1 Momento de inicio de la combustión

La determinación del momento de inicio de la combustión se realiza experimentalmente y fija el avance del sistema de encendido.

La curva presión frente a ángulo de giro del cigüeñal de la figura 5.32 a) muestra como las variaciones en el punto de encendido afectan a la evolución de la presión en el interior del cilindro, y en la figura 5.34 b) se observa como esto afecta al desarrollo del par motor.

A medida que se avanza el inicio del proceso de combustión antes del punto muerto superior, el trabajo de compresión aumenta. Paralelamente y en el caso contrario, si se retrasa el punto de encendido, se retrasa el final de la combustión y se observa como la presión máxima es de menor magnitud y se obtiene en un punto más avanzado de la carrera de expansión.

En ambos casos se está reduciendo la cantidad de trabajo transferida por los gases al pistón durante la carrera de expansión. El avance óptimo del encendido, para el que se obtiene el máximo par, se encuentra en el punto en que se invierten las dos tendencias anteriormente expuestas.

El avance óptimo del encendido depende de la velocidad de desarrollo y propagación de la llama, de la longitud del recorrido de la llama y de cómo finaliza la combustión una vez la llama alcanza las paredes de la cámara. Estos factores a su vez dependen del diseño del motor, de las condiciones de operación y de las propiedades del combustible y de la mezcla.

Se ha constatado empíricamente que para el avance óptimo del encendido la presión máxima se obtiene unos 16° después del PMS y que la mitad de la carga ha sido quemada unos 10° después del PMS. En la práctica, se retrasa ligeramente el encendido de su punto óptimo para obtener una reducción de un 1 o 2% en el par respecto a su valor máximo, con el fin de que la definición del punto de encendido respecto al óptimo sea más precisa.

El punto óptimo de encendido, como ya se ha comentado, es aquel para el que se obtiene el máximo par motor para unos valores fijos de la velocidad del motor, composición de la mezcla y grado de carga.

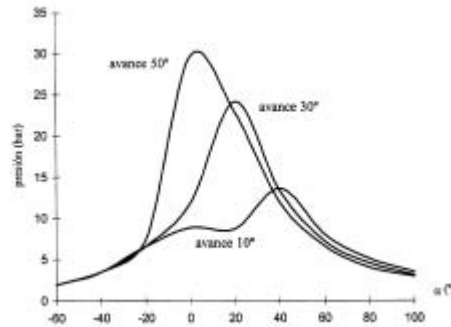


Fig. 5.32 a) Presión en el cilindro frente al ángulo girado por el cigüeñal para encendido adelantado (50°), punto de encendido óptimo (30°) y encendido retrasado (10°)

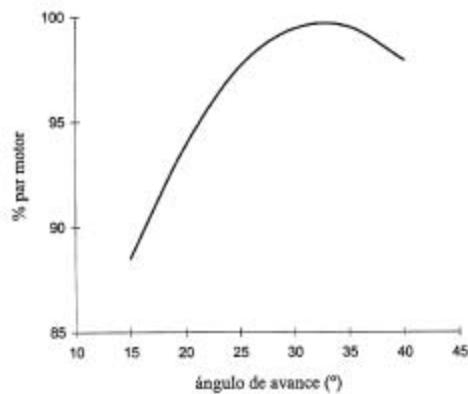


Fig. 5.32 b) Efecto del ángulo de avance del encendido en el par motor, con n (r.p.m.) y dosado constantes y máximo grado de admisión

El avance adecuado del inicio de la combustión es un valor difícil de determinar, lo que da lugar a variaciones en función del régimen de giro y la carga principalmente.

Actualmente, con los sistemas de encendido controlados mediante centralita electrónica, puede trazarse un mapa de encendido que permite optimizar el comportamiento de la combustión en cada situación.

El valor del avance óptimo de encendido puede establecerse en función de tres criterios esenciales:

- Máximo trabajo del ciclo
- Máximo rendimiento; mínimo consumo específico
- Mínima contaminación

La estrategia más habitual es la de máximo trabajo en las condiciones de plena carga, y en las demás situaciones emplear una solución de compromiso entre la estrategia de mínimo consumo específico y la obtención de unos valores de contaminación adecuados.

Actualmente, existe una estrategia de regulación en anillo cerrado que pretende optimizar el trabajo del ciclo en todas las condiciones de operatividad del motor. Ésta se basa en el hecho que al ir avanzando el encendido se consigue un aumento del trabajo del ciclo, aunque paulatinamente crece el riesgo de aparición de detonación.

La estrategia de regulación consiste en ir avanzando el encendido y a la vez detectar mediante un sensor de picado la aparición de la detonación. Cuando ésta aparece, el encendido se retrasa y vuelve a iniciarse el ciclo de regulación.

Esta regulación dinámica permite aumentar el avance, dando lugar a mayores prestaciones del motor en cada situación, y previniendo a la vez la detonación en el límite de su aparición en cada condición de funcionamiento.

5.6.2 Régimen de giro del motor

Al aumentar la velocidad angular del cigüeñal del motor, el tiempo reservado al desarrollo del proceso de combustión disminuye y al mismo tiempo se incrementa la intensidad de la turbulencia en la cámara de combustión.

El aumento de la frecuencia de rotación del motor provoca que crezca la duración de la primera fase de la combustión $ac1$, expresada en grados de giro del cigüeñal. La velocidad con que se propaga la llama durante la segunda fase de la combustión crece proporcionalmente al régimen de giro, n , mientras que su duración $ac2$ permanece aproximadamente constante.

Si aumentamos n , manteniendo constantes la composición de la mezcla y el ángulo de encendido θ_e , el punto de máxima presión es de menor intensidad y se alcanza más tarde.

Esto es debido a que, aunque el tiempo de combustión disminuya ligeramente, la mayor velocidad de giro del cigüeñal provoca que el ángulo de combustión aumente, dando lugar a un aumento del avance del encendido.

5.6.3 Características de la mezcla

Las características de la mezcla afectan bajo dos conceptos a la combustión:

- Grado de carga
- Dosado

El primero indica la cantidad de combustible introducido en el recinto, y el segundo la relación aire-combustible de la mezcla.

Grado de carga

Al disminuir el grado de carga, se dificulta el inicio de la combustión, provocando un aumento del tiempo de duración de la primera fase.

De todos modos, el mayor grado de turbulencia, que dependerá del régimen de giro es provocado por un mayor estrangulamiento en el conducto de admisión lo que da lugar a un aceleramiento de la segunda fase de la combustión.

En consecuencia, la disminución del grado de carga provoca un aumento global de la duración de la combustión, lo que lleva a un aumento del avance del encendido.

Dosado

El efecto de la variación del dosado de la mezcla sobre la combustión se refleja en la figura 5.33, donde la presión media efectiva, p_{me} , aparece en función de la relación aire-combustible, FR . Se observa que la p_{me} alcanza su máximo para un valor de FR ligeramente rico, entre $FR = 1$ y $FR = 1.1$.

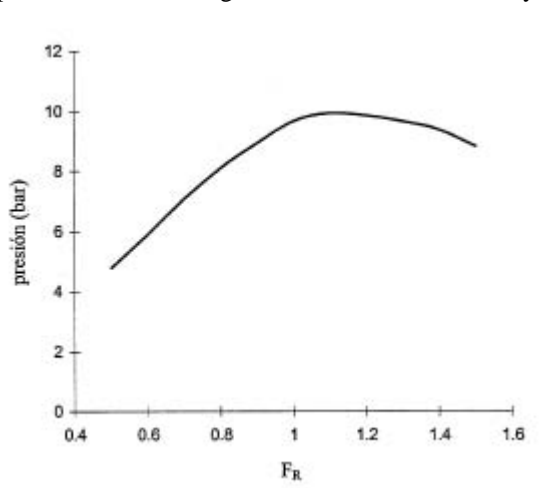


Fig. 5.33 Presión media efectiva en función de la relación aire-combustible

Esto es debido a la disociación molecular que se produce por las altas temperaturas existentes al finalizar la combustión, por lo que bajo condiciones estequiométricas ($FR = 1$) hay oxígeno presente entre los gases quemados, de modo que puede añadirse más combustible. De este modo se incrementa la temperatura y la cantidad de gases quemados en el cilindro, lo que conlleva una mayor presión media efectiva.

5.6.4 Condiciones externas

Las condiciones externas al motor afectan al proceso de combustión en tres aspectos:

- Presión exterior
- Temperatura exterior
- Humedad y gases residuales
- Presión exterior

La presión exterior al motor determina, para cada grado de carga, la presión de llenado en el momento del cierre de la válvula de admisión.

Este hecho conlleva que al aumentar la presión exterior aumente la presión del aire atrapado en la admisión y, por tanto, aumente la presión al final de la carrera de compresión.

En consecuencia, un aumento de la presión permite aumentar la velocidad del proceso de combustión, con lo que disminuye el ángulo de combustión y aumenta la presión máxima del ciclo.

Temperatura exterior

La temperatura exterior determina las condiciones del fluido al introducirse en el motor. Un aumento de la temperatura de la carga favorece que aumente la velocidad de propagación de la llama, provocando la disminución del ángulo de combustión.

Sin embargo, al aumentar la temperatura aumenta también la densidad de la carga, lo que conlleva una disminución del rendimiento volumétrico, de modo que es más favorable un valor bajo de la temperatura exterior para la mejora global del comportamiento del motor.

Humedad y gases residuales

La presencia de humedad, de gases residuales o de cualquier otro componente inerte en la mezcla disminuye la temperatura y la velocidad de combustión, por lo que aumenta la duración de la combustión y disminuye la presión máxima.

5.6.5 Variación cíclica de la presión

En la práctica, una de las principales características del proceso de combustión en un motor de encendido provocado es la variación, entre ciclo y ciclo, del diagrama de presión frente a ángulo girado por el cigüeñal. Ajustando el punto de encendido de forma que el pico de presión se obtenga siempre en el mismo ángulo, se aprecia que la variación en la curva presión-giro del cigüeñal se localiza fundamentalmente en los inicios de la combustión, aproximadamente durante el primer 10% del recorrido total de la llama.

A pesar de que la mayoría de los sistemas de encendido presentan alguna dispersión en el ángulo del cigüeñal en el que salta la chispa, este factor no es la principal causa de la variación cíclica. Una posible causa es la mezcla incompleta del combustible con el aire y los gases residuales, con la consiguiente variación en las condiciones de la carga en el momento del encendido.

Debido a la gran cantidad e intensidad de movimiento turbulento aleatorio que existe en los cilindros, es evidente que cuando la carga no esté completamente mezclada la chispa puede saltar en zonas con diferencias en el dosado y en la cantidad de gases residuales, lo que dará lugar a distintas velocidades de propagación de la llama. Sin embargo, aun introduciendo las mejoras necesarias para conseguir una carga completamente mezclada, sigue existiendo una importante variación cíclica.

Experimentalmente se ha demostrado que cuando existe un correcto mezclado de la carga las siguientes variables no afectan a la variación de la presión cíclica: la concentración de los gases residuales, la energía de la chispa, la distancia entre electrodos y la configuración de los mismos. Por contra, se ha detectado una importante influencia del dosado (FR) y del tipo y grado de turbulencia en el cilindro antes del encendido.

La variación cíclica es mínima para $FR = 1$ y crece para valores mayores o menores que el dosado estequiométrico. La causa de este comportamiento puede ser que ciertos factores como la temperatura de la llama y su velocidad de propagación son máximos para $FR = 1$.

La explicación más aceptada del proceso se reume a continuación.

Se considera una mezcla turbulenta formada por vórtices, como la ilustrada en la figura 5.36. Si la chispa salta en el centro de un vórtice, punto a , la llama deberá propagarse sin ayuda de la turbulencia hasta alcanzar el límite del vórtice. Por contra, si el encendido se produce en el límite de un vórtice, punto b , la turbulencia acelerará de forma inmediata la propagación de la llama.

Esta teoría explica los siguientes hechos observados experimentalmente:

- El uso de varias bujías reduce la variación cíclica.
- La variación cíclica disminuye al aumentar el régimen del motor o al disminuir el área de la válvula de admisión, ya que estas variaciones provocan la aparición de vórtices más pequeños y de mayor intensidad.
- La variación cíclica es menor cuando las válvulas de admisión provocan que los gases entren tangencialmente en la cámara de combustión.

La eliminación de la variación cíclica sería una importante contribución de cara a la mejora en el funcionamiento de los motores. Si todos los ciclos fuesen iguales, las presiones máximas en el cilindro serían menores, la eficiencia sería mayor y el límite de detonación sería mayor, permitiendo incrementar la presión media efectiva y la eficiencia para un combustible dado.

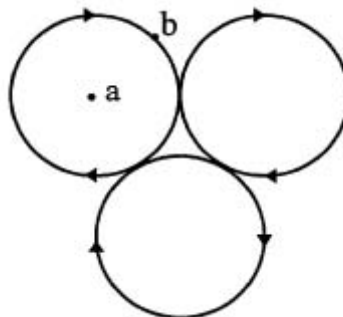


Fig. 5.34 Representación ideal de los vórtices en una mezcla turbulenta

5.7 Combustión detonante

A la temperatura y presión ambiente, una mezcla de aire y combustible se encuentra en un estado en el que la velocidad de oxidación es muy pequeña. Para el autoencendido de la mezcla hace falta alcanzar una temperatura mínima para una determinada presión, o viceversa.

Aun así, para que se produzca el autoencendido debe mantenerse la mezcla un tiempo después de alcanzar las condiciones necesarias para que se produzca. A este período de tiempo se le conoce con el nombre de *retraso*.

La combustión detonante se produce porque una parte del combustible que se encuentra en la cámara de combustión supera su tiempo de retraso y se produce el autoencendido.

Esta situación acostumbra a producirse al final de la combustión, donde las fracciones de mezcla más alejadas del punto de encendido residen durante un largo espacio y sufren la compresión producida por la fracción de mezcla ya quemada.

El aumento de la presión y temperatura de la mezcla provoca la disminución del tiempo de retraso y aumenta la tendencia al autoencendido.

Cuando el autoencendido se produce, una fracción de la mezcla quema de forma rápida y generalizada, dando lugar a lo que se conoce como detonación.

La detonación se manifiesta como una deflagración, dando lugar a gradientes y ondas de presión muy elevados, generando contaminantes, percusiones muy lesivas para el mecanismo y ruido.

5.7.1 Estudio de la detonación

Diversos son los métodos que se utilizan para medir la detonación, entre los que cabe destacar los siguientes:

- El método de la corriente gaseosa
- El método de la compresión por onda de choque
- Máquina de compresión rápida

A partir de estos métodos de análisis se consigue caracterizar el tiempo de autoencendido cuando se pasa de unas determinadas condiciones iniciales (ambientales de formación de la mezcla) a otras de mayor presión y temperatura

De este modo, el proceso de autoencendido empieza con un período de reacción relativamente lento, seguido de otro período de reacción rápida. Estos períodos dependen del combustible y de las condiciones operativas.

Para el mismo combustible se cumple que:

- Al aumentar la temperatura inicial, disminuye el tiempo de retraso.
- Al aumentar la relación de compresión, disminuye el tiempo de retraso.
- El tiempo de retraso es mínimo para el dosado estequiométrico.

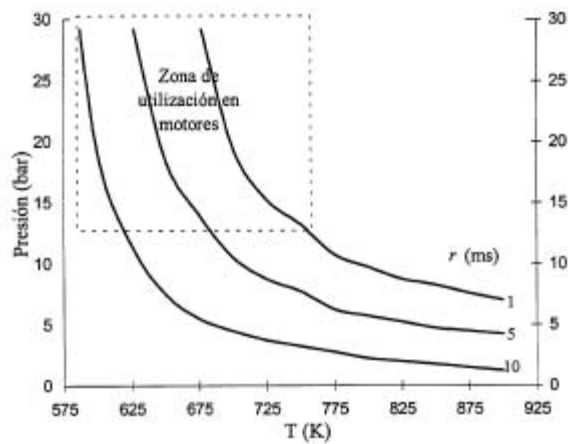


Fig. 5.35 Mapas de autoencendido

La ley de variación del tiempo de retraso r , en función de la presión y la temperatura final de compresión es como se indica en la figura 5.35, para un combustible con un dosado y una P y una T determinados. Se observa que en la zona de presiones elevadas, característica de los motores de encendido provocado, el tiempo de retraso varía poco con la presión.

5.7.2 Retraso en el motor

El tiempo de retraso de la mezcla que se introduce en el motor MEP es ligeramente distinto al de los resultados experimentales comentados, ya que en el motor no se parte de una situación inicial y se pasa a una final, sino que hay una variación progresiva de los estados.

Esta variación es importante, ya que el tiempo de retraso se muestra como un fenómeno con memoria, de modo que dicho tiempo de retraso varía al pasar de unas condiciones iniciales a unas finales en función de las condiciones previas a las que se haya visto sometida la mezcla aire-combustible.

Esta variación se produce porque el autoencendido aparece cuando la suma de las fracciones de tiempo de retraso en cada condición de presión y temperatura alcanza la unidad.

Por ejemplo, si se eleva, en un primer paso, la presión y la temperatura a $P1$ y $T1$, a los que corresponde un tiempo de retraso $r1$, y se consume un tiempo $r1/3$ y después se eleva instantáneamente la presión y la temperatura a $P2$ y $T2$, a las que correspondería un tiempo de retraso $r2$, el tiempo de retraso conjunto será el de la expresión 5.23:

$$r = \frac{r1}{3} + \frac{2r2}{3} \quad (5.23)$$

La hipótesis anterior equivaldría a suponer la existencia de un número α_f de prereacciones para las que el combustible alcanza el autoencendido, valor que es constante para un determinado combustible e

independiente de la ley de variación de la P con la T , vista anteriormente. Si la compresión se efectuase en un número infinito de pasos, resulta evidente que el tiempo de retraso puede calcularse como sigue.

Se supone que para una P y una T el tiempo de retraso es r .

La relación entre las prereacciones dx , que se producen en un tiempo dt , será lógicamente la misma relación que existe entre el número total de prereacciones, xf , y el tiempo total correspondiente r . Esto se refleja en la expresión 5.24:

$$\frac{dx}{dt} = \frac{xf}{r} \Rightarrow \frac{dx}{xf} = \frac{dt}{r} \quad (5.24)$$

Integrando entre el estado inicial ($x=0$, $t=0$) y el estado final, que es cuando se produce el autoencendido ($x=xf$, $t=tf$), siendo tf el tiempo de retraso del motor, se obtiene la expresión 5.25:

$$\frac{1}{xf} \int_0^{xf} dx \Rightarrow \int_0^{tf} \frac{dt}{r} \quad (5.25)$$

El valor de la primera integral es evidentemente la unidad, por tanto tf será el valor que haga que la segunda integral sea asimismo la unidad.

El valor de r (tiempo de retraso) será función de la presión y de la temperatura, que a su vez son función del tiempo. Existen diversas relaciones empíricas que ajustan el valor del tiempo de retraso para distintos hidrocarburos o para combustibles formados por varios de estos hidrocarburos. Estas expresiones tienen la forma de la ecuación 5.26:

$$r = Ap^{-n} e^{\left(\frac{B}{T}\right)} \quad (5.26)$$

Donde A , n y B son parámetros que dependen del combustible. De todas estas expresiones, la de uso más extendido es la propuesta por Douaud y Eyzat:

$$r = 17.68 \cdot \left(\frac{NO}{100}\right)^{3.402} p^{-1.7} e^{\left(\frac{3800}{T}\right)} \quad (5.27)$$

Donde r es el tiempo de retraso en milisegundos, p es la presión absoluta en atmósferas, T es la temperatura en la cámara expresada en K y NO es el número de octano del combustible.

Se producirá detonación cuando la integral de la ecuación 5.25 sea igual a la unidad, por lo que si se conoce la evolución de la presión y temperatura de la fracción final de combustible por quemar, a partir de la ecuación 5.27 puede determinarse si se producirá detonación.

Para ello habrá que tener en cuenta las siguientes consideraciones:

- Se conoce el valor de r al variar la presión y la temperatura, a través de los mapas de autoencendido.
- La velocidad media de combustión cc , así como el recorrido total de la llamada L , en la cámara de combustión, son conocidos.

- A partir de la posición del frente de llama, se conocen los valores de la presión y la temperatura de la mezcla sin quemar.
- Conocidos los valores de la presión y fundamentalmente la temperatura, que es el parámetro que más influye en el tiempo de retraso dentro de los márgenes usuales de presión, se puede determinar el valor de t_f .

5.7.3 Factores que afectan a la detonación

En principio existen dos parámetros fundamentales que conducen a que un motor detone; el primero proviene del tiempo que se tarde en realizar la combustión, y el segundo proviene del propio tiempo de retraso característico del combustible.

La detonación aparece cuando el tiempo de retraso, función de la presión, temperatura y tipo de combustible, es menor que el tiempo de combustión. En las siguientes tablas aparecen los factores que afectan a la detonación y su influencia es analizada a través de la forma en que afectan al tiempo de retraso y al tiempo de combustión.

Tabla 5.3 Factores de funcionamiento que afectan a la detonación. P presión, T temperatura, t_r tiempo de retraso, t_c tiempo de combustión

FACTORES DE FUNCIONAMIENTO	P	T	t_r	t_c	TENDENCIA A DETONAR
<i>Régimen \uparrow</i>	Baja	Sube	-	Baja	Disminuye
<i>Grado de carga \uparrow</i>	Sube	Sube	Baja	Baja	Aumenta
<i>Presión exterior \uparrow</i>	-	Sube	Baja	Baja	Aumenta
<i>Temperatura exterior \uparrow</i>	-	Sube	Baja	Baja	Aumenta
<i>Depósitos motor</i>	-	Sube	Baja	-	Aumenta

Tabla 5.4 Factores de reglaje que afectan a la detonación. P presión, T temperatura, t_r tiempo de retraso, t_c tiempo de combustión

FACTORES DE REGLAJE	P	T	t_r	t_c	TENDENCIA A DETONAR
<i>Avance pto. encendido</i>	Sube	Sube	Baja	Baja	Aumenta
<i>Retraso pto. encendido</i>	Baja	Baja	Sube	Sube	Disminuye
<i>Dosado rico</i>	-	Baja	Sube	Sube	Disminuye
<i>Dosado pobre</i>	-	Sube	Baja	Sube	Disminuye
<i>Temper. refrigerante \uparrow</i>	-	Sube	Baja	Baja	Aumenta

Tabla 5.5 Factores de diseño que afectan a la detonación. P presión, T temperatura, t_r tiempo de retraso, t_c tiempo de combustión

FACTORES DE DISEÑO	P	T	t_r	t_c	TENDENCIA A DETONAR
Relación compresión \uparrow	Sube	Sube	Baja	Baja	Aumenta
Turbulencia \uparrow	-	-	-	Baja	Disminuye
Temp. fracción final \uparrow	-	Sube	Baja	Sube	Aumenta
Inhibidores reacción	-	-	Sube	Sube	Disminuye
Recorrido llama \uparrow	-	-	-	Sube	Aumenta

En la tabla 5.3 se hace referencia a los factores de funcionamiento, en la tabla 5.4 a los factores derivados del reglaje, y en la tabla 5.5 a los factores asociados a las decisiones de diseño.

Régimen

Al aumentar el régimen, aumenta la velocidad de combustión debido a una mayor turbulencia y por lo tanto el tiempo de combustión se reduce.

En general, este aumento del régimen disminuye el rendimiento volumétrico, por lo que la velocidad de combustión se reduce por haber menos masa de aire, y por lo tanto el tiempo de combustión crece.

De entre los dos factores, tiene mayor peso el primero y, en consecuencia, los motores muestran en la práctica una menor tendencia a la detonación con el aumento del número de revoluciones.

Grado de carga

Al aumentar el grado de carga, aumenta la cantidad de masa que admite el motor, con lo que el tiempo de combustión se reduce; sin embargo, se produce un aumento importante de la presión y temperatura de la mezcla sin quemar que hace reducir el tiempo de retraso, lo que conduce a un aumento de la detonación.

Avance del encendido

A medida que se adelanta el encendido, dentro de los márgenes de funcionamiento, las presiones y por lo tanto las temperaturas máximas crecen, lo que lleva a que la velocidad de combustión crezca y por lo tanto a que el tiempo de combustión disminuya; sin embargo, es mayor la influencia que tiene la reducción del tiempo de retraso, con lo que el efecto combinado de lo que sucede hace aumentar la tendencia a detonar.

En muchos casos, el punto de encendido óptimo para el buen rendimiento del motor va acompañado de una tendencia a detonar, por lo que se hace necesario retrasar el encendido, a costa del rendimiento del motor.

Dosado

Con dosados ligeramente ricos se alcanzan los valores de máxima potencia, lo que equivale a decir que las temperaturas y presiones en el cilindro son máximas, por lo que el tiempo de retraso se reduce y, a pesar de que la velocidad de combustión aumenta, tiene mayor peso el primer tiempo y en consecuencia el motor tiene una tendencia mayor a detonar.

Relación de compresión

La relación de compresión es un factor importante para mejorar el rendimiento, pero siempre hay que buscar la máxima relación de compresión sin que provoque detonación.

Pero como la detonación se producirá a plena carga, se puede aumentar la relación de compresión a cargas parciales. Es por esta razón que se está investigando con motores de relación de compresión variable en función del grado de carga, con el objetivo de conseguir una mejora del rendimiento.

Turbulencia

En general, en el diseño del motor se buscará un aumento de turbulencia porque éste es un factor que limita de forma importante la detonación, ya que reduce el tiempo de combustión al aumentar la velocidad media de ésta. Pueden modificarse, entre otros, los siguientes elementos, tal y como ya se ha comentado con anterioridad:

- Pipas de admisión. Con geometrías adecuadas.
- Válvulas de admisión. Colocando deflectores en la válvula. Éstas pueden, por otra parte, provocar tensiones mecánicas.
- Pistón. Buscando geometrías que favorezcan la turbulencia; por ejemplo, labrando la cámara de combustión en el propio pistón.
- Cámaras de combustión. Para generar turbulencia, o bien combinadas con el movimiento del pistón, o como consecuencia del proceso de combustión.

Temperatura de la fracción final

Si se reduce la temperatura de la fracción final de la mezcla sin quemar, se incrementará el tiempo de retraso y por lo tanto se reducirá la detonación.

En general, la temperatura de la fracción final es superior a la de las paredes de la cámara de combustión. Esto puede aprovecharse para favorecer en el diseño una transmisión de calor desde la mezcla sin quemar a las paredes; existen varias posibilidades:

- Cámara de combustión. Con una geometría que lleve a que el volumen de la fracción final tenga una relación superficie volumen elevada.
- Materiales. Empleo de materiales que favorezcan la transmisión de calor; por ejemplo, culatas de aluminio.

- Refrigeración de la zona en la que se quema la fracción final.
- Tamaño del pistón. Como ya se ha visto al estudiar la transmisión de calor, el aumento del tamaño del motor lleva a temperaturas medias de las paredes más elevadas, y teniendo en cuenta que el recorrido de la llama también crece, el aumento del tamaño del motor viene fundamentalmente limitado por problemas de detonación. De ahí que muy pocos motores de explosión tengan cilindros de tamaño superior a 150 mm de diámetro.
- Combustión en primer lugar de la zona en la que la mezcla puede estar más caliente. Así, por ejemplo, es deseable colocar la bujía en una zona próxima a la válvula de escape.
- Inyección de agua-alcohol, que reduce la temperatura de la mezcla.

Inhibidores de la reacción

Sirven para disminuir la tendencia a la detonación, porque dificultan la reacción química de la combustión. Algunos inhibidores de la reacción son:

- Productos residuales que provienen de la combustión anterior
- Inyección de agua-alcohol
- Aditivos antidetonantes del combustible

Recorrido de la llama

Todo lo que reduzca el recorrido de la llama reduce el tiempo de combustión y, por tanto, la detonación. Para reducir el recorrido de la llama se recurre a:

- Empleo de cámaras de combustión compactas
- Posicionamiento de la bujía en un punto tal que haga mínimo el recorrido de la llama
- Empleo de más de una bujía
- Reducción del diámetro del pistón

5.8 Encendido superficial

Cuando un motor funciona en unas condiciones tales que en la pared interior de la cámara de combustión hay ciertas zonas que sufren un sobrecalentamiento, como por ejemplo en las válvulas de escape, en los electrodos de la bujía, o por la formación de partículas incandescentes de carbón, puede suceder que éstas enciendan la mezcla que las rodea. Este fenómeno recibe el nombre de *encendido superficial*.

El encendido superficial se clasifica en preencendido o postencendido, en función de si el fenómeno se produce antes o después del avance del encendido.

Si el encendido superficial se produce de forma continuada a lo largo de varios ciclos, recibe el nombre de *pre o postencendido permanente* y si su aparición es ocasional se denomina *intermitente*.

En el encendido anticipado, o preencendido, desde las superficies incandescentes el frente de la llama se propaga de manera análoga al de la llama proveniente de la chispa de la bujía, pero el instante de la ignición resulta en este caso incontrolado.

Cuando el encendido por incandescencia surge lo suficientemente temprano durante la carrera de compresión, entonces la potencia del motor disminuye por efecto del consumo adicional de trabajo de compresión de los gases ya quemados y del aumento de la emisión calórica.

Esta es una de las anomalías de la combustión más peligrosa en los motores de encendido provocado, ya que origina el incremento muy brusco del traspaso de calor a las paredes a consecuencia de la elevación de la presión y la temperatura, puesto que los gases que ya tuvieron tiempo de quemarse son adicionalmente comprimidos por el émbolo y el tiempo de contacto de los gases quemados con las paredes aumenta considerablemente.

Esto conduce al rápido autorreforzamiento del encendido por incandescencia, es decir, éste aparece cada vez con mayor anticipación durante la carrera de compresión, a causa de lo cual pueden llegar a fundirse los pistones.

El peligro del encendido anticipado se acrecienta porque externamente éste, por lo general, se manifiesta sólo en forma de golpes secos, que no siempre son diferenciados por el conductor del vehículo del conjunto de ruidos del motor a elevadas cargas, y la disminución total de potencia en un motor multicilíndrico es poco apreciable porque el fenómeno normalmente sólo se produce en uno de los cilindros.

Las fuentes del preencendido que con mayor frecuencia se presentan son los electrodos centrales recalentados y las campanas de los aisladores de las bujías. Por eso es indispensable seleccionar las bujías en estricta correspondencia con las particularidades del motor. Dichas bujías deberán poseer suficientemente elevado grado térmico, que caracteriza la resistencia de la bujía contra el recalentamiento y, al mismo tiempo, no deberán ser excesivamente frías, o sea, la temperatura de los electrodos centrales de las bujías cuando el motor funciona en vacío no tendrá que ser menor de 400°C, para evitar la formación de residuos carbónicos propios de la combustión.

En lo referente al postencendido, ocurre que en los motores a gasolina de automóviles con altas relaciones de compresión en la parte no quemada de la carga, especialmente al funcionar con aditivos antidetonantes, pueden originarse focos de encendido por incandescencia, después de comenzar la propagación del frente de la llama desde la chispa de la bujía.

Las fuentes de semejante inflamación son las partículas de carbonilla incandescente que se desprenden de las paredes y se encuentran suspendidas en la carga de trabajo. Dichas partículas se depositan en las cámaras de combustión cuando el motor trabaja durante prolongado tiempo en regímenes de cargas muy pequeñas y en vacío, pero se separan de las paredes al incrementar la carga. Desde estas partículas incandescentes comienzan a propagarse frentes de llama adicionales y la velocidad de combustión aumenta bruscamente al final de la fase principal.

Semejante alteración de la combustión en los motores a gasolina recibe el nombre de *rumble*, y es característica de los automóviles con motores de gran cilindrada y, por lo tanto, con gran reserva de potencia, los cuales en condiciones de uso urbano una considerable parte del tiempo funcionan con cargas muy pequeñas.

A veces puede producirse en los motores modernos para automóvil el autoencendido por compresión estando el sistema de ignición desconectado, fenómeno conocido como autoencendido persistente y que consiste en que el motor continúa a veces durante un tiempo suficientemente largo trabajando en vacío

después de desconectar el sistema de ignición. Este fenómeno se explica a veces equivocadamente como si fuera encendido por incandescencia, a pesar de que no tiene nada en común con este último.

5.9 Modelización del proceso de combustión

El proceso de combustión de un motor de encendido provocado es un proceso extremadamente complejo en que se mezclan condicionantes de la turbulencia de la mezcla, su homogeneización, la velocidad de variación del volumen del recinto de combustión, las características del encendido, etc.

La modelización del proceso es, consecuentemente, una tarea muy compleja y que se resuelve en la actualidad mediante la aplicación de técnicas de elementos finitos.

Existen una gran variedad de algoritmos de simulación del proceso de combustión en cámaras de volumen variable, pero se pueden agrupar en tres tipos de modelos:

- *Modelos termodinámicos*: Presentan la presión o el calor en función del ángulo girado por el cigüeñal. No consideran la geometría de la cámara de combustión y asumen la existencia de equilibrio térmico en el fluido.
- *Modelos fenomenológicos*: Se subdividen en dos grupos, los modelos implícitos, que incorporan coeficientes ajustables en función de la geometría de la cámara de combustión y de las condiciones de operación, y los modelos zonales, que emplean una ley superficial de combustión e introducen la existencia de un frente de llama que separa productos de reactivos.
- *Modelos multidimensionales*: Se basan en la discretización del espacio de combustión y para su resolución es necesario el empleo de métodos numéricos.

Cada modelo presenta una serie de ventajas e inconvenientes, y se empleará uno u otro según el tipo de aplicación a que se destinen. A continuación se hace referencia a dos posibles modelos sencillos que permiten abordar de forma inicial el problema.

5.9.1 Cámara de volumen constante

La modelización más sencilla e inicial del proceso corresponde a un modelo cero dimensional en un recinto de volumen constante.

La figura 5.38 ilustra un recipiente a través del cual se está propagando un frente de llama esférico. La relación entre la posición de la llama y la presión en la cámara se determina a partir del hecho observado que la fracción de masa quemada es proporcional a la fracción del incremento total de presión, esto es la ecuación 5.28:

$$\frac{M_q}{M} = \frac{p - p^1}{p^2 - p^1} \quad (5.28)$$

Donde M_q es la masa quemada, M es la masa total de la carga, p^1 es la presión inicial, p^2 es la presión al final de la combustión y p es la presión en el instante bajo consideración.

Suponiendo que la parte sin quemar de la mezcla sufre una compresión adiabática y se comporta como un gas perfecto, se cumplen las siguientes dos ecuaciones 5.29 y 5.30:

$$M_q = M - M_{sq} = M - \frac{p \cdot V_{sq} \cdot m_{sq}}{R \cdot T_{sq}} \quad (5.29)$$

$$T_{sq} = T_1 \cdot \left(\frac{p}{p^1} \right)^{(k-1)/k} \quad (5.30)$$

Donde el subíndice *sq* se refiere a la mezcla sin quemar.

Combinando las ecuaciones 5.28 y 5.30, se obtiene:

$$\frac{p - p^1}{p^2 - p^1} = 1 = - \frac{p^1 \cdot V_{sq} \cdot m_{sq}}{M \cdot R \cdot T_1} \cdot \left(\frac{p}{p^1} \right)^{1/k} \quad (5.31)$$

Observando la figura 5.36, resulta evidente que para cualquier valor dado del radio de la llama *r*, el valor de *V_{sq}* depende de la forma de la cámara de combustión y de la posición del punto de encendido. Se analizan los dos casos extremos:

- Caso de una esfera de diámetro *D* con el punto de encendido centrado. En este caso se tiene que $V_{sq} = (p/6) \cdot (D^3 - d^3)$. Con esta configuración se maximiza la relación entre el volumen quemado y el radio de la llama.
- Caso de un tubo largo con el punto de encendido en uno de sus extremos. En este caso se tiene que $V_{sq} = A \cdot (L - r)$, siendo *A* el área transversal y *L* la longitud del tubo. Con esta configuración se minimiza la relación entre el volumen quemado y el radio de la llama.

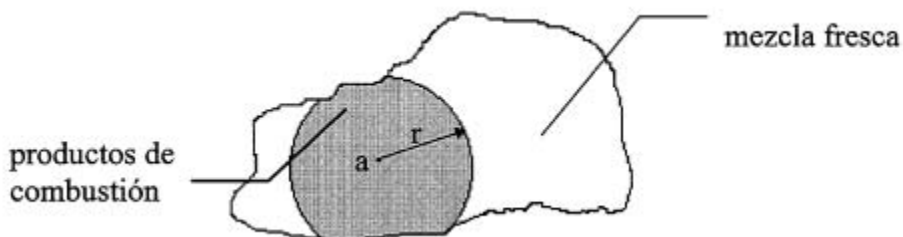


Fig. 5.36 Cámara de combustión de volumen constante; *a* es el punto de ignición y *r* el radio de la llama

La figura 5.37 muestra la presión frente al radio de la llama, para los modelos de tubo y esfera, calculados a partir de la ecuación 5.31.

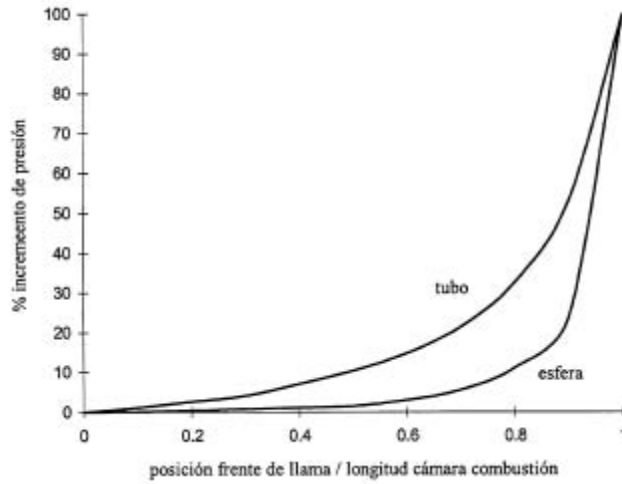


Fig. 5.37 Presión frente a la posición de la llama para cámaras de volumen constante

En los motores de combustión interna, la forma de la cámara de combustión está entre los casos extremos de la esfera y el tubo. Para los dos tipos de cámara estudiados, se observa que el gradiente de presión es muy pequeño hasta que no se llega al final del recorrido de la llama: para la esfera, a mitad del recorrido de la llama, el incremento de presión es de sólo el 2%, mientras que para el tubo es del 11%.

5.9.2 Cámara de volumen variable

Un siguiente nivel de complejidad consiste en considerar el volumen de la cámara como variable. A partir del primer principio de la termodinámica, se obtiene la ecuación 5.32:

$$m \cdot C_v \cdot \frac{dT}{dq} = \frac{dQ_e}{dq} - p \cdot \frac{dV}{dq} \quad (5.32)$$

Donde Q_e es el calor entrado en la combustión y q es el ángulo girado por el cigüeñal.

Operando la ecuación 5.32 se obtiene la ecuación 5.33:

$$\frac{1}{T} \cdot \frac{dT}{dq} = (g-1) \cdot \left(\frac{1}{p \cdot V} \cdot \frac{dQ_e}{dq} - \frac{1}{V} \cdot \frac{dV}{dq} \right) \quad (5.33)$$

A partir de la ecuación de los gases, se llega a la ecuación 5.34:

$$\frac{1}{p} \cdot \frac{dp}{dq} + \frac{1}{V} \cdot \frac{dV}{dq} = \frac{1}{T} \cdot \frac{dT}{dq} \quad (5.34)$$

Combinando las ecuaciones 5.33 y 5.34, se obtiene el modelo de combustión que representa la ecuación 5.35:

$$\frac{dp}{dq} = (g-1) \cdot \frac{Q_e}{V} \cdot \frac{dx}{dq} - g \cdot \frac{p}{V} \cdot \frac{dV}{dq} \quad (5.35)$$

La tasa de combustión, dx/dq , depende de la geometría de la cámara de combustión, de la situación de la bujía y de las condiciones de operación del motor.

Existen dos tipos de leyes de generación de calor (o de ritmo de combustión): las que son ajustables según la configuración de la cámara y las condiciones de operación (ley de Vibe) y las que no lo son (ley del coseno). La forma integrada de estas leyes, $x(q)$, representa la fracción de masa quemada en función del ángulo de giro del cigüeñal.

En ambos casos se emplea la relación funcional de la expresión 5.36:

$$\Theta = \frac{q - q_{ic}}{\Delta q_c} \quad (5.36)$$

Donde q_{ic} es el ángulo de inicio de la combustión y Δq_c es la duración de la combustión.

Las expresiones 5.37 y 5.38 hacen referencia a la ley del coseno, mientras que en las 5.39 y 5.40 se ofrece la ley de Vibe.

Ley del coseno

$$x = \frac{1}{2} \cdot [1 - \cos(\Theta \cdot \pi)] \quad (5.37)$$

$$\frac{dx}{dq} = \frac{1}{2} \cdot \frac{\pi}{\Delta q_c} \cdot \text{sen}(\Theta \cdot \pi) \quad (5.38)$$

Ley de Vibe

$$x = 1 - e^{-a \cdot \Theta^{m+1}} \quad (5.39)$$

$$\frac{dx}{dq} = e^{-a \cdot \Theta^{m+1}} \cdot \frac{a \cdot (m+1) \cdot \Theta^m}{\Delta q_c} \quad (5.40)$$

Donde a es un parámetro indicador de la fracción máxima de calor que interviene en la combustión. Un valor usual es $a=6.908$, que corresponde a una fracción máxima quemada $x_{max}=0.990$. El parámetro m es indicativo de cuándo y cómo se libera la energía. En la figura 5.39 se observa que cuanto mayor es m , mayor es la tasa de liberación de energía en la fase final de la combustión.

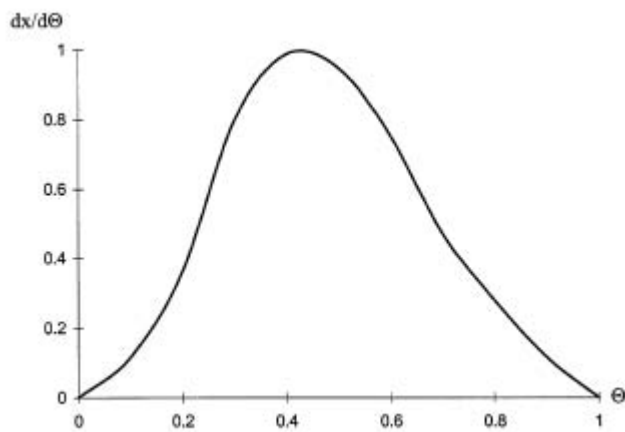


Fig. 5.38 Tasa normalizada de liberación de energía según una ley de Vibe

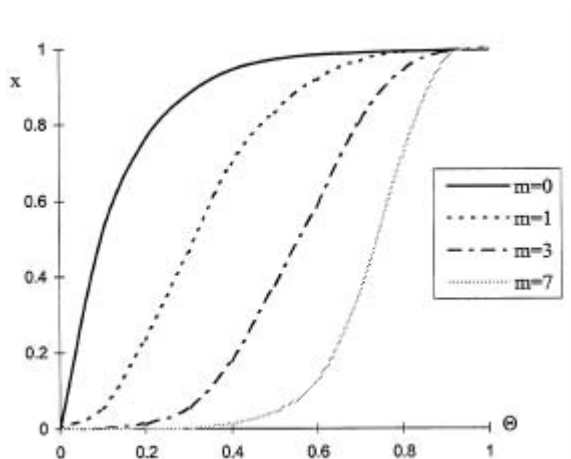


Fig. 5.39 Ley de combustión de Vibe con $a=6.908$ y distintos valores de m

6 Fase cerrada MEC - Combustión homogénea

6.1 Introducción

El combustible es inyectado en estado líquido, en forma de chorro pulverizado en el interior del recinto de combustión, después de la compresión. Las pequeñas gotas de la periferia del dardo de inyección se vaporizan al entrar en contacto con el aire, pues se encuentra a elevada presión y temperatura debido a la carrera de compresión a la que ha sido sometido por el pistón.

Al vaporizarse el combustible entra en contacto con el oxígeno contenido en el aire y pasado un determinado tiempo, la mezcla se autoinflama. Esta autoinflamación es un proceso que se inicia espontáneamente y es debido a que la interacción entre gota y comburente permite que este último ceda suficiente energía como para que se inicie la reacción de combustión. En consecuencia, la combustión puede iniciarse en cualquier punto del recinto de combustión o en más de uno a la vez.

Este tipo de combustión se realiza sobre una mezcla globalmente heterogénea, ya que el inyector introduce el combustible concentrado en la zona del dardo de inyección, diluyéndose a medida que nos alejamos de su eje longitudinal, con lo que existen zonas de exceso de combustible y otras con defecto fuera de los límites de inflamabilidad y otras que sí serán inflamables.

De este modo, la problemática de este tipo de combustión radicará en cómo se consigue mezclar convenientemente el combustible y el comburente, así como en controlar el tiempo que tarda en empezar la combustión, ya que no hay ningún elemento que cumpla la función de bujía como en los motores de encendido provocado.

Como consecuencia, el inicio del proceso no se controla directamente como en los motores MEP, sino que depende del tiempo que tarda el combustible en empezar a quemarse tras su inyección, lo que dependerá de las condiciones que presente el aire comprimido en el momento de la inyección y de cómo se produzca ésta.

Este tiempo de retraso constituye un parámetro básico del proceso de combustión y tiene una componente física y otra química dependiendo su valor de los mecanismos previos a la combustión que deben desarrollarse para que esta sea posible.

El inicio de la combustión de la carga heterogénea viene determinado por el tiempo de retraso, que es el tiempo transcurrido entre el inicio de la inyección de combustible y la autoignición de una masa inicial de combustible y que tendrá lugar en cualquier punto de la cámara de combustión.

Esta autoignición del combustible depende, en primer lugar, del sistema de inyección, ya que este sistema determina el modo mediante el cual es introducido el combustible en el recinto de combustión, durante la fase final de la carrera de compresión.

Gracias al sistema de inyección, el combustible se encontrará pulverizado en el interior del recinto y podrá caracterizarse la mezcla heterogénea.

La composición y caracterización de esta mezcla determina finalmente las condiciones de evaporación del combustible, que permitirían finalmente su autoignición y en definitiva el inicio de la combustión.

Una característica fundamental que afecta de forma inversa al tiempo de retraso es el nivel de turbulencia del aire en el momento de efectuar la inyección de combustible; en este sentido, la geometría de las cámaras de combustión ha de facilitar un buen nivel de turbulencia, factor que sumado a un pequeño diámetro de gota del combustible minimizará el tiempo de retraso.

El sistema de inyección de combustible consta de un tanque de almacenamiento, un circuito de conductos para la alimentación y retorno al mismo, un filtro, una bomba de alimentación, la bomba de inyección y el inyector, tal como se esquematiza en la figura 6.1.

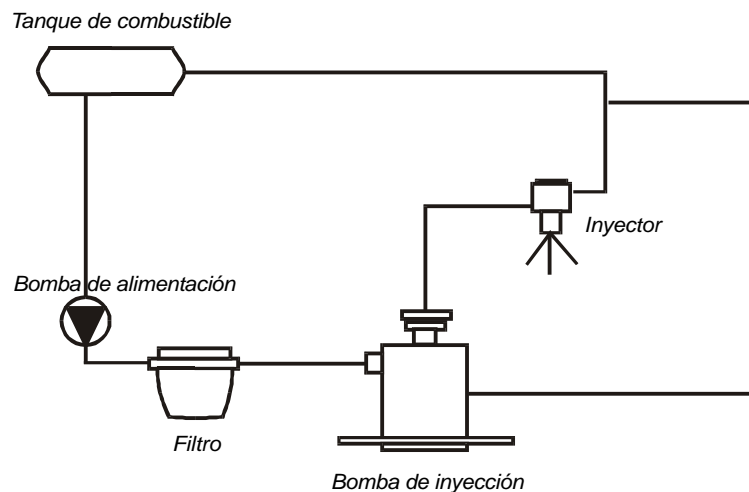


Fig. 6.1 Esquema de un sistema de inyección

El funcionamiento del sistema se caracteriza porque la bomba de alimentación sirve a la bomba de inyección del combustible, filtrándolo a través del filtro. La presión de trabajo de dicha bomba oscila entre 2 y 7 bar.

Una vez se encuentra el combustible en la bomba de inyección, es dosificado e impulsado de forma sincronizada con el funcionamiento del motor hacia el inyector.

Ya en el inyector y debido a la presión con la que lo impulsa la bomba de inyección, vence la presión de cierre ejercida por el muelle del inyector, cuya presión de apertura oscila entre los 300 y 1000 bar. Cuando se consigue esta presión de apertura, el combustible levanta la aguja del inyector y este es inyectado en el recinto de combustión en forma de fina pulverización (0.5 mm) causada por el pequeño diámetro del agujero de salida de la tobera (0.1 mm) y la alta presión de inyección.

Finalmente, hay diversos conductos de retorno al tanque de combustible, uno por cada inyector y otro de la bomba de inyección.

El tipo de inyector y de bomba vienen determinados por la presión de inyección, que a su vez depende del tipo de recinto de combustión que posea el motor.

Definido de forma sucinta el sistema de inyección genérico, existen dos concepciones de motor:

- Inyección directa
- Inyección indirecta

Estas dos concepciones vienen caracterizadas por el nivel de turbulencia y el diámetro de gota conseguido en la inyección.

Los motores de inyección directa requieren poca turbulencia y el correcto inicio de la combustión se consigue pulverizando con un diámetro de gota muy pequeño. Por el contrario, en la inyección indirecta se aumenta la turbulencia para poder inyectar con un diámetro de gota mayor, hecho que conlleva un equipo de inyección de menores prestaciones.

El diseño de la cámara de combustión depende de la concepción de la inyección, tal y como se observa en la figura 6.2.

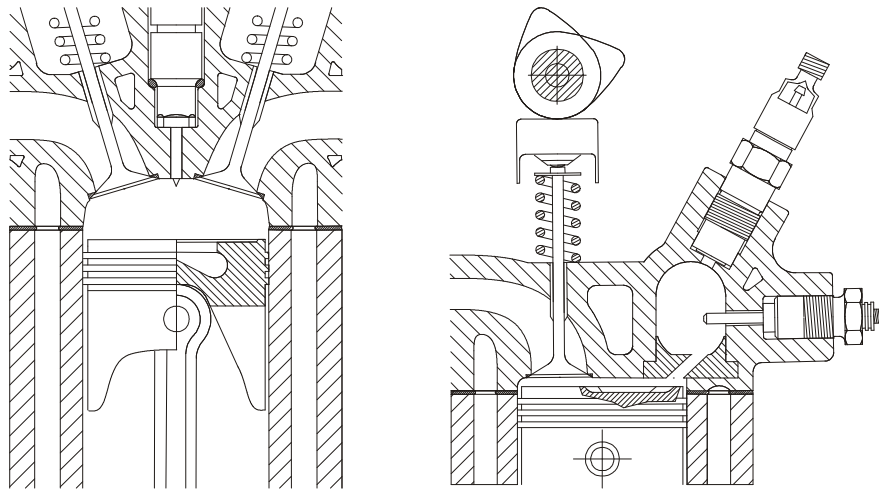


Fig. 6.2 Tipos de cámara de combustión: inyección directa (izquierda) e inyección indirecta (derecha)

En la inyección directa se utilizan presiones de inyección muy elevadas e inyectores multiorificios, normalmente accionados por una bomba de inyección el línea, generándose así un pulverizado de alta calidad, consistente éste en un diámetro medio de gota muy pequeño y una distribución normal adecuada para minimizar la reagrupación espontánea de gotas, llamada *nucleación*.

Con respecto a la turbulencia, en estos motores depende meramente de la velocidad de giro, ya que no existe una cámara adicional donde generarla.

Por el contrario cuando la inyección es indirecta, las presiones de inyección son bajas, los inyectores son de un único orificio y las bombas de inyección normalmente rotativas, siendo en este caso el

pulverizado de menor calidad; sin embargo, el nivel de turbulencia juega un papel predominante en este tipo de motores.

Por lo tanto, el sistema de inyección es el responsable de crear lo que se denomina el *dardo de inyección*, que es el chorro pulverizado de combustible que se introduce en el recinto de combustión. Dicho dardo de inyección debe ser creado en el tiempo adecuado y dosificado en el caudal requerido por el sistema de regulación de la bomba.

6.2 Caracterización del dardo de inyección

El dardo de inyección es la forma mediante la cual el sistema de inyección introduce el combustible en el recinto de combustión por este motivo es necesario conocer su geometría y caracterización.

Básicamente el dardo está constituido por un núcleo líquido, con una alta densidad de combustible pulverizado envuelto en una zona, con una densidad de gotas mucho menor. Estas gotas se encuentran flotando en una nube de vapor formada por el propio combustible vaporizado que se está mezclando con el aire previamente ingresado y comprimido en la cámara de combustión.

Los parámetros necesarios para describir el dardo serán los que se observan en la figura 6.3:

- *Ángulo cónico*: es el ángulo abarcado por el dardo, incluyendo la zona de combustible en estado gaseoso, dará idea de la dispersión del combustible.
- *Longitud de penetración*: es la longitud total del dardo, incluyéndose de nuevo la zona en estado de vapor, su tamaño es importante en la mezcla total del combustible y aprovechamiento del aire contenido en el cilindro.
- *Longitud de corte*: se refiere a la longitud de la zona en estado líquido.

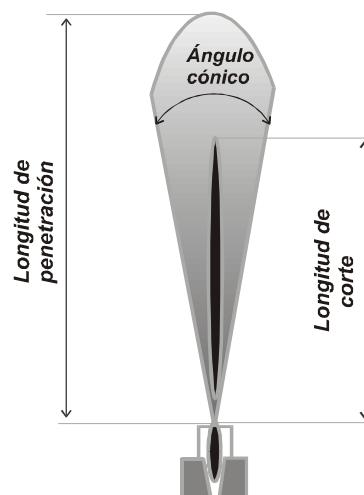


Fig. 6.3 Parámetros que definen el dardo de inyección

En consecuencia, la mezcla heterogénea se realizará en función de los parámetros característicos del dardo y las condiciones externas que se establecen en la cámara de combustión en el momento de la inyección.

6.3 Factores que afectan a la mezcla

La mezcla viene determinada por los factores que vienen determinados por el sistema de inyección, las características físicas del combustible y el estado del medio sobre el que se inyecta. Estos factores son:

- Presión de inyección
- Geometría de la tobera del inyector
- Características físicas del combustible
- Presión del aire
- Turbulencia en la cámara de combustión
- Choque contra la pared de la cámara de combustión
- Ley de inyección
- Geometría del punto de incidencia del dardo de combustible

6.3.1 Presión de inyección

La inyección se realiza a unos valores comprendidos entre los 300 y los 2000 bar aproximadamente dependiendo el sistema de inyección usado y en especial dependiendo del tipo de cámara empleada. Esta presión elevada permite la creación y penetración del dardo de combustible en un medio caracterizado por el aire comprimido que se encontrará entre los 50 y 100 bar, según la relación de compresión del motor.

La presión que afecta a la formación de la mezcla heterogénea es la presión diferencial existente entre el combustible en la línea de inyección y la presión en el interior del recinto de combustión. De este modo, si esta presión diferencial aumenta, hay un decremento del tamaño de gota y a su vez un aumento de la penetración del dardo.

En contrapartida, si la presión diferencial disminuye, por ejemplo al utilizar un mismo equipo de inyección cuando la densidad del aire del recinto de combustión aumenta, esto provoca el aumento de fricción del dardo, y su deceleración mayor, con lo que disminuye su longitud de penetración, y se observa un aumento del tamaño medio de gota.

6.3.2 Geometría de la tobera del inyector

Se conoce como *tobera* a la parte final del inyector, por ella pasa el combustible a alta presión y es la encargada de convertir dicha presión en velocidad del fluido y, del pulverizado de dicho combustible. La micromezcla depende en gran medida de las características geométricas de este elemento. Así pues, dependiendo de los requerimientos exigidos por el motor, la tobera puede ser desde un simple conducto cilíndrico, como en los inyectores monorificio de motores de inyección indirecta (II), o bien una pieza complicada con diversos orificios, como en los inyectores multiorificio de los motores de inyección directa (ID). En la figura 6.4 se observa un esquema de una tobera de inyección.

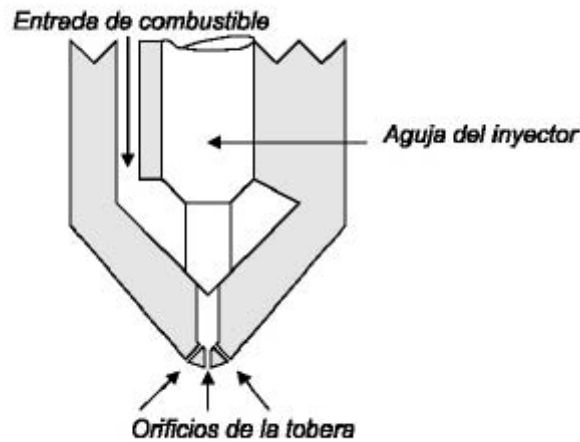


Fig. 6.4 Esquema de la parte final de un inyector con tobera multiorificio

Los parámetros más importantes para el estudio de la influencia de la geometría de la tobera sobre la formación de la mezcla son el diámetro de la tobera y la relación entre éste y la longitud de la misma. Los diámetros variarán entre 0,2 y 1 mm y la relación longitud/diámetro entre 2 y 8.

Al disminuir el diámetro, se disminuye el diámetro medio de las gotas; a su vez, para una relación $l/d=4$, se obtiene el mínimo tamaño de gota. Por otro lado el aumento en la longitud de la tobera disminuye el ángulo cónico. Otros parámetros que pueden afectar son la forma de tobera y aguja.

Estas tendencias son observadas en las figuras 6.5 y 6.6. Se utilizará como medida de la calidad de la micromezcla el diámetro medio de Sauter.

Este es el diámetro de una gota que posea la misma relación superficie/volumen que toda la distribución; así pues, se define el diámetro medio de Sauter a través de la ecuación 6.1:

$$D_{ms} = \frac{\int (D_{gota})^3 dn}{\int (D_{gota})^2 dn} \quad (6.1)$$

Este valor se obtendrá experimentalmente por recuento en una muestra dada, por lo que las integrales anteriores se transforman en sumas finitas, calculándose dicho diámetro a partir de la fórmula:

$$D_{ms} = \frac{\sum (d_i)^3 \cdot n_i}{\sum (d_i)^2 \cdot n_i} \quad (6.2)$$

Donde d_i es el valor de diámetro de la gota i y n_i es el número de gotas cuyo diámetro mide d_i .

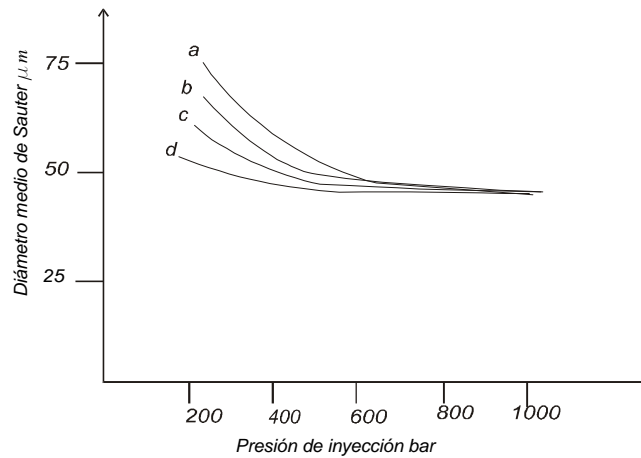


Fig 6.5 Variación del diámetro medio de Sauter con la presión de inyección para un diámetro de tobera de 0.3 mm, ensayos con diversas relaciones longitud/diámetro de tobera a) 50 b) 1-10 c) 3 d) 4

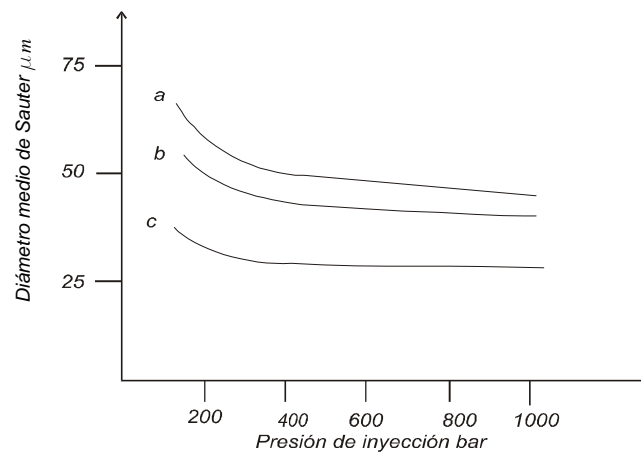


Fig.6.6 Variación del diámetro medio de Sauter con la presión de inyección para una relación longitud/diámetro 4 ensayos para diámetros de orificio de tobera a) 0.4 mm b) 0.3 mm c) 0.1 mm

6.3.3 Características físicas del combustible

Las características físicas del combustible, en especial la tensión superficial y la viscosidad, tienen efectos notables en la formación del dardo.

Durante la inyección se genera un equilibrio de fuerzas en el interior del dardo, en el cual las fuerzas aerodinámicas entre el dardo y el aire del interior de la cámara de combustión se oponen a las fuerzas de cohesión del combustible, tendiendo a descohesionarlo.

Además de la pulverización del combustible que se produce en la tobera, debido a la interacción entre el dardo de combustible y el aire contenido en el cilindro a presión, al evolucionar el dardo por el interior del cilindro incrementa su desintegración en pequeñas gotas, empleándose su energía para formarlas. La energía del dardo puede ser en forma de presión o velocidad, y cuanto mayor sea ésta, más energía se dispondrá para la creación de las gotas.

La tensión superficial del fluido es una relación entre la energía utilizada y la cantidad de superficie generada al formarse una gota. En consecuencia, para una determinada energía del dardo, en función de la tensión superficial del combustible se podrá generar mayor o menor superficie, y en consecuencia gotas más o menos pequeñas.

Por lo tanto, al disminuir la tensión superficial del combustible, disminuye el diámetro de gota que se obtiene en el dardo para una misma presión de inyección. En la figura 6.7 se observa esta tendencia de disminución del diámetro medio de Sauter de la distribución.

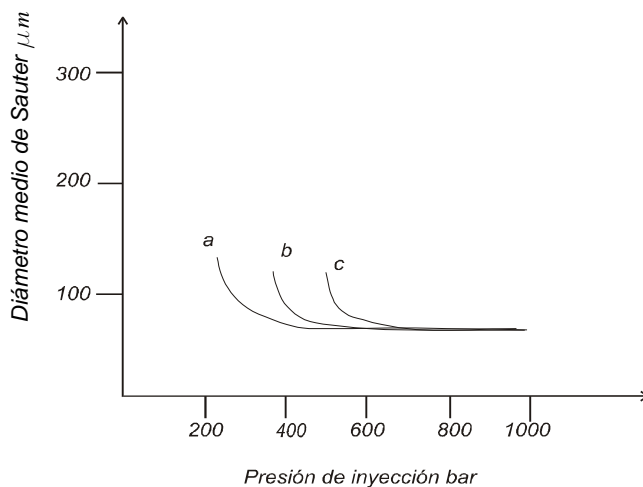


Fig. 6.7 Relación entre el diámetro medio de Sauter y la presión de inyección para un diámetro de tobera de 0.3 mm y una viscosidad de $50 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ en función de la tensión superficial
a) 33×10^{-3} b) 51×10^{-3} c) $66 \times 10^{-3} \text{ (N/m)}$

En cuanto a la viscosidad del combustible, determina el esfuerzo de penetración que debe realizar el dardo, y por lo tanto determina la velocidad de penetración. En consecuencia, a mayor velocidad mayor energía disponible para generar la superficie de las gotas, y estas se generarán de menor diámetro.

Por lo tanto, al disminuir la viscosidad del combustible se incrementa la velocidad del dardo para unas mismas condiciones de inyección, disminuyendo el diámetro de la gota que se obtiene. En la figura 6.8 se observa una relación de la micromezcla frente a la presión de inyección para diversos valores de viscosidad.

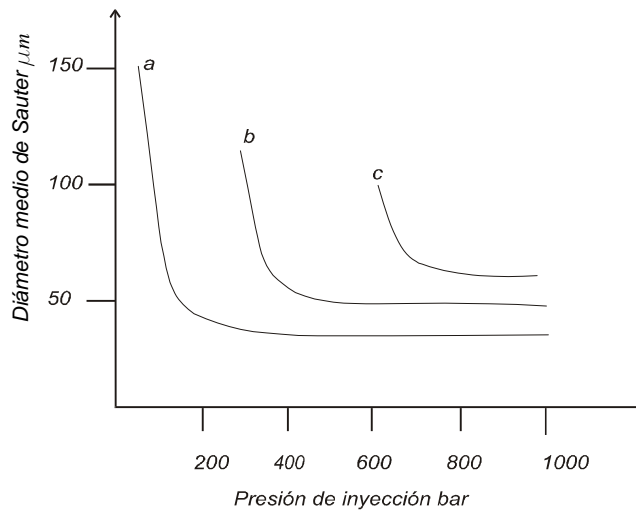


Fig. 6.8 Relación entre el diámetro medio de Sauter y la presión de inyección para un diámetro de tobera de 0.3 mm en función de la viscosidad a) $0.7-1.4 \times 10^{-6}$ b) $24-27 \times 10^{-6}$ c) 61×10^{-6} (m^2/s)

6.3.4 Presión del aire

Al aumentarse la presión del aire, se incrementa la densidad del mismo, aumentándose a la vez la fricción con el dardo de combustible. Este aumento de la fricción afectará de tres formas diferentes al reparto de combustible en el interior del cilindro.

Por un lado, la mayor resistencia a la penetración que encuentra el dardo afectará disminuyendo la longitud de penetración, y por tanto disminuyendo la calidad de la macromezcla. La relación entre la densidad del aire y la longitud de penetración se puede cuantificar mediante la fórmula de Dent para inyección directa en cámara sin turbulencia:

$$S = 3.07 \cdot \left(\frac{DP}{r_g} \right)^{\frac{1}{4}} \cdot (t \cdot d_n)^{\frac{1}{2}} \cdot \left(\frac{294}{T_g} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (6.3)$$

Donde ΔP es el incremento de presión de la gota de combustible a través de la tobera, t es el tiempo transcurrido desde el inicio de la inyección y d_n es el diámetro del orificio de la tobera y ρ_g y T_g la densidad y la temperatura del aire respectivamente.

Por otro lado, dicho incremento de la resistencia hace que el dardo se ensanche, aumentando su ángulo cónico. Este incremento se puede cuantificar a partir de la siguiente fórmula obtenida para dardos en régimen de atomización:

$$\tan\left(\frac{q}{2}\right) = \frac{4 \cdot P}{A} \cdot \left(\frac{r_g}{r_l} \right)^{\frac{1}{2}} \cdot \frac{\sqrt{3}}{6} \quad (6.4)$$

Donde ρ_g es la densidad del aire, ρ_l la densidad del combustible inyectado y A una constante que depende de la geometría de la tobera.

Por último, el aumento de la energía disipada en forma de fricción hace que se aumente la cantidad de superficie formada disminuyendo de este modo el diámetro de gota, que seguirá la fórmula de G. I. Taylor:

$$D_{mg} = C \cdot \frac{2 \cdot \rho \cdot s}{r_g \cdot (v_r)^2} \cdot l \quad (6.5)$$

Donde D_{mg} es el diámetro medio de gota, g es la tensión superficial aire combustible, v_r es la velocidad relativa del dardo de combustible con respecto al aire, C es una constante de valor aproximadamente 1 y λ es la longitud de onda adimensional de las ondas generadas en la superficie del fluido.

6.3.5 Turbulencia en la cámara de combustión

La turbulencia es un fenómeno básico para mejorar la respuesta del proceso de combustión, en especial cuando la velocidad de operación del motor es alta. Es necesario un mezclado rápido de las microgotas de combustible con el aire hasta alcanzar el óptimo para el inicio de la combustión. La turbulencia contribuye en gran medida en ello y se requiere el máximo nivel posible en el instante del inicio de la inyección.

La componente transversal de la turbulencia mejora la atomización. A su vez el movimiento pulsatorio de la misma mejora la dispersión, a mayor velocidad pulsante mayor ángulo cónico. La turbulencia, no obstante, posee un efecto negativo sobre la penetración del combustible; a mayor turbulencia, menor penetración.

6.3.6 Choque contra la pared de la cámara de combustión

Al chocar, el dardo se divide en dos corrientes, lo que ensancha el frente del mismo, mejorando la mezcla.

La zona sobre la que impacta el dardo de combustible se puede mantener a una mayor temperatura que el resto de la cámara incrustando materiales cerámicos. Esto se utilizará para mejorar la vaporización, y por tanto el tiempo de retraso. Este efecto es comúnmente utilizado en motores de inyección indirecta.

6.3.7 Geometría del punto de incidencia del dardo de combustible

Otro factor importante es la geometría del entorno del punto sobre el que se hace incidir el dardo de combustible.

De este modo, la geometría de la precámara en los motores de inyección indirecta y la cabeza del pistón en los de inyección directa son muy importantes, ya que pueden ser utilizados para crear la turbulencia necesaria, o en otros casos para que el dardo de combustible sea inyectado sobre una superficie caliente. Cuando el dardo impacta, se abre ensanchando su frente y, por tanto, facilitando su mezcla con el aire.

6.4 Caracterización de la mezcla heterogénea

La mezcla heterogénea resultante de la inyección del dardo de combustible en el recinto de combustión, donde se encuentra con el aire comprimido, se caracteriza y evalúa en función de los parámetros de macromezcla y micromezcla.

Se conoce como *macromezcla* a la forma en que está repartido el combustible a lo largo de la cámara de combustión y, por lo tanto, a cómo se distribuye el combustible por el recinto donde se producirá la combustión.

En contrapartida, se define como *micromezcla* al tamaño de las gotas que componen el dardo de combustible pulverizado y, por lo tanto, caracteriza la mezcla de cada gota con el aire que la envuelve.

Estos dos factores influyen decisivamente en los procesos de combustión, ya que en función de la macromezcla habrá zonas caracterizadas por defecto de oxígeno y zonas con excesiva concentración. En función de la micromezcla, se determinará si hay una buena interrelación molecular para que el oxígeno pueda oxidar el hidrocarburo para así poder ser quemado.

Así pues, una buena micromezcla, con gotas finas en el pulverizado, garantiza un alto nivel de vaporización, ya que se incrementa la superficie de intercambio líquido vapor. Por otro lado, una buena macromezcla permitirá una homogeneización correcta del combustible con el aire, incrementándose el índice de utilización del aire y una penetración mayor del dardo en la cámara de combustión.

Desde este punto de vista, dirá que los chorros pulverizados son *suaves* cuando en ellos prepondere la micromezcla sobre la macromezcla con una longitud de corte pequeña y una gran cantidad de combustible en forma vaporizada, lo que garantizan un buen índice de vaporización.

Por otro lado, estarán los chorros pulverizados *compactos*, en los cuales la longitud de corte es mucho más elevada, lo que permite una mayor penetración del chorro y por tanto mejoran la macromezcla. Estos dos tipos de pulverización se observan en la figura 6.9.

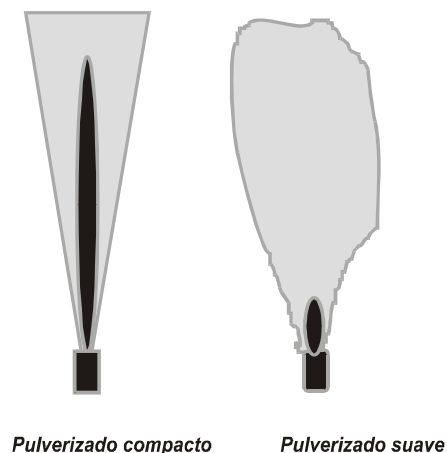


Fig. 6.9 Tipos de pulverizado en función su macromezcla o micromezcla

Para un sistema de inyección fijado existe una gran relación entre la formación de la macromezcla y la micromezcla. Así pues, en un pulverizado fino (que ofrece unas buenas condiciones de micromezcla) la inercia de las gotas es pequeña, por ser pequeña su masa, lo que hace que se deceleren rápidamente al salir de la tobera del inyector, teniendo muy poca penetración en el seno del aire, lo que empobrece la macromezcla.

Por otro lado, aumentando el tamaño de gotas se incrementa la penetración del dardo, pero se penaliza su vaporización. En la mayoría de los casos se ha de llegar a una situación de compromiso entre la preponderancia de la micromezcla o la macromezcla en el reparto global de combustible. Esta solución se verá afectada por el tipo de cámara empleada en cada caso.

De este modo, en cámaras divididas se podrán emplear pulverizaciones provenientes de inyectores con un solo orificio, ya que la macromezcla se formará no por el sistema de inyección, sino por la elevada turbulencia inducida; a su vez, el efecto de pared caliente mejora la micromezcla.

Como contrapartida, en los de cámara abierta o de inyección directa la mezcla es formada principalmente por la acción del inyector, que deberá ser de varios orificios para mejorar el reparto de combustible, ya que la turbulencia tiende a ser poco importante comparativamente.

6.5 Evaporación del combustible

El proceso de evaporación es la fase final previa al inicio de la combustión, el cual se inicia en el instante en que comienza la inyección.

Este proceso viene determinado por dos comportamientos diferenciados: la evaporación en zonas de baja macromezcla y en zonas de elevada macromezcla.

La evaporación de gotas aisladas del combustible, que sería el comportamiento seguido en las zonas de baja macromezcla, se caracteriza porque en el preciso instante en que la gota entra en la cámara, entra en contacto con el aire comprimido y se eleva su temperatura debido a la transferencia de calor desde el aire. Esto hace aumentar la presión de vapor del combustible, incrementándose su tasa de evaporación rápidamente.

Conforme se evapora la gota disminuye su masa, lo que comporta su deceleración. Al disminuir su masa, el coeficiente de convección aire gota disminuye, y por tanto la tasa de energía transferida desde el aire al combustible también lo hace. De este modo se estabiliza tanto la temperatura como la tasa de evaporación. Estas tendencias se muestran en la figura 6.10.

Por otro lado, la evaporación en la zona de elevada macromezcla, como ocurre en el interior del dardo, es sustancialmente distinta. La evaporación de las primeras gotas de combustible disminuye rápidamente la temperatura del seno del dardo, lo que hace que aumente la presión de vapor del combustible llegándose a un equilibrio termodinámico llamado saturación adiabática, aunque, debido a la velocidad del proceso, puede que no se alcance dicho equilibrio.

En todos los casos la vaporización es importante, pero sólo a nivel de la activación de la combustión, ya que cuando en algún punto se inicia la combustión, el incremento de presión y temperatura que conlleva en el recinto permite activar el resto de la combustión de forma muy rápida.

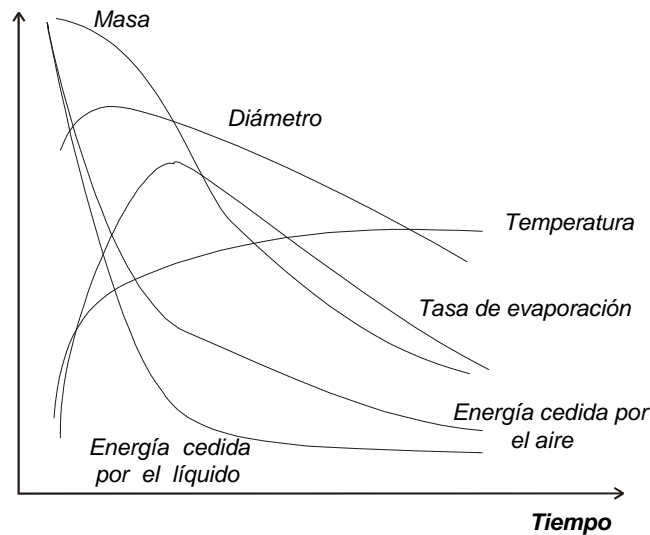


Fig. 6.10 Esquema de la variación de los parámetros que intervienen en la evaporación de una gota de baja macromezcla de combustible en un ambiente similar al de un motor diesel

En este sentido, estudios realizados demuestran que en el inicio de la combustión se cuenta con valores de entre el 70% y el 90% del combustible vaporizado. No obstante, solo entre el 10% y el 35% del combustible vaporizado se encuentra entre los límites de inflamación, lo que sugiere que la combustión se encuentra más afectada por la correcta mezcla del combustible con el aire que por la vaporización. Aunque en condiciones de arranque en frío aumenta la importancia de la vaporización, por la menor temperatura del recinto de combustión y del aire.

6.6 Proceso de combustión

Se define el proceso de combustión como la parte del ciclo de trabajo de un motor de combustión interna en la que el fluido combustible ingresado en la cámara de combustión durante la carrera de admisión en los MEP o durante el final de la carrera de compresión en los MEC se combina con el comburente, liberando de este modo la energía química almacenada en él, que se transformará en trabajo útil objetivo principal del motor, y en calor cedido al medio a través de las paredes de la cámara de combustión (y que no es utilizable).

La combustión puede evolucionar de dos formas diferentes. En primer lugar, se puede desarrollar mediante una llama de premezcla. Ésta se caracteriza porque la llama se propaga por un medio formado por una mezcla estequiométrica de aire-combustible; el frente de llama avanza separando la mezcla sin quemar de los productos de combustión.

En segundo lugar; se puede tener una combustión gobernada por la difusión. En ésta, la llama separa el combustible sin quemar de su oxidante (aire fresco) y el tiempo total de combustión depende tanto de la difusión de oxígeno hacia la llama como de la difusión de los productos de la combustión lejos de la zona donde se produce la llama.

La primera forma de desarrollarse la combustión es característica de la combustión en los MEP, mientras que en la combustión en los MEC se dan ambas formas de combustión, dependiendo de la fase en que se encuentre.

En la práctica, debido a los diferentes diseños de la cámara de combustión y a la gran variedad de sistemas de inyección comúnmente usados, resulta difícil generalizar tendencias en los MEC, ya que variarán de un modelo a otro. No obstante, se pueden encontrar comportamientos semejantes, aunque su evolución variará en función del tipo de motor utilizado.

En principio se delimitará la fase de combustión en los MEC, como los procesos que tienen lugar desde el inicio de la inyección, que se considera principio de la fase de combustión, hasta la total extinción de la llama, ya en la carrera de expansión, que sería considerado el final de la combustión. A lo largo de este período se pueden distinguir tres fases bien diferenciadas. En la figura 6.11 se observan dichas fases en relación con el diagrama de presión en la cámara de combustión.

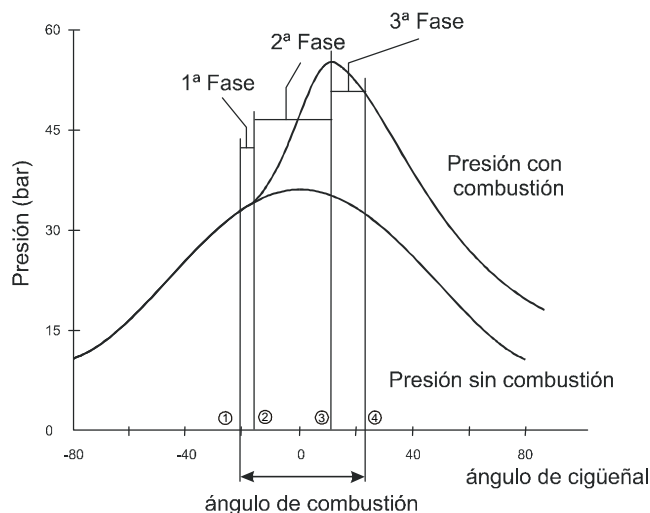


Fig. 6.11 Diagrama de variación de la presión en la cámara relacionado con las fases de la combustión
a) 1ª Fase: tiempo de retraso b) 2ª Fase: combustión de premezcla c) 3ª Fase: combustión de difusión

La primera fase, desde el inicio de la inyección hasta justo antes de la aparición de la primera llama, sería el llamado *período de retraso*. Durante este período se llevan a cabo las transformaciones físico-químicas que permitirán la autoignición espontánea de la mezcla combustible-comburente. El minimizar este período es fundamental para que la combustión se de lo más rápido posible, pudiéndose aumentar las prestaciones del motor, así como para evitar ruidos y daños en los órganos mecánicos, como se verá más adelante.

La segunda fase abarca desde la aparición de la primera llama hasta alcanzar el máximo de presión en el interior de la cámara de combustión. Esta fase es la de combustión espontánea y en ella arde la fracción de combustible inyectado durante el período de retraso que ha tenido tiempo de evaporarse y mezclarse con el aire fresco dentro de los límites de inflamabilidad.

En esta fase es donde aparece la llama de premezcla y donde se registra el mayor gradiente de presión.

Dicha fase es observable fácilmente en el diagrama de presión frente a ángulo de cigüeñal y va desde que la curva de presión en la cámara se separa de la curva de presión sin combustión hasta el máximo de presión. En esta fase hay una brusca liberación de energía. El control de esta liberación será necesario para delimitar el ruido y la presión máxima en la cámara de combustión.

Por último, la tercera fase irá desde el máximo de presión hasta la total extinción de la llama. Esta fase está gobernada por el modo de combustión por difusión y es responsable de la mayor parte de la energía entregada por el ciclo.

Durante este período el nivel de combustión está gobernado por el nivel de inyección, dependiendo en gran medida la eficiencia de la combustión del diseño del sistema de inyección. En ocasiones, esta fase puede llegar a no darse, quemándose todo, o casi todo el combustible en la fase anterior, lo que se conoce como *picado diesel* o *marcha dura* característica del funcionamiento en ralentí, donde la cantidad de combustible inyectado es pequeño.

6.7 1ª Fase: Tiempo de retraso

El tiempo de retraso esta directamente relacionado con los procesos físico-químicos que tienen lugar en la cámara de combustión y que han sido explicitados en el punto anterior.

Este período finalizará cuando tenga lugar el inicio de la llama debido a la autoignición espontánea de la mezcla combustible-comburente. En la duración del tiempo de retraso afectan un gran número de factores, relacionados tanto con el tipo de motor como con las condiciones de funcionamiento y composición del combustible. Los factores que afectan al retraso globalmente se pueden incluir en dos grandes grupos de procesos:

- Procesos físicos
- Procesos químicos

Los procesos físicos serán aquellos que tienen lugar dentro de la cámara de combustión en los momentos previos a la autoignición y que hacen que se den las condiciones idóneas para el inicio de la llama; son principalmente la evaporación del combustible y su mezcla con el oxígeno disponible.

Este retraso físico se ve influido por:

- la calidad de la micromezcla
- la turbulencia en la cámara de combustión

6.7.1 Calidad de la micromezcla

Al mejorarse la calidad de la micromezcla, es decir, una pulverización más fina, se obtiene una mayor superficie libre del combustible en contacto con el comburente, favoreciéndose de este modo la rápida mezcla entre el vapor del combustible y el oxígeno contenido en el aire.

Al acelerar el proceso de vaporización y mezcla del combustible, se disminuye el tiempo de retraso. Como ya se vio en el apartado anterior, la micromezcla depende de las características del sistema de inyección, así como de las propiedades del combustible.

Como contrapartida, una mejora de la micromezcla redonda en un empeoramiento de la macromezcla, penalizándose de este modo la combustión gobernada por la difusión.

6.7.2 Turbulencia en la cámara de combustión

La turbulencia en la cámara de combustión afecta tanto a la distribución de gotas, micromezcla, como al reparto de combustible en la cámara de combustión, macromezcla. La calidad de la micromezcla se ve beneficiada por el hecho de que la turbulencia provoca una mayor desintegración del dardo de combustible en pequeñas gotas, así como una más rápida evaporación del combustible, ya que se aumenta la transferencia de calor entre la gota del fluido y el medio.

Por su parte, se mejorará la macromezcla, ya que el combustible es arrastrado por el remolino a lo largo de la cámara de combustión, aunque cuando la turbulencia es muy elevada se disminuye la penetración del dardo en la cámara, perjudicándose así dicha macromezcla. Una mejora de la micromezcla influirá positivamente para reducirse el tiempo de retraso.

La turbulencia está limitada dentro de la cámara de combustión por dos factores. En primer lugar, la incidencia del chorro de aire a gran velocidad sobre superficies aumenta la transferencia de calor entre éstas y el medio, provocando cambios bruscos en la temperatura de las superficies sobre las que incide. Estas variaciones de temperatura pueden generar tensiones térmicas que lleguen a agrietar y dañar la zona de incidencia del torbellino.

En segundo lugar, en los motores ID con inyector multiorificio una turbulencia excesiva podría curvar tanto el dardo de combustible que lo hiciera incidir sobre una zona de gases quemados producto de la combustión del dardo contiguo, lo que extinguiría la llama antes de completarse la combustión.

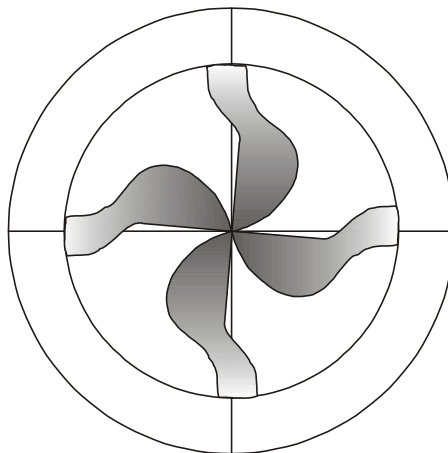


Fig. 6.12 Dardos de combustible afectados por la turbulencia

Por otro lado, hay un retraso debido a la química de la combustión. La autoignición está fundamentada en la teoría de las reacciones en cadena. Una reacción en cadena se da cuando la energía generada en forma

de calor por la reacción es mayor que la energía que se disipa hacia el medio, como consecuencia de esto aumenta rápidamente la temperatura en la zona de reacción acelerándose el proceso.

Para una presión dada existirá una temperatura crítica, temperatura de autoignición, por encima de la cual se llevará a cabo la reacción en cadena. El desarrollo de dicha reacción se puede explicar en tres pasos.

En primer lugar, se inician las prerreacciones en el seno de la mezcla combustible comburente que llevan a generar los primeros radicales libres o portadores de cadena.

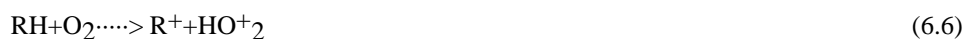
En segundo lugar, una vez iniciada la reacción, se llevarán a cabo las reacciones de propagación; en éstas se tienen como reactivos un radical libre y el combustible a oxidar, y como productos se obtienen más de un radical libre y productos finales de oxidación. Así pues, por cada portador de cadena consumido se obtienen dos portadores libres capaces de iniciar de nuevo la reacción, acelerándola de este modo en progresión geométrica.

En el momento en que se tiene una elevada concentración de portadores de cadena, se produce la rápida oxidación del combustible liberándose una gran energía en lo que se conoce como la *explosión*, es decir la autoignición de la mezcla. De la velocidad con que se desarrollen estas dos primeras fases dependerá el tiempo de retraso.

En tercer y último lugar, la finalización de la reacción, que se dará cuando se hallan consumido todos los radicales generados.

Durante la fase de propagación de la reacción, en el caso de los combustibles usados en motores de automoción, aparecen especies intermedias metaestables. Estas especies en función de las condiciones de la cámara, sobre todo la temperatura, formarán o bien especies estables, o bien portadores de cadena; a esta forma de propagación de la reacción se la conoce como *ramificación degenerada*.

Estas especies intermedias serán hidroperóxidos (ROOH) y en mayor proporción peróxido de hidrógeno estables a bajas temperaturas, lo que hace que a bajas temperaturas se alargue el tiempo de retraso. Sin embargo, a altas temperaturas se disocian y generan especies activas como el OH. La secuencia de reacciones que tendrán lugar será la siguiente:



La reacción 6.6 corresponde a la iniciación de la reacción en cadena. La 6.7,6.8,6.9,6.10 y 6.11 corresponden a la propagación de la cadena. 6.12 y 6.13 serían las reacciones de ramificación degenerada. Por último la reacción 6.14 será la terminación de la cadena. El signo (+) indica un radical activo y (‘) un enlace libre.

Además de la temperatura el efecto pared también influirá en la reacción inhibiendo la formación de radicales.

Estos procesos químicos se ven influidos por:

- la presión y temperatura del aire de entrada
- la calidad del combustible

6.7.3 Presión y temperatura del aire de entrada

Como ya se ha visto, un incremento en la temperatura o de la presión del aire contenido en el cilindro favorece el inicio de las prereacciones reduciendo el tiempo de retraso. Por otro lado, el efecto de la temperatura sobre el retraso es más significativo que el de la presión, puesto que la transmisión de calor entre la gota y el medio aumenta al aumentar la diferencia de temperatura entre ambos y por tanto se mejora la vaporización del combustible; por otro lado, las reacciones que se llevan a cabo antes del inicio de la combustión se ven fuertemente influenciadas por la temperatura. Este aumento tanto de presión como de temperatura se ve afectado por el movimiento del pistón. La influencia de la presión frente al tiempo de retraso se muestra en la figura 6.13

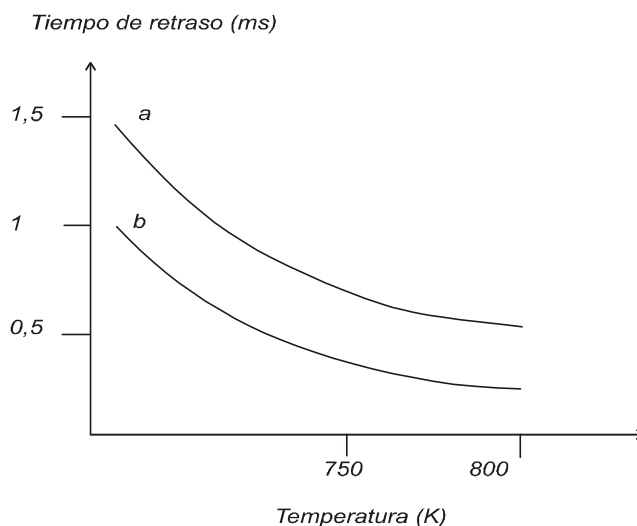


Fig. 6.13 Influencia de la temperatura sobre el tiempo de retraso para varias presiones a) 30 bar b) 40 bar

6.7.4 Calidad del combustible

El tipo de combustible juega un importante papel en las reacciones químicas que dan lugar a la autoignición de la mezcla. Experimentalmente se ha observado que los compuestos parafínicos de cadena lineal poseen

una mejor calidad frente a la autoignición, mientras que los aromáticos y alcoholes son de baja calidad. Como un combustible será mezcla de diversos hidrocarburos se definirá el número de cetano (NC) para evaluar la calidad de un combustible. De este modo, dentro del rango de uso normal de los combustibles para diesel ($40 < NC < 55$) el tiempo de retraso disminuye linealmente con el aumento de NC, mientras que para valores de NC inferiores a 38 el tiempo de retraso aumenta rápidamente. Para un combustible determinado se podrá definir también un número de octano (NO). Al aumentar el NO de un combustible disminuye su NC.

Los dos retrasos anteriormente explicados son independientes, pero el tiempo de retraso global no se obtiene como la suma algebraica de ambos. Puesto que los procesos en general se solapan comenzando las prereacciones químicas (causante del retraso químico) cuando todavía no se han completado los procesos de vaporización y homogeneización de la mezcla (causante del retraso físico).

La influencia en el período de retraso global, tanto del retraso químico como físico, depende en gran medida de las condiciones de funcionamiento del motor.

Así pues, en motores calientes se ha observado que variaciones en la atomización (tamaño de la gota), penetración del dardo e índice de vaporización dentro de límites razonables no influyen notablemente en el tiempo de retraso.

De este modo, se puede decir que para motores que han alcanzado el régimen estacionario el tiempo de retraso se ve influido sólo por la temperatura y presión del aire contenido en el cilindro y por la calidad del combustible. Sin embargo en condiciones de arranque en frío adquieren mayor importancia la volatilidad del combustible y la turbulencia.

El tiempo total de retraso se reducirá notablemente si el dardo de combustible inyectado choca contra una pared caliente de la cámara de combustión, esto afecta en dos sentidos; por un lado, se mejora la vaporización y la mezcla, por otro lado al encontrarse la masa de mezcla vaporizada con una mayor temperatura se acorta el tiempo empleado en las prereacciones.

Mediante estudios con bomba de compresión rápida en los que se hace incidir el dardo de combustible con una pared se ha observado que el ángulo con que incide el dardo sobre la pared es un parámetro que afecta en gran medida al tiempo de retraso. Al disminuir el ángulo de incidencia aumenta el tiempo de retraso, siendo éste mínimo para un ángulo de 90° y máximo para 0° .

El efecto de la pared caliente es más notable cuando la presión y temperatura de la cámara de combustión es baja, ya que mejora en gran medida la vaporización. Mientras que a presiones y temperaturas más elevadas apenas tiene influencia sobre el retraso. Por ello el que este efecto sea más o menos beneficioso dependerá de las condiciones de funcionamiento del motor, o en definitiva, del tipo de motor.

6.8 2ª Fase: Periodo de combustión espontánea

Al finalizar el tiempo de retraso en algún punto de la cámara de combustión se habrá realizado la autoignición y habrá comenzado la combustión en lo que se define como el *período de combustión espontánea*. Como es lógico el combustible que primero se ingresa en la cámara de combustión será el primero en autoinflamarse, ya que ha tenido más tiempo para evaporarse, mezclarse con el aire e iniciar las prereacciones químicas.

En consecuencia, la autoinflamación se produce en el contorno del dardo de combustión, ya que el fuel que primero se inyecta, inicialmente en la punta del dardo, se decelera rápidamente, siendo empujado por el núcleo del dardo (con mayor inercia ya que todavía no se ha comenzado a vaporizar) hacia el contorno del mismo y retrasado a la punta.

En esta zona, cuando se alcancen los niveles de dosado requeridos, que serán ligeramente ricos, con valores que variarán entre $\lambda=1$ y $\lambda=0.7$, y tras el período de retraso, se producirá la ignición de la mezcla. Ésta se dará de forma puntual, aunque en ocasiones puede darse en más de un punto, extendiéndose rápidamente a toda la fracción de mezcla que haya alcanzado valores inflamables envolviendo el dardo de combustible.

En esta fase se desarrolla una llama de premezcla. El combustible previamente mezclado a niveles estequiométricos arde de forma brusca mediante una reacción de oxidación en cadena.

Por lo tanto, una vez se ha iniciado la autoignición del combustible, el aumento de las condiciones térmicas alrededor de este punto, y la progresión de una llama en las zonas colindantes que se encuentran dentro de los límites de inflamabilidad, provoca que rápidamente se inicie la combustión del resto de combustible inyectado. Éste será el inicio de la tercera fase de la combustión, en que la combustión está gobernada por la capacidad del motor para formar la mezcla.

Gran parte de los problemas generados en el diesel dependen de la cantidad de combustible que arda en el transcurso de esta fase. Por tratarse de una combustión brusca, se genera en el interior de la cámara de combustión una onda de presión; el valor de dicha onda dependerá de la cantidad de energía liberada, es decir, de la cantidad de combustible que arda.

Esta onda de choque, junto con el aumento de forma brusca la presión en la cámara de combustión, provoca dos efectos resaltables:

- Generación de ruido, fruto de la propagación de la onda de choque.
- Generación de tensiones mecánicas sobre los elementos del motor, que pueden llegar a la destrucción del mismo, fruto del gradiente de presión.

La cantidad de combustible que arderá en esta fase es función de:

- la cantidad de combustible inyectado durante el período de retraso
- parte del combustible inyectado que se vaporiza durante el retraso
- combustible vaporizado durante el retraso que encuentra oxígeno en proporción de inflamabilidad

6.8.1 La cantidad de combustible inyectado durante el período de retraso

Será función de la velocidad del motor, la carga a la que esté sometido y del propio tiempo de retraso. El sistema de inyección ha de garantizar una cantidad de combustible inyectado por ciclo; además, este combustible ha de ser inyectado en un ángulo de cigüeñal determinado, que no alargue la combustión demasiado durante la carrera de expansión; de lo contrario, habría una disminución del rendimiento y de la potencia entregada.

Al aumentar la velocidad de giro del motor, manteniéndose el tiempo de retraso aproximadamente constante (como es el caso de los motores de inyección directa), el ángulo de retraso aumenta, aumentando la cantidad de combustible inyectado en el retraso y por tanto los niveles de presión máxima y pendiente de la presión.

Si se aumenta la carga, el sistema de inyección ha de suministrar más combustible por ángulo girado del cigüeñal, lo cual hace que se inyecte más combustible en el retraso.

Por último, en caso de que aumente el propio tiempo de retraso por causas debidas al funcionamiento del motor (condiciones de temperatura, calidad del combustible, temperatura...), la cantidad de combustible inyectado en el retraso evidentemente aumentará.

6.8.2 Parte del combustible inyectado que se vaporiza durante el retraso

Será función de la turbulencia en la cámara, la pulverización del dardo de inyección, y de si dicho dardo choca contra la pared de la cámara o no. Estos factores influirán en la vaporización del combustible. Cuanto más combustible se vaporice, más se podrá mezclar con el aire durante el período de retraso.

6.8.3 Combustible vaporizado durante el retraso que encuentra oxígeno

Será función principalmente de la penetración del dardo y de la turbulencia. La concentración de oxígeno también influirá. Puede darse el hecho de que el ángulo de retraso sea mayor que el ángulo de inyección, dando como resultado grandes presiones máximas y pendientes de presión elevadas este fenómeno es el conocido como *marcha dura*, característico del funcionamiento a ralentí. Cuanto mayor sea la velocidad con que el combustible gasificado encuentre oxígeno, mayor será la fracción de combustible que alcanzará los niveles inflamables durante el tiempo de retraso.

Esta fase tiene una gran importancia en la cantidad de contaminantes generados a lo largo del proceso de combustión. Así pues, de la cantidad de combustible que arde en esta fase dependen los niveles máximos de presión y temperatura en la cámara de combustión.

Las reacciones de formación de compuestos contaminantes, como son los óxidos de nitrógeno y de azufre, está fuertemente influenciada por la temperatura, aumentando su formación al incrementarse ésta. De este modo, una elevada combustión de premezcla, que genera altas presiones y temperaturas, favorece la aparición de óxidos de nitrógeno y de azufre junto con los gases de escape.

Por otro lado, la cantidad de humos, partículas e hidrocarburos no quemados disminuye al aumentar la fracción de combustible quemada durante esta fase, ya que la combustión de premezcla es más completa que la de difusión.

6.9 3ª Fase: Combustión gobernada por la difusión

Durante esta fase se quemará entre un 75% y un 80% del combustible; así pues, de la eficiencia con que se realice este período dependerá en gran medida la potencia generada por el motor.

Como se ha visto anteriormente, la segunda fase de la combustión está gobernada por una llama de premezcla; en esta fase la llama es provocada por la combustión de una mezcla combustible-comburente previamente homogeneizada. Por su parte, en esta tercera fase la combustión se ve gobernada por la difusión, tanto de oxígeno hacia la llama como de los productos de combustión alejándose de dicha llama. Por ello durante esta fase cobra una gran importancia las características del sistema de inyección y el nivel de turbulencia en la cámara, que influirán de forma decisiva en la difusión.

En este período se quemará el combustible inyectado que no ha sido quemado en la fase previa de combustión espontánea.

El combustible quemado en esta fase también ha de vaporizarse, e iniciar las prereacciones de combustión, por ello también padecerá un retraso antes de comenzar a arder. Este retraso, debido al elevado nivel de temperatura y presión en el interior del cilindro, provocado por la combustión espontánea de la fase anterior, será mínimo y no afectará al desarrollo de la combustión.

El desarrollo de esta fase depende en gran medida de como se haya llevado a cabo la fase anterior. Así, esta fase se puede desarrollar de dos maneras, en función de la duración del período de retraso y del de inyección, o en definitiva, de la relación del tamaño del ángulo girado por el cigüeñal mientras se lleva a cabo cada proceso:

- Ángulo de retraso mayor que el de inyección
- Ángulo de retraso menor que el de inyección

6.9.1 Ángulo de retraso mayor que el de inyección

La inyección no se alarga durante esta fase, por lo tanto la velocidad de combustión esta limitada por el proceso de mezcla, viéndose influenciada por aquellos procesos que han proporcionado una buena macromezcla mientras duraba la inyección, como son la penetración del dardo, la turbulencia y el efecto de pared caliente.

6.9.2 Ángulo de retraso menor que el de inyección

En este caso, la inyección se alarga durante la tercera fase, quemándose el combustible a medida que se va inyectando. La velocidad de combustión será gobernada por la ley de inyección y la homogeneización en función de las características del chorro de inyección. En motores de grandes dimensiones, al trabajar a menor número de revoluciones, el ángulo de retraso resulta muy pequeño frente al ángulo de inyección; de esta manera, estos motores tiene una tercera fase de combustión gobernada por el sistema de inyección.

Esta tercera fase de la combustión, en ocasiones, y debido a unas malas características del sistema de inyección, se puede alargar por la carrera de expansión disminuyendo la potencia entregada y el rendimiento del ciclo. Dos factores influyen notablemente en el mantenimiento de la combustión durante la carrera de expansión:

- La no uniformidad de la carga del cilindro hace que sea requerido un mayor tiempo para la completa combustión. En este momento arderá tanto combustible no quemado como productos de una combustión incompleta, por ejemplo, la carbonilla.

- Al disminuir la temperatura y la presión, debido tanto a la disminución en la tasa de combustión como al movimiento descendente del pistón, se disminuye la cinética de la reacción de oxidación y por tanto la velocidad de combustión.

Que la combustión se alargue demasiado por la carrera de expansión disminuirá la potencia obtenida del motor así como el rendimiento del mismo.

6.10 Diagrama de presión, liberación de energía y combustible inyectado

El diagrama de presión resulta de gran utilidad en el estudio de los procesos de combustión. En éste se describe la evolución de la presión en la cámara de combustión frente al ángulo de cigüeñal girado. Las tres fases teóricamente explicadas en el punto anterior se observan directamente en esta curva, como ya se ha visto en la figura 6.11.

De este diagrama se obtiene la curva de liberación de energía, que asociada a la ley de inyección permite analizar el comportamiento del motor.

Para este cálculo se debe conocer la influencia de la combustión con respecto a la presión en el interior del cilindro.

De este modo, la presión en cámara está influida por el movimiento del pistón. Así pues, se distinguen dos curvas de presión; la presión en la cámara sin que exista la combustión, sólo debida al movimiento del pistón; y la presión con combustión, debida tanto al movimiento del pistón como a la combustión. Sustrayendo la 1ª de la 2ª, se obtiene la influencia de la combustión

En consecuencia, la curva de liberación de energía se obtendrá de modo analítico a partir de la curva de presión real.

A partir de la primera ley de la termodinámica para sistema abierto :

$$\frac{dQ}{dt} - p \cdot \frac{dV}{dt} + \sum m_i \cdot h_i = \frac{dU}{dt} \quad (6.15)$$

Tomando las suposiciones de que el fluido contenido en la cámara de combustión es un gas ideal y que la temperatura a cada instante, durante la combustión, es uniforme en todo el cilindro, se obtienen las ecuaciones de liberación de energía:

$$\text{Para cámara abierta (o ID):} \quad \frac{dQ}{dt} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \cdot P \cdot \frac{dV}{dt} + \frac{1}{\gamma - 1} \cdot V \cdot \frac{dP}{dt} \quad (6.16)$$

Donde γ es la relación entre el calor específico a presión constante y a volumen constante, V y P son la presión y el volumen de la cámara de combustión en cada instante, Q_n es la energía liberada neta (diferencia entre la energía cedida por el combustible y la energía disipada por las paredes del cilindro).

$$\text{Para cámara separada (o II):} \quad \frac{dQ}{dt} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \cdot P \cdot \frac{dV_1}{dt} + \frac{V_1 + V_2}{\gamma - 1} \cdot \frac{dP_1}{dt} + \frac{V_2}{\gamma - 1} \cdot \frac{d(DP)}{dt} \quad (6.17)$$

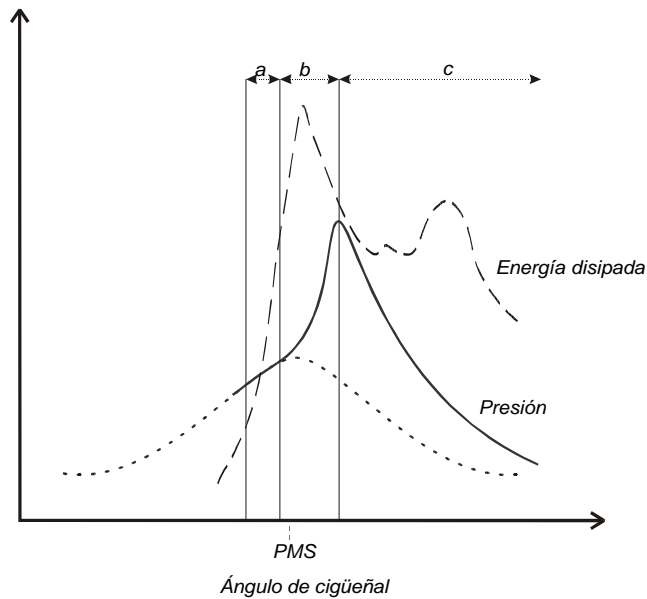


Fig. 6.14 Curvas de presión y liberación de energía. Se observan las tres fases de la combustión
a) tiempo de retraso b) combustión de premezcla c) combustión de difusión

V_1 es el volumen de la cámara principal y V_2 es el volumen de la precámara, P_1 es la presión en la cámara principal y ΔP es la diferencia de presión entre la cámara principal y la precámara.

En la figura 6.14 se muestra la curva de presión y de liberación de energía para un motor de inyección indirecta.

En estas curvas se pueden observar las tres fases de combustión.

La primera iría desde el punto en que se comienza a ingresar combustible en la cámara; este ángulo de cigüeñal viene fijado por el sistema de inyección. Esta primera fase durará hasta que la curva de presión en cámara comience a separarse de la curva de presión sin combustión, momento en el cual se considera que ha comenzado la combustión.

Bajo condiciones normales de funcionamiento, este punto es fácilmente localizable en los motores de inyección directa, mientras que en los motores de inyección indirecta la experiencia demuestra que el inicio de la llama es posterior al incremento de presión en la cámara, lo que introduce una incertidumbre a la hora de determinar dicho punto.

Durante esta fase la curva de energía es nula, o en algunos casos se hace negativa, debido a que los procesos previos que dan lugar al retraso, como es la evaporación del combustible, absorben una pequeña parte de la energía contenida en forma de calor en la cámara de combustión.

La segunda fase abarcará desde el final de la anterior, cuando la curva de presión comienza a crecer, hasta el máximo de presión en la cámara; en este punto se considera finalizada la combustión de premezcla. el

elevado nivel de presión es debido a la brusca combustión de la parte de combustible vaporizada y mezclada durante el retraso.

El gráfico de energía muestra diversas tendencias, por lo que al desarrollo de esta fase se refiere, en función del tipo de cámara de combustión. Así pues, en la cámara de combustión directa sin turbulencia se observa un pico debido a una brusca liberación de energía. En este tipo de cámara el tiempo de retraso es relativamente largo, lo que provoca que una gran cantidad de combustible se queme en esta fase.

Por otro lado, en los motores de inyección directa tipo MAN, en que la incidencia tangencial del dardo de combustible sobre las paredes de la cámara hacen que la tasa de combustible vaporizado se reduzca, la energía liberada en esta fase es mucho menor, aunque el tiempo de retraso sea mayor. Finalmente, en los motores II la relación de compresión mayor reduce drásticamente el tiempo de retraso y por tanto menor combustible se vaporiza durante el mismo; como consecuencia, la curva de liberación de energía tiene un crecimiento suave.

La forma en que se produce la liberación de la energía durante esta fase tiene una gran influencia sobre el ruido del motor. Cuanto más importante es la cantidad de energía liberada en esta fase, mayor es el ruido del motor.

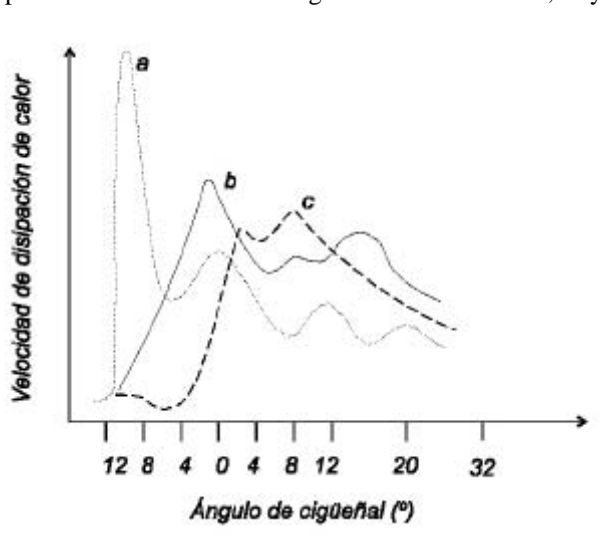


Fig. 6.15 Tasa de liberación de energía en función del tipo de cámara de combustión;
a) inyección directa b) inyección indirecta c) ID retardada (tipo MAN)

La tercera fase de la combustión abarca el ángulo del diagrama de presión que va desde el máximo de presión hasta que la presión en la cámara cae por efecto de la finalización de la combustión. Esta fase no debe prolongarse mucho por la carrera de expansión, ya que se reduciría el par máximo y la potencia obtenidas por el motor.

La diferente forma en que se produce la liberación de energía en función del tipo de cámara de combustión se observa en la figura 6.15.

El desarrollo de las diversas fases y su efecto en la presión en la cámara y en la tasa de energía liberada está fuertemente influenciado por la cantidad de combustible inyectado en cada momento del ciclo. De ahí

que a menudo resulta útil para el estudio de la combustión contar con la curva de combustible inyectado por grado de cigüeñal.

La cantidad de combustible inyectado por ángulo de cigüeñal viene fijado por el sistema de inyección. En los inyectores actualmente utilizados la cantidad de combustible es independiente de las condiciones de presión en la cámara; así pues, la ley de inyección es previamente fijada. Este tipo de inyección no se ajusta a los requerimientos del motor y plantea problemas de un exceso de inyección durante el retraso, sobre todo a plena carga.

No obstante, este tipo de inyección se está sustituyendo por una inyección pilotada, que da mejores resultados. La inyección pilotada se basa en inyectar el combustible con una tasa variable. Así pues, la curva de inyección presenta un pico inicial, que corresponde aproximadamente con el período de retraso.

De este modo se controla que la cantidad de combustible inyectado en esta fase sea la justa para iniciar la combustión y no dependa de las condiciones de carga. Después de esta inyección piloto, se realiza la inyección principal con una cantidad de combustible ingresado por grado constante y que aumentará en función de la carga.

6.11 Influencia de las condiciones de funcionamiento en la combustión

En principio cualquier proceso de combustión provocada por compresión se puede describir en función de las tres fases anteriormente aludidas. No obstante, la diferencia entre tipos de motores, así como sus diferencias en el modo de funcionamiento, hacen que varíen la duración e influencia de cada fase en el proceso global de combustión.

A partir de los diagramas de presión se estudiará la influencia de cada parámetro de funcionamiento sobre el proceso de combustión de manera independiente. De este modo, manteniendo constantes el resto de parámetros, se variará el de estudio observando su influencia.

Los principales parámetros de funcionamiento del motor que afectan a la combustión son:

- Punto de inyección
- Régimen de giro
- Dosado o nivel de carga
- Turbulencia
- Relación de compresión
- Presión y temperatura del aire de entrada
- Turboalimentación

6.11.1 Punto de inyección

Se observa que variaciones en el punto de inyección influyen ampliamente en el diagrama de presión frente al ángulo del cigüeñal. Así pues, adelantando la inyección se obtienen valores más elevados de presión máxima y de pendiente de dicha presión; esto es debido a que al iniciar la inyección antes en la carrera de compresión el combustible se encuentra con condiciones desfavorables de presión y temperatura y

se alarga el retraso, inyectándose más combustible en este período, lo que provoca una combustión espontánea de una mayor cantidad de mezcla.

Por otro lado si se realiza la inyección cerca del PMS hay una pérdida de potencia y de rendimiento ya que se alarga la combustión excesivamente. Por lo general si el PMS queda incluido dentro del ángulo de retraso éste será mínimo. Estas tendencias se observan en la figura 6.16.

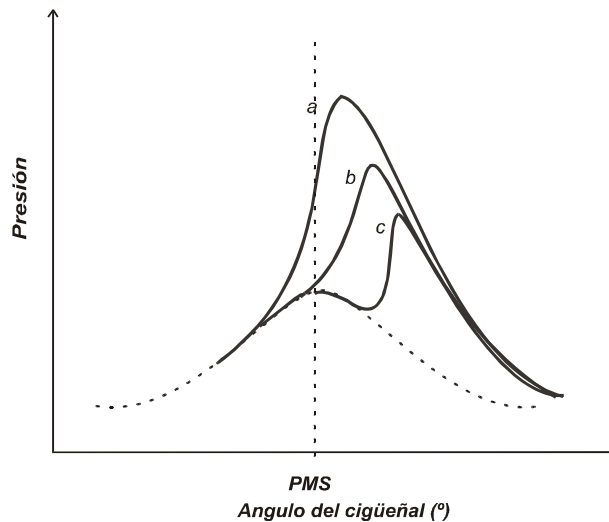


Fig. 6.16 Variación de la curva de presión según el ángulo de avance de la inyección.
 a) 0° APMS b) 25° APMS c) 15° APMS

Se debe ajustar el inicio de la inyección de manera que se consiga un buen rendimiento y potencia entregada y evitar excesivos picos de presión y pendientes pronunciadas.

Sobre la presión en la cámara no sólo influirá la presión generada por la combustión, el movimiento del pistón es un factor a tener en cuenta a la hora del análisis de dicha presión. La experiencia demuestra que se obtiene un máximo de potencia entregada y de rendimiento cuando el máximo de presión en la cámara se encuentra entre 10° y 15° después del PMS (combustión centrada), de este modo el período de rápida combustión se realiza cuando hay poco movimiento del pistón, lo que hace que la pendiente de la presión no se vea afectada por dicho movimiento.

El punto de inyección ha de fijarse de modo que se consiga esto; no obstante, en cierto tipo de motores se prefiere retrasar la inyección de manera que se disminuya la presión máxima alcanzada, a pesar de que esto represente una pérdida de rendimiento.

6.11.2 Régimen de giro

Al aumentar el número de revoluciones del motor se observará un aumento de la temperatura promedio del motor, ya que se reduce el tiempo para la disipación de calor a través de las paredes de la cámara.

Esto provocará una disminución en el tiempo de retraso del combustible. No obstante, habrá que diferenciar el efecto que tiene en los diferentes tipos de cámara de combustión.

En las cámaras divididas la disminución del tiempo de retraso es lineal con respecto al aumento de la velocidad del motor, lo que hace que el ángulo de retraso se mantenga aproximadamente constante.

En las cámaras de combustión abiertas la disminución del retraso será menor, aumentando el ángulo de retraso; así pues, en este tipo de cámaras, para mantener la combustión centrada que se vio anteriormente, habrá que avanzar el punto de inyección al aumentar las rpm, análogo comportamiento al avance del encendido en los MEP.

6.11.3 Dosado o nivel de carga

Como ya se ha visto anteriormente, en los MEC el concepto de dosado es ambiguo, ya que la relación aire combustible variará en cada punto de la cámara. No obstante, también se hablará de dosado para referirse a la relación global de todo el aire ingresado en el cilindro con respecto a todo el fuel que se inyectará, que nos dará la carga del motor. En todo caso la variación del dosado viene condicionada por la variación de la carga.

Los motores de encendido por compresión debido a su particular proceso de combustión pueden operar dentro de un amplio rango de dosados.

El dosado mínimo vendrá fijado por la posibilidad de formar el dardo de inyección, para dosados menores de 0,04 la poca cantidad de fuel no permitirá la correcta formación del pulverizado. Además la temperatura de la cámara será muy baja, dado el poco aporte calorífico de cada ciclo.

Por otro lado, el dosado máximo estará limitado por el nivel de emisión de humos; al inyectarse una cantidad de combustible excesiva, este no encontrará aire suficiente oxidar todos los hidrocarburos, los cuales debido a las elevadas condiciones de presión y temperatura generadas por la combustión, se deshidrogenan (craquean) formando carbonilla.

La formación de carbonilla es nociva, tanto por la contaminación que genera como por los daños que provoca en el motor, ya que se pueden formar depósitos en su interior obligando a frecuentes reparaciones.

La posibilidad de trabajar con dosados bajos de los MEC tiene una notable influencia en el rendimiento del ciclo. Este dosado bajo hace que aumente el valor de la constante adiabática de los gases contenidos en el cilindro (C_p/C_v), con lo que aumenta el rendimiento. Al trabajar con dosados de λ superior a 1, se disminuye la temperatura de los gases producto de la combustión, lo cual disminuye su calor específico y aumenta su rendimiento.

En condiciones de temperatura baja, el incremento de la cantidad de combustible inyectado hace que se aumente la temperatura de la cámara de combustión y por tanto disminuya el tiempo de retraso; no obstante, una vez conseguido dicho aumento de la temperatura, continuar aumentando la cantidad de combustible ingresado generará combustión imperfecta y con ella un descenso en la temperatura de la cámara aumentando el tiempo de retraso.

6.11.4 Turbulencia

Como ya se ha visto, la turbulencia afectará más a la mezcla y homogeneización del combustible con el aire; también aumentará la velocidad de combustión. Todo esto hará que se acorte el tiempo necesario para completar la segunda y tercera fase de la combustión, evitando que se prolongue la combustión durante la carrera de expansión y que la combustión sea imperfecta, lo que mejora el nivel de emisiones.

6.11.5 Relación de compresión

Un aumento en la relación de compresión hará que el combustible inyectado se encuentre con unas condiciones más favorables para la autoignición; como ya se vio el aumento de presión hará que disminuya el tiempo de retraso, lo que disminuirá el pico de presión y la pendiente de la misma, dando un funcionamiento del motor mucho más suave y menos ruidoso.

El aumento de la relación de compresión no mejora notablemente el rendimiento; al contrario, el motor será más caro de construir, ya que la cámara de combustión ha de soportar las elevadas presiones que se generaran. No obstante, la relación de compresión ha de ser tal que permita un buen arranque en frío.

6.11.6 Presión y temperatura del aire de entrada

Como ya se vio, afecta directamente al tiempo de retraso disminuyendo éste conforme aumenta la presión y, sobre todo, la temperatura.

6.11.7 Turboalimentación

En motores turboalimentados se incrementa la presión, y como consecuencia la temperatura del aire de entrada, lo que como ya se ha visto disminuye el tiempo de retraso. En los MEP el límite de la sobrealimentación está fijado por la presión, que no debe de ser tan elevada que provoque la autoinflamación de la mezcla. Por contra en los MEC esta limitación no existe, no obstante como se debe aumentar el combustible inyectado por ángulo girado, se aumentará la cantidad de combustible inyectado en el retraso, a pesar de que este disminuya, y la turbulencia aumentará la cantidad de dicho combustible vaporizado. Esto hace que aumenten los niveles de presión máxima lo que será un limitador de sobrealimentación. Por ello será usual en este tipo de motores disminuir la cantidad de combustible inyectado por grado girado de cigüeñal, aumentando el ángulo de inyección, lo cual hace difícil una completa combustión. Para mejorar la combustión se actuará:

- adelantando el inicio de la inyección. De este modo se aumenta el ángulo de inyección y, como la presión y la temperatura son elevadas, se tienen condiciones favorables para la autoignición; de este modo el avance en el punto de inyección no perjudica al tiempo de retraso.
- retrasando el punto de inyección. El máximo de presión se dará en la carrera de expansión cuando la presión debida al movimiento del pistón es menor, disminuyendo de este modo la presión máxima, permitiendo que se ingrese más cantidad de combustible por grado girado.
- disminuyendo la relación de compresión. Se disminuiría la presión máxima permitiendo ingresar una mayor cantidad de combustible por ángulo de giro. La mínima relación de compresión que se puede usar será aquella que garantice un arranque en frío.

Tabla 6.1 Influencia del incremento de las condiciones de funcionamiento del motor sobre los parámetros de la combustión, incremento (+), disminución (-), no influye (=). En relación de compresión, n_a/N nivel de turbulencia, P_{iny} presión de inyección, a_{iny} avance de la inyección, m_{iny} nivel de inyección, P_{turbo} presión de turboalimentación y n_{orifi} n° de orificios de la tobera del inyector:

Parámetros de la combustión	Condiciones de funcionamiento								
	ϵ	n_a/N	T_{adve}^a	N	P_{iny}	α_{iny}	m_{iny}	P_{turbo}	n_{orifi}
Tiempo de retraso	-	=	-	=	=	+	=	-	=
Velocidad de mezcla	=	+	=	+	+	=	+	=	+
Energía en la combustión rápida	-	+	-	+	+	+	+	-	+
Energía en la combustión de difusión	=	+	=	+	+	=	+	=	+

Finalmente todos los factores comentados tienen una influencia que se resume en la tabla 6.1.

6.12 Tipos de cámaras de combustión

En estos motores, el tipo de cámara empleado afecta en gran medida a la forma en que se desarrollará la combustión. Existen principalmente dos tendencias de diseño de cámaras de combustión para los motores de encendido por compresión. Estas dos tendencias son:

- la inyección directa
- la inyección indirecta

La principal diferencia entre estos dos tipos de cámaras radica en la forma de generación de la turbulencia necesaria para la combustión.

6.12.1 Generación de turbulencia

En el caso de la inyección directa, la turbulencia se genera tanto en el proceso de admisión como en durante la carrera de compresión.

Durante la admisión, la turbulencia es generada por el tubo de admisión gracias, o bien a su geometría, o bien a la posición relativa de éste con respecto a la cámara de combustión. De este modo, se tienen dos tipos de conductos de admisión:

- *Helicoidal*: el conducto tiene forma helicoidal, lo que provoca una prerrotación en el plano perpendicular al cilindro del aire que entra en la cámara de combustión.
- *Tangencial*: en este tipo la prerrotación del aire se genera haciendo que el conducto de entrada sea tangente al cilindro, de este modo el aire ingresado incide tangencialmente contra la pared

del cilindro induciéndose en él una rotación en el mismo plano que el anterior. Este tipo de toberas de admisión son más difíciles de mecanizar que las de tipo helicoidal, ya que para garantizar la tangencialidad las tolerancias de mecanizado son muy pequeñas.

A este tipo de turbulencia que induce una rotación en el plano perpendicular al eje del cilindro se le denomina con el termino inglés *swirl* (torbellino), mostrado en la figura 6.17. Para mantener por más tiempo el torbellino, alargando su duración durante las fases de compresión y combustión, han sido desarrolladas las cámaras de combustión reentrantes. En éstas la copa labrada en el pistón tiene un reborde en el canto interno del receptáculo en dirección radial.

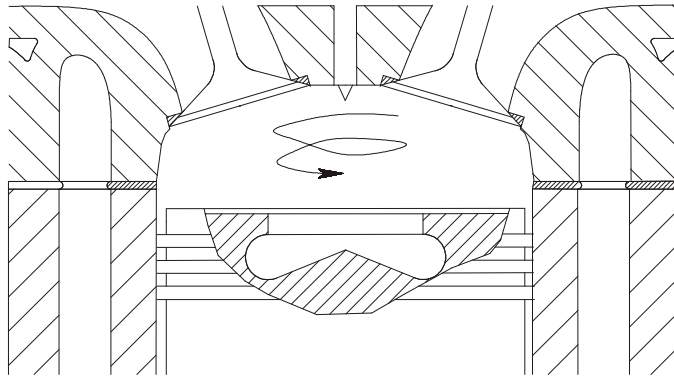


Fig. 6.17 Movimiento del aire generado por el swirl

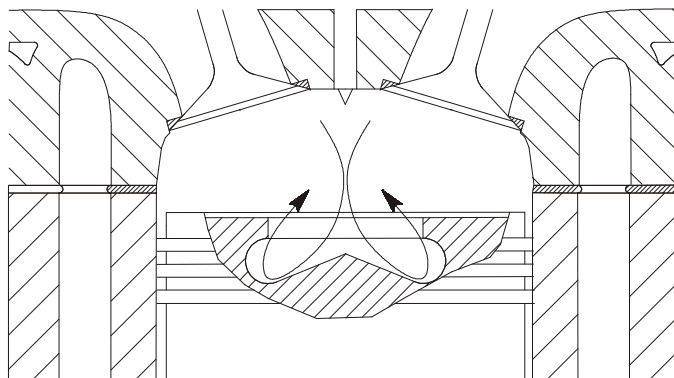


Fig. 6.18 Esquema del movimiento del aire generado por el squish en una cámara de combustión de tipo reentrante

Durante la compresión se generará turbulencia gracias a la geometría de la cabeza del pistón y a su movimiento. En los MEC la cámara de combustión está labrada en la cabeza del pistón a modo de copa y el movimiento ascendente del pistón comprime el aire ingresado en la fase de admisión.

Este tipo de forma provoca que la compresión no sea homogénea en toda la carga, sino que se genera una presión más elevada en las zonas del borde de la copa, lo que induce un movimiento del aire en dirección radial hacia el centro del cilindro, generándose un remolino en un plano longitudinal según el eje del cilindro. Este comportamiento se observa en la figura 6.18. A este movimiento del aire se le denomina *squish*.

El movimiento del aire en el interior del cilindro es resultado de la superposición de los dos movimientos mencionados, *swirl* y *squish*.

En los motores de inyección indirecta, la turbulencia necesaria ya no es generada ni por el conducto de admisión ni por la forma de la cabeza del pistón, ya que mediante estos dos procedimientos no se conseguiría el nivel de turbulencia requerido por este tipo de motores. En este caso la turbulencia se genera gracias al paso del aire contenido en el cilindro por la garganta hacia la precámara.

Durante la compresión, el aire ingresado es impulsado a alta presión hacia la precámara, generándose el movimiento del aire necesario para el inicio de la combustión. En la precámara tiene lugar la combustión de premezcla, y debido a la alta presión generada por esta combustión, el aire contenido en la precámara junto con el combustible son impulsados hacia la cámara principal a alta velocidad generándose la turbulencia necesaria para completar el resto de la combustión.

La forma, tamaño y posición relativa con respecto a la cámara principal del conducto de la precámara, así como la forma y tamaño de la propia precámara, tienen, una gran influencia sobre el nivel de turbulencia generada.

En general la modelización del proceso de combustión requiere del conocimiento sobre la influencia que el tipo y nivel de turbulencia ejerce sobre el tiempo de retraso y otros parámetros que afectan al proceso. Dentro de la inyección directa, y en función de la turbulencia que se genere en el cilindro se puede distinguir dos tipos de cámaras:

- *Cámaras sin turbulencia*: en éstas no hay turbulencia en el cilindro, la macromezcla y micromezcla estarán generadas sólo por el sistema de inyección, que contará con un inyector multiorificio y necesitará elevadas presiones de inyección. Este tipo de cámaras se usan en motores lentos, como pueden ser los motores estacionarios de generación de energía eléctrica
- *Cámaras con turbulencia*: en éstas la combustión está gobernada por la turbulencia que se genera en el interior del cilindro, tienen aplicación en motores más rápidos, como pueden ser los de grandes camiones o maquinaria de obras públicas. En la actualidad se están desarrollando los motores HSDI (*high speed direct injection*) de aplicación en automoción. En estos se generan un alto nivel de turbulencia, acelerándose el proceso de combustión y por tanto posibilitando un mayor régimen de giro.

Por otro lado, en los motores de cámara dividida también se pueden encontrar diferentes configuraciones. Entre ellas se distinguirán dos tipos:

- *De turbulencia moderada*: es aquel en el que la precámara ocupa entre un 40 y un 25% del volumen total de la cámara de combustión y ésta se encuentra centrada en la culata. Con esta configuración el nivel de turbulencia generado es medio.
- *De elevada turbulencia*: en el que la precámara ocupa al menos un 50% del tamaño total de la cámara. La precámara estará unida a la cámara principal mediante un conducto que incidirá tangencialmente en ésta aumentando la turbulencia.

En motores de inyección indirecta es usual dirigir el dardo de combustible contra una zona caliente de la cámara, disminuyendo de este modo el retraso.

En las figuras 6.19 y 6.20 se muestran esquemas de los diversos tipos dos tipos de cámara.

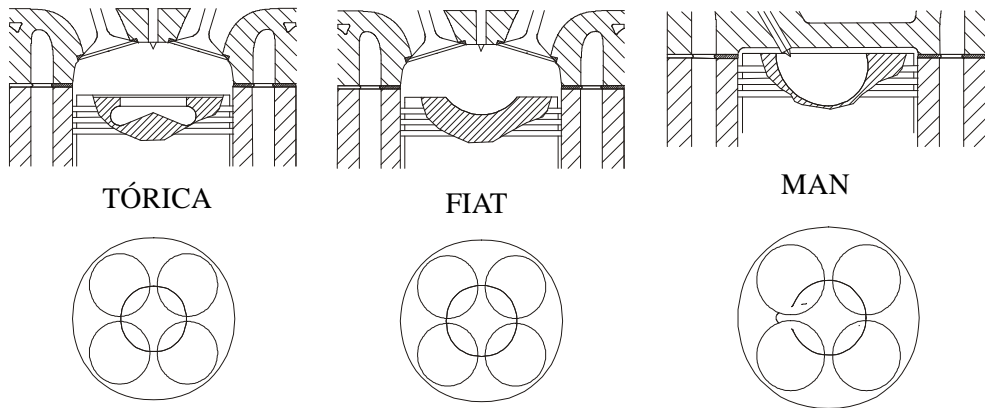


Fig. 6.19 Esquema de una cámara de combustión de inyección directa de tipo reentrante

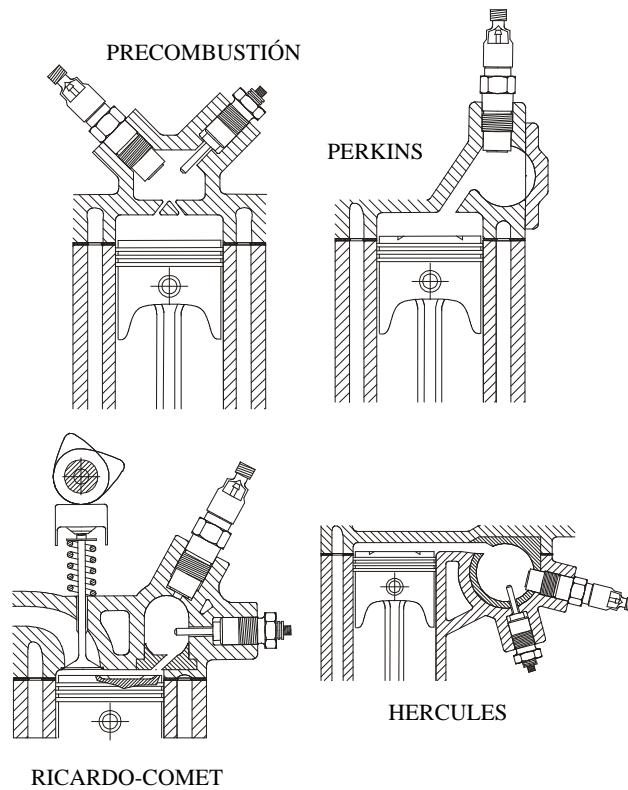


Fig. 6.20 Cámaras de combustión de inyección indirecta

6.12.2 Ventajas e inconvenientes asociados a los diferentes tipos de cámara de combustión

Estos dos tipos de cámara presentan diferencias substanciales en el modo en que se desarrolla la combustión y que afectan al funcionamiento del motor.

La principal característica de los motores de cámara abierta es la baja utilización del aire, ya que la mezcla se realiza lentamente por la no existencia de turbulencia. Debido a la baja turbulencia, los procesos de mezcla se alargan haciendo que el período total de combustión sea más largo que el de inyección y la combustión esté gobernada por el sistema de inyección. Este sistema trabajará con presiones más elevadas de inyección y, por lo general, la tobera será multiorificio, de entre tres y cinco dardos por inyector, siendo muy sensible a las impurezas en el combustible usado.

Este tipo de motores presentan un pico de energía durante la fase de combustión espontánea, ya que el tiempo de retraso es relativamente grande.

En motores de inyección directa tipo MAN no se presenta este pico de energía, aunque se ingresa una gran cantidad de combustible durante el retraso. Esto es debido a que el dardo de inyección se dirige contra la pared de la cámara de combustión de forma tangencial; el combustible queda en contacto con dicha pared debido a la fuerza centrífuga generada por la turbulencia del aire de la cámara reduciéndose la superficie de intercambio entre el combustible y el aire, y por tanto la cantidad de combustible vaporizado durante el retraso. Una vez se inicia la combustión, el incremento de temperatura disminuye la densidad del fuel que, debido a la fuerza centrífuga, se dirigirá hacia el centro de la cámara de combustión mezclándose rápidamente con el aire.

Así, en el tipo MAN el choque contra la pared tiene un efecto muy importante sobre el aumento de presión suave en la cámara y el tiempo de retraso es más elevado; pero, debido a la limitada vaporización durante el retraso, el pico de presión, y por tanto el ruido y la emisión de ciertos contaminantes, como los NO_x , que dependen del nivel de presión, se reducen.

La principal ventaja que presentan los motores de inyección indirecta es la posibilidad de aumentar en gran medida la relación de compresión, debido a que la fase de combustión espontánea se da en la precámara; el aumento de presión registrado en esta fase lo soportará dicha precámara sin afectar a la cámara principal. Por ello el nivel de presión, y por tanto la relación de compresión, pueden ser mayores, ya que esta presión no es soportada por la cadena cinemática (biela y cigüeñal), más frágil que la estructura de la precámara.

Este aumento de presión no repercute en la presión máxima en la cámara de combustión, que será moderada, así como en el gradiente de presión, lo que hace que estos motores funcionen de forma suave y con poco ruido. Este comportamiento se observa en la figura 6.21 en la que se muestra la diferente evolución de la presión en la precámara con respecto a la cámara principal.

Otra ventaja importante es que el sistema de inyección podrá tener peores prestaciones que en el caso de los motores de inyección directa, ya que no es el responsable ni de la vaporización ni de la mezcla del combustible. La vaporización se conseguirá gracias al efecto de pared caliente, que unido con la elevada relación de compresión hacen que el período de retraso sea muy breve.

Por otro lado, la mezcla se consigue gracias a la elevada turbulencia generada. De esta manera el inyector podrá trabajar a presiones más bajas y la tobera será de un solo orificio, presentando menos problemas porque el combustible tenga mayor número de impurezas.

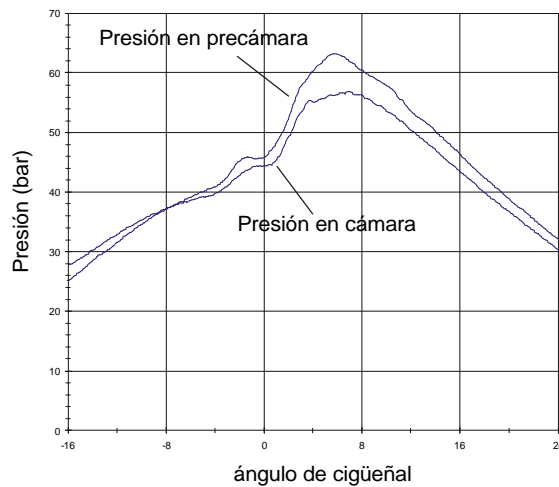


Fig. 6.21 Variación de la presión en la precámara de combustión para motores de inyección indirecta

Debido a la elevada relación de compresión (que disminuye el retraso) y a la turbulencia (que mejora la mezcla disminuyendo el tiempo necesario para completar la tercera fase de combustión), el tiempo total requerido para la combustión se reduce notablemente, pudiéndose aumentar el régimen de giro del motor y, por tanto, su potencia específica.

Por contra, este tipo de motores (inyección indirecta) son menos adiabáticos debido a que su relación superficie/volumen es elevada, por tener la precámara. Esto hace que disminuya su rendimiento y perjudica el arranque en frío. Generalmente han de contar con bujías de precalentamiento para elevar la temperatura de la precámara en condiciones de arranque.

El rendimiento también es peor debido a la elevada energía que se invierte en crear la turbulencia necesaria; esta pérdida puede llegar al 5% de la potencia del motor. Como consecuencia, los motores de cámara dividida tienen un mayor consumo de combustible.

Por último, la culata de estos motores es más compleja y cara de fabricar.

7. Fase abierta 4T

7.1 Introducción

La fase abierta de un motor alternativo es aquella que se produce cuando el recinto donde se realiza el ciclo termodinámico se encuentra abierto al exterior, dándose el proceso de renovación de la carga, por el cual tiene lugar la sustitución de los productos quemados de la cámara de combustión por mezcla sin quemar con el fin de repetir el proceso termodinámico que tiene lugar en el motor.

De forma genérica, este proceso presenta dos partes claramente diferenciadas llamadas *admisión* y *escape*, que se encuentran profundamente relacionadas. Durante la admisión se produce la entrada de la nueva carga de fluido motor que realizará el ciclo termodinámico, mientras que durante el escape se desalojan los productos de la combustión realizada.

La importancia que el proceso de renovación de la carga tiene en un motor volumétrico, como son los motores alternativos de combustión interna, es mucha, ya que este proceso determina la cantidad de fluido motor que podrá realizar el ciclo, y en consecuencia la obtención de trabajo del mismo es proporcional a la cantidad del mismo, y a la vez, determina la cantidad de residuales del ciclo anterior que quedará en el recinto y que reducirán la cantidad de fluido motor admitido.

La admisión de fluido motor depende de forma importante de la tipología de la fase cerrada que desarrolla el motor.

De este modo, los motores de encendido provocado, MEP, que requieren de una mezcla homogénea de aire y combustible para funcionar, normalmente realizan la admisión con dicha mezcla, mientras que los motores de encendido por compresión, MEC, tienden a realizar la admisión únicamente con aire, puesto que el combustible será inyectado directamente en el recinto de combustión al final del proceso de compresión.

En principio, la cantidad de fluido que se logra introducir en cada ciclo depende del sistema de admisión de que se disponga (no solo conductos, sino también válvulas y levas), aunque el escape también puede tener repercusión en la cantidad de fluido admitida, pero en menor medida.

El mejor rendimiento del motor se conseguirá cuando en cada ciclo se queme la máxima cantidad de combustible con su correspondiente cantidad de comburente, con lo que la maximización del proceso de llenado comportará el correspondiente incremento de potencia y el aumento por lo tanto del rendimiento efectivo, ya que las pérdidas mecánicas tienden a ser independientes de la cantidad de fluido motor introducido, o tienden a disminuir cuanto mayor es éste.

7.2 Proceso de admisión

La finalidad del proceso de admisión es conseguir que en el motor se atrape la máxima masa de fluido en el recinto de la cámara de combustión. Este recinto queda determinado por la cabeza del pistón, el interior de las paredes del cilindro y la parte interior de la culata del motor, donde van alojadas las válvulas.

Las válvulas son las compuertas que son accionadas por el sistema de distribución, y permiten tanto la entrada del fluido en el recinto como la salida cuando la combustión y la expansión ya se han realizado. En consecuencia, el fluido debe viajar desde el exterior del motor hacia la válvula de admisión por un conducto llamado *conducto de admisión*, y se desaloja a través de la válvula de escape por el conducto de escape.

La secuencia de acontecimientos que se desarrollan en el proceso de admisión se inicia con el pistón dirigiéndose al PMS, y finalizando la carrera de escape, cuando la válvula de escape está abierta y se está produciendo el desalojo de los gases quemados del ciclo anterior.

En esta posición se abre la válvula de admisión, y durante un cierto periodo de tiempo la válvula de admisión y escape permanecen abiertas simultáneamente, desarrollándose el barrido de los gases quemados del ciclo anterior por la carga fresca que entra por la admisión y que es el fluido activo del nuevo ciclo. Éste periodo en que las válvulas de escape y admisión permanecen abiertas se conoce como *cruce de válvulas*.

La válvula de escape se cierra una vez sobrepasado el PMS, y con el pistón dirigiéndose al PMI, en la carrera de aspiración.

Este movimiento del pistón, en el que se aumenta el volumen del recinto de la cámara de combustión, dará lugar a la aspiración que provoca la introducción de masa en el cilindro procedente del conducto de debido a la compresibilidad del fluido, la válvula de admisión se cierra posteriormente a este punto para conseguir un mejor llenado del recinto.

El proceso de admisión sería ideal si al final del mismo el volumen del cilindro se llenase con fluido motor a la misma presión que la presión exterior al motor y de donde éste aspira. Este hecho sería cierto siempre y cuando se cumpliesen las siguientes hipótesis:

- La velocidad del pistón es lo suficientemente lenta como para que los fenómenos de inercia sean despreciables.
- Los procesos pueden considerarse estacionarios en cada instante.
- No existe transferencia de calor al fluido durante el proceso de admisión.
- No existen pérdidas de carga durante el proceso, desde las condiciones exteriores hasta el estado de parada final en el cilindro.
- Las válvulas se abren y se cierran instantáneamente en los puntos muertos.

El modelo mecánico equivalente a esto sería un motor hipotético de la misma cilindrada, girando tan lentamente que se pudiera suponer debido a la baja velocidad de circulación del fluido que no existían fenómenos de inercia ni pérdidas de carga, adiabático por hipótesis en el proceso de admisión y con aperturas y cierres de válvulas instantáneos.

En la realidad estas hipótesis no se cumplen, de modo que el comportamiento real se aleja de modo importante del ideal debido principalmente a tres aspectos:

- La velocidad del pistón es elevada, por lo que el proceso no puede considerarse como estacionario en cada instante.
- Las pérdidas de carga no son menospreciables.
- Las aperturas y cierres de las válvulas no son instantáneas, lo que provoca que la circulación de gases esté estrangulada.
- Los tiempos disponibles para realizar la admisión son muy pequeños.

Todos estos aspectos comportan que durante el proceso de admisión la presión en el interior del recinto sea menor a la exterior, lo que comporta un trabajo de succión por parte del pistón, y que al final del proceso la presión conseguida no sea la exterior, lo que incide en menor cantidad de fluido motor atrapado en el interior del motor.

Esta deficiencia del llenado del motor se caracteriza mediante el rendimiento volumétrico (Fig. 7.1), que se define como la relación entre la masa de mezcla fresca que entra en el motor por ciclo y la que llenaría la cilindrada en unas condiciones de referencia.

$$h_V = \frac{Q_a}{n \cdot \frac{i}{2} \cdot V_T \cdot \rho_{im}} \quad (7.1)$$

Donde:

- η_v - Rendimiento volumétrico.
- Q_a - Caudal máxico de fluido motor aspirado.
- n - Número de vueltas por unidad de tiempo.
- V_T - Cilindrada total del motor.
- ρ_{im} - Densidad de la mezcla (otto) a la presión p_i y a la temperatura T_i de referencia.
- i - N.º de ciclos realizados en 2 vueltas.

En el caso de motores no sobrealimentados, la densidad de referencia se toma frecuentemente en las condiciones de presión y temperatura exteriores.

El rendimiento así definido tiene en cuenta la influencia de todo el sistema de admisión, de forma que mide la influencia sobre el proceso de las pérdidas de carga en los elementos situados aguas abajo del punto considerado, sin tener en cuenta, sin embargo, los posibles efectos pulsatorios que se producen en el conducto.

De todos modos, debido a que la mayor parte de las pérdidas de carga del sistema de admisión tienen lugar en la válvula, pueden tomarse como condiciones de referencia la densidad de la mezcla antes de la misma.

Según esto, un llenado perfecto implicaría un rendimiento volumétrico igual a la unidad, aunque, como se verá, en ciertas condiciones y mediante un correcto aprovechamiento de ciertos fenómenos inerciales, es posible conseguir rendimientos superiores a la unidad.

Tal y como se ha descrito con anterioridad, el proceso de admisión es un proceso muy complejo, cuya caracterización depende de muchos factores y condiciones del motor. De este modo, se distinguen tres fases donde en cada una de ellas el factor predominante del comportamiento del fluido es distinto, las fases son:

- Fase de prellenado del cilindro (a)
- Fase de llenado por efecto de la aspiración (b)
- Fase de postllenado (c)

La definición angular de estas fases se visualiza en la figura 7.1

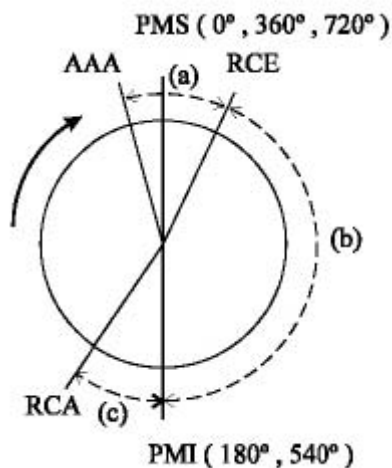


Fig. 7.1 Fases del proceso de admisión, a) prellenado, b) llenado por aspiración, c) postllenado

La fase de prellenado se caracteriza por el periodo de cruce de válvulas, y en dicha fase se aprovecha la inercia de los gases de escape que abandonan el recinto de la cámara de combustión para empezar a mover la columna de fluido situada en el conducto de admisión.

La fase de llenado por aspiración del pistón empieza cuando la válvula de escape se cierra y se caracteriza porque el flujo másico de entrada en el recinto de la cámara de combustión viene impuesto por el movimiento del pistón.

Finalmente, en la fase de postllenado, se aprovecha la energía de la columna de fluido que se mueve por el conducto de admisión, así como la reflexión de la onda de rarefacción impuesta por el movimiento del pistón, lo que determina el retardo de cierre de la válvula de admisión para mejorar el llenado.

7.2.1 Fase de prellenado

El proceso de prellenado del cilindro tiene lugar entre los ángulos del cigüeñal que determinan el avance a la apertura de la admisión (AAA) y el retraso al cierre del escape (RCE) que corresponde al tramo *a* en la figura 7.1

Durante este periodo, dado que el cilindro se encontrará comunicado simultáneamente con los sistemas de admisión y de escape (periodo de cruce de válvulas), se aprovecharán determinados efectos que tienen lugar durante el final de la carrera de escape.

Efectivamente, en este periodo se aprovechan los efectos inerciales de los gases que se desplazan por el conducto de escape para iniciar el movimiento de la columna de gases en el colector de admisión y provocar una primera entrada de carga en el cilindro.

Dado que la válvula de escape todavía permanece abierta durante este periodo, la entrada de carga en el cilindro dará lugar a un barrido de los gases de escape que quedan en el volumen residual (volumen de la cámara de combustión) y que el pistón no llega a desalojar.

En consecuencia, se describirá el efecto inercial que tienen los gases de escape sobre la admisión y también cómo se desarrolla el barrido.

Durante la carrera de escape, el movimiento ascendente del pistón empuja los gases quemados hacia el exterior a través de la válvula de escape. Durante este proceso los gases de escape tienden a mantener la velocidad instantánea del pistón pero con un cierto retraso, debido a la compresibilidad del fluido. La velocidad de los gases en el conducto de escape se obtiene aplicando la ecuación de continuidad entre las secciones del pistón y del conducto de escape. Al final de la carrera de escape el pistón se decelera bruscamente hasta que se detiene, pero la columna de gases quemados que ha empujado hacia el conducto de escape todavía mantiene una cierta velocidad.

Puesto que al final de la carrera de escape la velocidad de la columna de gases en el conducto de escape es superior a la del pistón, deberá frenarse para mantener la continuidad de la vena fluida. Debido a la compresibilidad del fluido, la energía necesaria para frenar la inercia de la columna de gases de escape procede de una disminución de la presión del fluido que queda en el cilindro, de donde puede obtenerse el valor de la depresión, ΔP_c .

$$DE_{c_e} = D(P_c \cdot V_c) = P_c \cdot DV_c + DP_c \cdot V_c \quad (7.2)$$

Dado que la variación de volumen durante este periodo o fase de prellenado es pequeña, puede considerarse un volumen constante ($\Delta V_c \simeq 0$), con lo que la ecuación 7.2 queda:

$$DE_{c_e} = DP_c \cdot V_c \quad (7.3)$$

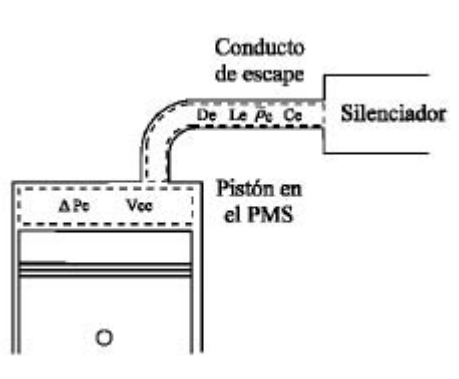


Fig. 7.2 Inercia de la columna de fluido en el escape

i) La masa de gases de escape (m_e), que posee energía cinética es la contenida en la longitud L_e del conducto de escape, comprendida entre la válvula y el primer silenciador del sistema de escape. Se supone que el silenciador se comporta como un aumento de sección donde la velocidad se hace despreciable y se anulan los efectos inerciales.

ii) La masa m_e puede hallarse conociendo el volumen V_e y haciendo una estimación de la densidad media de los gases de escape en función de la presión, P_e , y la temperatura, T_e , del fluido en el conducto de escape.

$$m_e = \frac{P}{4} \cdot (D_e)^2 \cdot L_e \cdot r_e \quad (7.4)$$

iii) La densidad media del gas en el cilindro se supondrá igual a la existente en el conducto de admisión.

iv) La velocidad media del gas en el conducto de escape, C_e , es igual a la velocidad media del pistón C_m según la relación de áreas y densidades medias entre el pistón y el conducto de escape A_e , D_e y P_e .

$$c_e = c_m \cdot \frac{A_p}{A_e} \cdot \frac{r_a}{r_e} = c_m \cdot \frac{D_p^2}{D_e^2} \cdot \frac{r_a}{r_e} \quad (7.5)$$

Según lo dicho anteriormente, la energía cinética de los gases en el conducto de escape vale:

$$DEc_e = \frac{1}{2} \cdot m_e \cdot (c_e)^2 \quad (7.6)$$

Considerando que el volumen del cilindro sobre el que se produce la disminución de presión es el volumen de la cámara de combustión, V_{cc} , el valor de la depresión producida al final de la carrera de escape según (7.3) viene dado por:

$$DP_c = \frac{\frac{1}{2} \cdot m_e \cdot (c_e)^2}{V_{cc}} = \frac{\frac{1}{2} \cdot \frac{P}{4} \cdot [(D_e)^2 \cdot L_e \cdot r_e] \cdot \left(c_m \cdot \frac{D_p^2}{D_e^2} \cdot \frac{r_a}{r_e} \right)}{V_{cc}} \quad (7.7)$$

Cuando cesa o disminuye la causa que produce la salida de los gases quemados hacia el conducto de escape (movimiento ascendente del pistón), la columna de gases de escape se decelera pero aun así mantiene su movimiento debido al efecto inercial, produciendo en las proximidades del PMS una caída de presión en el interior del cilindro por debajo de la existente en el colector de admisión.

Si se abre la válvula de admisión en este momento, se producirá una entrada de carga fresca en el cilindro que dará lugar al proceso de barrido.

Durante el proceso de barrido, el cilindro está abierto y expuesto a ambos sistemas de admisión y de escape. Los procesos de flujo son extremadamente complejos, y es necesario hacer una serie de simplificaciones. Hay dos tipos de modelos para el proceso de barrido:

- Modelos isotérmicos, en los cuales el proceso se considera a presión y temperatura constantes.
- Modelos dinámicos, en los cuales la presión y la temperatura son variables.

En los modelos isotérmicos los flujos másicos son proporcionales a los flujos volumétricos.

Una gran cantidad de masa de los productos de la combustión abandona el cilindro durante el periodo de escape espontáneo, pero el resto debe ser evacuado durante el proceso de barrido. El modelo más sencillo para el proceso de barrido es el modelo de desplazamiento; como su nombre indica, la carga de aire fresco (más combustible en motores de encendido por chispa) que entra en el cilindro desplaza los productos de la combustión y no se produce dilución de la carga en el cilindro. La eficiencia del proceso de barrido está directamente relacionada con el aire suministrado.

La hipótesis de barrido por desplazamiento es el límite superior respecto del proceso de barrido real. En la práctica el proceso de barrido no es tan eficiente como la predicción según el modelo de barrido por desplazamiento.

Otro modelo, propuesto para este proceso, es el llamado barrido por mezcla; en este modelo se hacen las siguientes suposiciones simplificativas:

- i) El proceso ocurre con un volumen del cilindro constante.
- ii) Las densidades del aire y de los gases del escape son iguales (es un proceso isotérmico a presión constante).
- iii) La adición de un volumen de aire dV_a al cilindro provoca la salida de un volumen igual por el conducto de escape dV_e .
- iv) El proceso es de mezcla perfecta. El aire penetra en el contenido del cilindro, y una mezcla de gas y aire abandona el cilindro al mismo tiempo.

En realidad este proceso no puede realizarse, puesto que no hay suficiente tiempo para que el proceso de mezcla tenga lugar simultáneamente en el cilindro, ni es aerodinámicamente posible, ya que la mezcla solo puede producirse en la frontera del chorro de la carga de aire (o de mezcla en motores Otto) de entrada.

Existe otro modelo combinando de mezcla y desplazamiento, llamado *modelo de barrido por mezcla y desplazamiento*. En este modelo el cilindro se subdivide en dos regiones: una región de mezcla y una región de desplazamiento (Fig. 7.3).

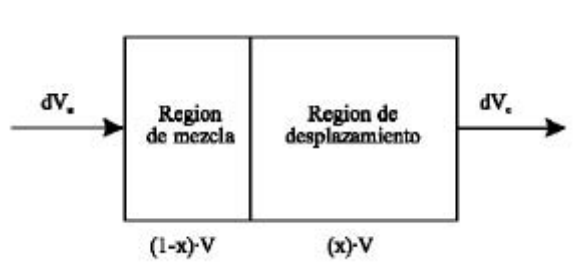


Fig. 7.3 Barrido por mezcla y desplazamiento

En este modelo se hará la suposición de que el aire entra en el cilindro y se mezcla con su contenido en la región de mezcla y al mismo tiempo un determinado volumen de gas de la región de desplazamiento

abandona el cilindro. Se supondrá también que el proceso es isotérmico a presión constante. Si el volumen del cilindro es V y x la fracción del volumen ocupada inicialmente por la región de desplazamiento, el volumen inicial de las dos regiones es:

- región de desplazamiento $x \cdot V$
- región de mezcla $(1-x) \cdot V$

En la región de desplazamiento, el gas abandona el cilindro sin mezclarse. Durante el proceso de barrido la región de desplazamiento disminuye gradualmente y, dependiendo de la cantidad de aire suministrado, puede llegar a anularse. Después de esta situación, la totalidad del proceso es por mezcla.

7.2.2 Fase de llenado por efecto de la aspiración

La fase de llenado por efecto de la aspiración del pistón se desarrolla tal y como ofrece la figura 7.1 (b).

Dicha fase es debida al movimiento de éste entre el PMS y el PMI, de modo que a cada incremento de desplazamiento del pistón le corresponde un incremento del volumen del recinto de la cámara de combustión.

Por lo tanto, al aumentar el volumen de dicho recinto, la densidad de la masa contenida disminuye, y con ello su presión. Esta disminución de la presión permite que se establezca una diferencia de presión con respecto al exterior, lo que impone que el fluido del conducto de admisión se desplace, introduciéndose en la cámara de combustión, para equilibrar la presión interior con respecto la exterior, a lo que acompaña la restitución de la masa introducida por masa externa que se introduce en el conducto de admisión.

Esta sucesión de acontecimientos parte de la hipótesis de que se está produciendo un comportamiento global del conjunto como termodinámicamente reversible, o lo que sería equivalente, que el tiempo de realización es suficientemente grande.

De este modo, se está suponiendo que a cada diferencial de desplazamiento del pistón, el fluido tenga el tiempo suficiente para restablecer las presiones, y por lo tanto, restablecer también las densidades en el conjunto del recinto de cámara de combustión y el conducto de admisión.

En el proceso real, el fluido tiene un tiempo de respuesta mayor que el tiempo con respecto al cual se va generando cada perturbación, con lo que se establece un desfase entre la actuación del pistón, y por lo tanto, la variación del volumen, con respecto a la respuesta del fluido, que es la presión en cámara, o la respuesta equivalente, la velocidad con la que la masa se introduce en el recinto de la cámara de combustión.

La desviación que se produce en la respuesta del fluido compresible con respecto de la perturbación motivada por el pistón puede explicarse entendiendo el fluido como un conjunto masa-muelle, unido a la referencia inmóvil mediante un amortiguador.

La configuración descrita pretende modelizar la masa del volumen de control que debe introducirse en el recinto de la cámara de combustión, mediante la masa del modelo. El muelle representa la correlación existente entre la energía potencial elástica que presenta con respecto a la energía potencial de un gas, justificada por el valor de su presión. Y finalmente, el amortiguador expresa la fuerza de fricción que se introduce por el rozamiento del fluido al avanzar por el conducto de admisión.

Sobre esta configuración se impondrá un determinado movimiento del muelle, al solidarizarlo con el movimiento del pistón, justificado porque el fluido en contacto con la cabeza del pistón debe seguir su movimiento, ya que no puede haber discontinuidad en él, tal y como se observa en la figura 7.4.

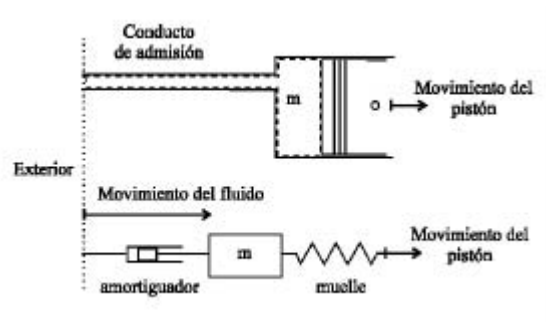


Fig 7.4 Modelización del fluido

En consecuencia, el movimiento del fluido equivale al movimiento de la masa del modelo y la depresión que provoca el pistón equivale al estiramiento del muelle debido a la diferencia de velocidades entre la masa del modelo y la cabeza del pistón.

El movimiento del fluido se debe a la diferencia de presiones existente entre el exterior y el interior de la cámara de combustión, de modo que esta diferencia de presiones, afectada de la fuerza del muelle, constituye la resultante que provoca la aceleración en cada instante sobre la masa del modelo.

Resumiendo, la diferencia de velocidades en cada instante entre cabeza del pistón y fluido, provoca un determinado estiramiento del muelle, lo que, equiparando energías potenciales, comporta una variación del valor de presión del fluido.

La variación de presión del fluido impone un cambio de su aceleración, resultante de la diferencia de presiones entre el exterior y el interior, más el efecto de la fuerza viscosa del amortiguador, y esta nueva aceleración provoca un determinado desplazamiento y velocidad.

Controlando la velocidad del fluido, se conoce la ley de introducción de masa en el cilindro en función del ángulo de giro del cigüeñal, lo que indicará cómo se llena el recinto de la cámara de combustión.

La velocidad instantánea del pistón evoluciona tal y como se ofrece en la figura 7.5.

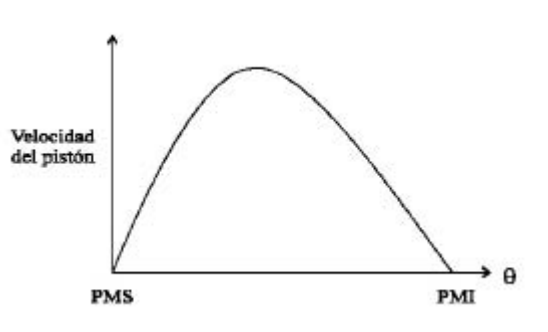


Fig. 7.5 Modelización de la velocidad del pistón

La sucesión de hechos que comporta la introducción del fluido en el recinto de la cámara de combustión, empieza cuando el pistón se encuentra en el PMS.

En esta posición su velocidad es nula, con lo que la velocidad relativa entre masa y pistón es nula, y en consecuencia el muelle no ha variado su forma. Por lo tanto, no existe depresión en el interior del recinto de la cámara de combustión y la aceleración resultante sobre la masa modelizada del fluido es nula.

En el siguiente instante, el pistón ya tiene un valor de velocidad, lo que comporta una determinada aceleración, pero el fluido no se ha movido todavía. En consecuencia, existe velocidad relativa entre masa del fluido y pistón, hecho que comporta un estiramiento del muelle.

Este estiramiento del muelle comporta una disminución de la presión en la zona de contacto con el pistón, con lo que se establece una diferencia de presiones entre el exterior y el interior, obteniéndose una fuerza neta sobre la masa del fluido, que comportará una aceleración, y en consecuencia un desplazamiento.

A medida que el pistón va acelerándose, la diferencia de velocidades es mayor, puesto que el fluido no obtiene aceleraciones tan importantes como las del pistón. Por lo tanto cada vez existe un desfase mayor de velocidades entre ambos, lo que comporta un aumento de la diferencia de presiones a la que se somete el fluido.

Esta tendencia se mantiene hasta el punto de velocidad máxima, donde el pistón empieza a decelerarse, pero, tal y como ocurría en la aceleración, el fluido tarda un tiempo en responder. De este modo la tendencia es a disminuir la velocidad relativa entre el pistón y el fluido, lo que comporta una disminución progresiva de la longitud del muelle, y en consecuencia una disminución de la depresión que provoca la entrada del fluido.

Analizando globalmente el comportamiento del sistema, se observaría una tendencia en cuanto a forma tal y como se ofrece en la figura 7.6.

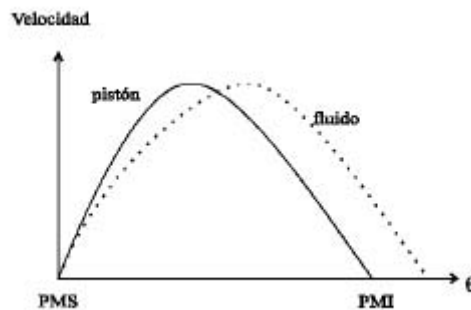


Fig 7.6 Deformación de la curva de velocidad del fluido con respecto a la velocidad del pistón

Debe subrayarse, que el valor en módulo de la velocidad del fluido varía en función de la sección en que se evalúe; de este modo, en la gráfica se ofrece la evolución temporal de la velocidad del fluido en una zona de sección equivalente al diámetro del pistón. Paralelamente, el desfase que se observa, y que explica el modelo, depende de la lejanía de la sección de control con respecto al pistón y, en consecuencia, del volumen de masa definido en el volumen de control del modelo.

Esta evolución de la velocidad del fluido con respecto a la velocidad del pistón varía en función del régimen de giro, tal y como se ha comentado. Dicha variación se refleja en la figura 7.7, donde se incrementa el desfase al aumentar el régimen de giro.

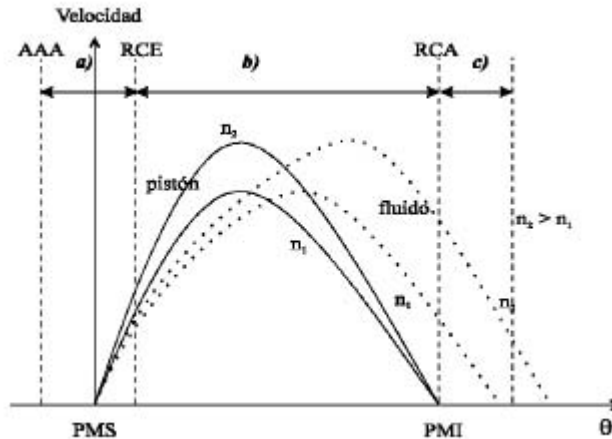


Fig. 7.7 Evolución de la velocidad del fluido provocado por la fase b) en función del régimen de giro (n_1, n_2)

Del análisis genérico de la forma de la curva de velocidad del fluido, se deduce que al aumentar el régimen de giro, el desfase de la velocidad del fluido respecto de la del pistón aumenta, lo que comporta un retraso en ángulo del llenado del recinto de la cámara de combustión. Debe tenerse en cuenta que la integral de la velocidad del fluido respecto al tiempo es indicativa de la cantidad de masa atrapada en el recinto de la cámara de combustión.

Respecto al comportamiento de la velocidad del fluido en función del régimen de giro, se observa cómo el desfase con respecto de la curva de velocidad del pistón aumenta, con lo que existe una transferencia de la masa que se introduce en la fase b) hacia la fase c) de postllenado, que se desarrollará en el siguiente apartado.

7.2.3 Fase de postllenado

El proceso de postllenado del cilindro tiene lugar entre los ángulos del cigüeñal que determinan el PMI y el retraso al cierre de la admisión (RCA), constituyendo el tramo c) de la figura 7.1.

Durante este intervalo de giro del cigüeñal la válvula de admisión permanece abierta, permitiendo la entrada de carga fresca en el cilindro, aunque el pistón haya iniciado ya su carrera ascendente, aumentando por tanto la cantidad de masa ingresada en el cilindro.

Esta carga adicional del cilindro es posible gracias a dos efectos. El aprovechamiento de los efectos inerciales de la columna de gases que se desplaza por el conducto de admisión y el aprovechamiento de las sucesivas reflexiones de la onda de rarefacción que genera el desplazamiento del pistón.

El proceso de postllenado del cilindro debido a los efectos inerciales de la columna de fluido en movimiento por el colector de admisión se basa en un principio análogo e inverso al descrito para el caso de los efectos inerciales del escape.

El efecto inercial es producido por el movimiento de la carga fresca a través del colector durante toda la carrera de admisión. La energía cinética adquirida por la columna gaseosa durante el proceso de admisión se transforma, cuando se detiene el pistón, en un aumento de la presión en el interior del cilindro y en un punto situado justo antes de la válvula de admisión. Este aumento de presión implica una mayor cantidad de masa de fluido atrapada en el cilindro y por lo tanto mejora el llenado; su efecto es directamente proporcional al cuadrado de la velocidad del fluido.

Esto implicaría reducir la sección de paso de los conductos de admisión cuando disminuye la velocidad del motor, para mantener un efecto inercial equivalente. Por otro lado, debe tenerse en cuenta que el aumento de velocidad del fluido que circula por los colectores provoca un aumento de la pérdida de presión por fricción en los conductos, por lo que debe llegarse a una solución de compromiso entre los dos efectos.

Al final de la carrera de aspiración el pistón se detiene en el PMI y la columna de gases tiende a continuar en movimiento. La energía necesaria para detener los gases se traducirá en un aumento de la presión en el interior del cilindro. Suponiendo que la temperatura se mantiene constante, el aumento de presión dará lugar a un aumento de la densidad de la carga en el cilindro, por lo que la masa ingresada en el volumen del cilindro será mayor.

Debido a la compresibilidad del fluido, la energía necesaria para frenar la inercia de la columna de gases de escape procede de un aumento de la presión del fluido que queda en el cilindro, de donde puede obtenerse el valor de la sobrepresión, ΔP_c .

Asumiendo que el volumen del cilindro V_c se mantiene constante durante esta fase, la variación de energía cinética de la columna de gases del conducto de admisión puede expresarse como 7.8, donde el signo negativo indica que la disminución de energía cinética provocará un aumento de presión del fluido en el cilindro.

$$DEc_a = -DP_c \cdot V_c \quad (7.8)$$

El valor de ΔEca es conocido si se asumen las hipótesis que se muestran a continuación

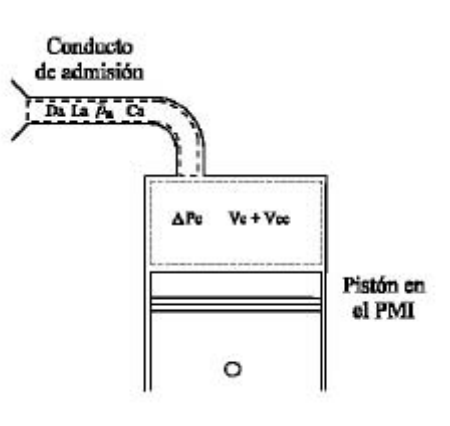


Fig. 7.8 Inercia de la columna de fluido en la admisión

i) La masa de gases de admisión, m_a , que posee energía cinética es la contenida en la longitud L_a del conducto de admisión y se expresa como:

$$m_a = \frac{\rho}{4} \cdot (D_a)^2 \cdot L_a \cdot v_a \quad (7.9)$$

ii) La velocidad media del gas en el conducto de admisión, C_a , es igual a la velocidad media del pistón C_m según la relación de áreas entre el pistón A_p , D_p el conducto de admisión A_a , D_a (7.10)

$$c_a = c_m \cdot \frac{A_p}{A_a} = c_m \cdot \frac{D_p^2}{D_a^2} \quad (7.10)$$

Según lo dicho anteriormente, la energía cinética de los gases en el conducto de admisión vale:

$$DEc_a = \frac{1}{2} \cdot m_a \cdot (c_a)^2 \quad (7.11)$$

Considerando que el volumen del cilindro sobre el que se produce el aumento de presión es el volumen total del cilindro (cilindrada más cámara de combustión), el valor de la sobrepresión producida al final de la carrera de admisión viene dada por:

$$DP_c = \frac{\frac{1}{2} \cdot m_a \cdot (c_a)^2}{V_c + V_{cc}} = \frac{\frac{1}{2} \cdot \frac{\rho}{4} \cdot [(D_a)^2 \cdot L_a \cdot v_a] \cdot \left(c_m \cdot \frac{D_p^2}{D_a^2} \right)}{V_c + V_{cc}} \quad (7.12)$$

En cuanto al aprovechamiento de las ondas de presión, el desplazamiento del pistón entre el PMS y el PMI durante la carrera de succión da lugar a una perturbación en la presión del cilindro y se propaga por el conducto de admisión.

Debido a que el movimiento descendente del pistón está provocando una succión en el conducto de admisión, la perturbación creada es de rarefacción.

Esta perturbación viaja por el conducto de admisión a la velocidad del sonido correspondiente a la temperatura de los gases de admisión, figura 7.9.

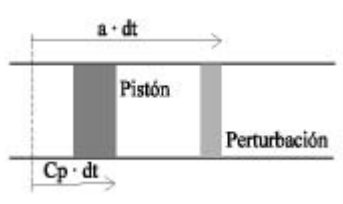


Fig. 7.9 Propagación de una onda longitudinal por un conducto

La onda de rarefacción se refleja como onda de presión al final del conducto de admisión (extremo abierto), como puede observarse en la figura 7.10, donde P_0 indica la presión en el medio sin perturbar. El llenado

del cilindro mejora cuando aumenta la presión aguas arriba de la válvula de admisión, por lo que el colector de admisión debe diseñarse de forma que se produzca una sobrepresión por encima de la válvula justo antes de su cierre. Para conseguir este efecto debe aprovecharse la perturbación de rarefacción creada por el desplazamiento del pistón durante la carrera de admisión que se propaga a lo largo del colector hasta su extremo libre; esta perturbación se refleja como onda de presión viajando hacia el pistón, como se observa en la figura 7.10.

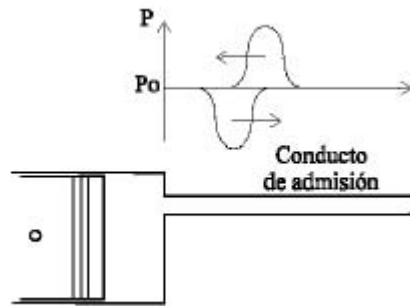


Fig. 7.10 Propagación de ondas por el conducto de admisión

En este caso, los parámetros fundamentales para el proceso descrito serán los de diámetro del conducto de admisión D_a , su longitud L_a y el diagrama de distribución que determinará el retraso al cierre de la admisión (RCA).

Debido al retardo en el cierre de la válvula de admisión, pueden producirse reflujos de la carga fresca (aire en los motores Diesel) del cilindro hacia el colector de admisión, especialmente a bajos regímenes de giro del motor cuando el flujo de admisión tiene poca inercia.

El colector de admisión debe estar sintonizado para que esta onda de presión llegue a la válvula cuando el pistón está en el PMI, para un determinado régimen de giro del motor. El ángulo de llegada (posición del pistón) de los pulsos de sobrepresión a la válvula depende de:

- la geometría del colector
- el diagrama de distribución del motor
- el régimen de giro

La presión en el colector de admisión, en las proximidades de la válvula, es una señal periódica que se repite en cada ciclo para una misma posición angular del cigüeñal.

Los factores que componen la señal de presión son:

- la excitación de succión producida por el pistón durante la carrera de admisión
- la reflexión de este pulso de rarefacción en las singularidades del sistema de admisión
- la superposición de las sucesivas ondas reflejadas

La duración del pulso de presión tiene los siguientes efectos sobre el llenado del cilindro:

- cuando se abre la válvula de admisión, el volumen del cilindro es pequeño y la presión en su interior es alta. Una sobrepresión en el colector no aumenta mucho el llenado del cilindro.

- durante la carrera de admisión aumenta el volumen del cilindro junto a la pérdida de carga y número de Match en la válvula. La cantidad adicional de masa admitida es también poco importante ante un incremento de presión antes de la válvula de admisión.
- en las proximidades del PMI la velocidad del pistón es baja y la pérdida de carga en la válvula también. Un aumento de la presión aguas arriba de la válvula conseguiría en este punto un incremento significativo del llenado del cilindro.

Para caracterizar cualitativamente estos efectos dinámicos del proceso de admisión, se usa el parámetro de frecuencia, q . Dicho parámetro se define como la relación entre la frecuencia propia del sistema de admisión y la frecuencia propia de excitación del sistema de admisión ($n/2$ en el motor 4T monocilíndrico). Para el caso de un tubo recto de sección constante, el parámetro de frecuencia se ofrece en 7.13:

$$q = \frac{\frac{a}{4L_a}}{\frac{n}{2}} = \frac{a}{2 \cdot L_a \cdot n} \quad (7.13)$$

donde a es la velocidad de propagación de la onda en el medio.

Los valores enteros de q significan que existe resonancia, y por tanto sintonía en la llegada de las sobrepresiones, entre las excitaciones del sistema de admisión y el pistón. Como ya se ha dicho, el valor óptimo de q es aquel que produce la máxima sobrepresión justo antes de la válvula cuando el pistón se halla en el PMI. Una vez hallado el valor de q , se obtiene, a partir de 7.13, el valor de diseño de la longitud del conducto de admisión, L_a , al régimen que se desee sintonizar el sistema de admisión (régimen de máximo rendimiento o de par máximo).

Suponiendo que la perturbación de rarefacción generada durante la carrera de admisión es de tipo senoidal, con una amplitud P_{max} negativa (succión) y una duración de 180° (la carrera del pistón) se tiene que ésta circula por el conducto de admisión a la velocidad del sonido correspondiente a las condiciones del colector sin sufrir ninguna distorsión. Al llegar al extremo del conducto de admisión se refleja como una perturbación de presión igual y de signo contrario a la incidente. Esta perturbación regresa al cilindro y se refleja parcialmente en el extremo semicerrado que supone la válvula de admisión con una amplitud máxima $K \cdot P_{max}$ (positiva), con $K < 1$ y manteniendo el carácter senoidal de la onda inicial. El proceso se repite hasta la extinción de la onda reflejada.

Con estas hipótesis, se tiene que la onda alcanza su máxima succión cuando el pistón ha recorrido la mitad de su carrera. Para que el máximo de presión llegue a la válvula de admisión cuando el pistón se encuentre en el PMI, la onda deberá recorrer una longitud igual al doble de la del conducto de admisión en el tiempo que el pistón tarda en recorrer el resto de su carrera (7.14), puesto que el tiempo necesario para recorrer media carrera (un cuarto de vuelta del cigüeñal) es 7.15.

$$2 \cdot L_a = a \cdot \frac{1}{4 \cdot n} \quad (7.14)$$

$$t = \frac{1}{4 \cdot n} \quad (7.15)$$

Reordenando la ecuación 7.14, se tiene 7.16:

$$a = 8 \cdot L_a \cdot n \quad (7.16)$$

Sustituyendo 7.16 en 7.13, se obtiene que el valor de q para que el máximo de presión llegue cuando el pistón se encuentra en el PMI es $q = 4$, esta situación se muestra en la figura 7.11.

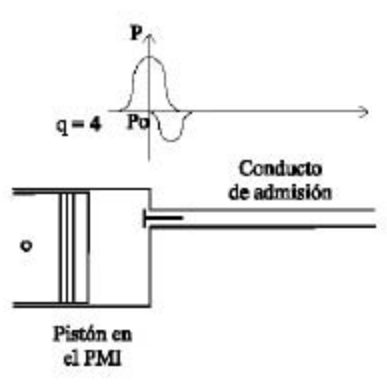


Fig. 7.11 Onda de presión para $q = 4$

Para valores de q menores que 2, la perturbación de presión reflejada está desfasada más de 180° respecto de la inicial, y la perturbación no tiene ningún efecto debido al conducto de admisión. Esto significa que el conducto de admisión es demasiado largo y los efectos de sobrepresión generados durante la propia carrera de succión todavía no han llegado a la válvula de admisión cuando el pistón se encuentra en el PMI (Fig. 7.12).

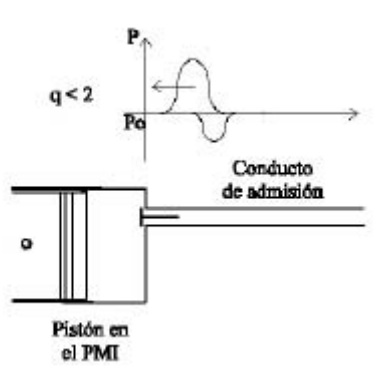


Fig. 7.12 Onda de presión para $q < 2$

A partir de $q = 2$, la perturbación de presión correspondiente a la primera reflexión empieza a tener efecto sobre la presión en el PMI, produciendo el máximo efecto para $q = 4$, como ya se ha dicho anteriormente (Fig. 7.13).

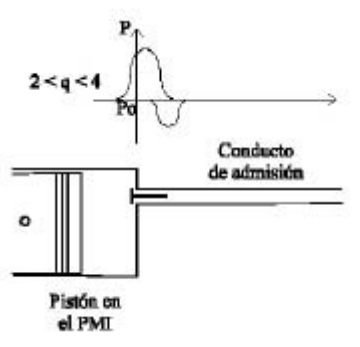


Fig. 7.13 Onda de presión para $2 < q < 4$

A partir de $q = 4$, la perturbación de presión está muy avanzada y por tanto su amplitud en el PMI es menor que P_{max} . Además, se estará superponiendo la perturbación correspondiente a la segunda reflexión, que es negativa, aunque de menor amplitud (Fig. 7.14).

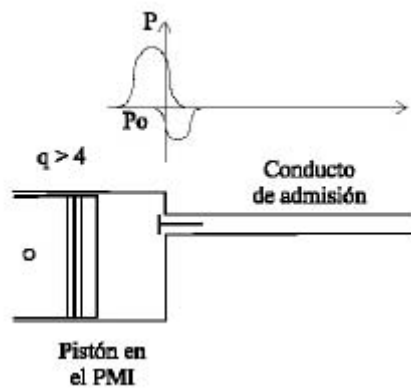


Fig. 7.14 Onda de presión para $q > 4$

En la figura 7.15 pueden observarse los valores de sobrepresión que aparecerían en un punto próximo a la válvula de admisión para diferentes valores de q .

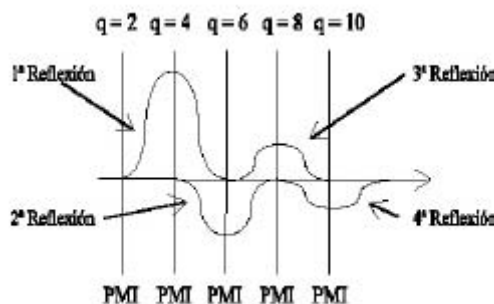


Fig. 7.15 Posición de la onda en la válvula de admisión con el pistón en el PMI para diferentes valores de q

Para diseñar el colector de un motor debe conseguirse un valor de q comprendido entre 3 y 5 en un amplio régimen de giro del motor.

Los procesos de pre y postllenado del cilindro están sintonizados para un determinado régimen de giro del motor, siendo máximo su efecto en estas condiciones. Estos procesos son muy sensibles al régimen de giro del motor para una distribución rígida

7.3 Condicionantes del proceso de admisión de tipo constructivo

Los condicionantes que afectan al proceso de admisión se analizan a través de su influencia respecto al rendimiento volumétrico y en general se subdividen en dos grandes grupos, según sean factores de tipo constructivo, esto es, ligados al propio diseño físico del sistema de renovación de la carga, o los factores de uso ligados a las condiciones de funcionamiento particulares en un instante determinado.

Las distintas disposiciones de los órganos que constituyen el sistema de renovación de la carga tienen una influencia notable en el rendimiento volumétrico obtenido de un motor. Las soluciones constructivas empleadas, el dimensionado y los materiales empleados en el diseño y construcción de los distintos órganos del sistema de admisión afectan al rendimiento obtenido de un determinado sistema.

La estructura de un sistema de admisión está formada por los siguientes elementos:

- *Toma de admisión de aire*: Es la toma exterior de aire del motor, de modo que conduce el mismo hacia el filtro de aire.
- *Filtro de aire*: Este elemento se encuentra situado a continuación del conducto de admisión y se encarga de filtrar el aire que aspira el motor evitando que entren en él partículas que pudieran dañarlo.
- *Conducto de admisión / Colector de admisión*: Son aquellas conducciones que canalizan el aire desde el filtro de aire hasta el interior del cilindro.
- *Válvula de regulación de la carga*: Este elemento es propio de los MEP y se encarga de estrangular el paso del aire en el conducto de admisión hacia el interior de la cámara de combustión, permitiendo dosificar el rendimiento del motor.
- *Sistema de distribución*: El árbol de levas controla la abertura y cierre de las válvulas, de modo que en función del perfil de las mismas se provoca un instante y una velocidad de abertura de las mismas, que acabará condicionando el comportamiento fluidodinámico en función de las condiciones operativas del motor. (El análisis de la influencia del sistema de distribución en el proceso de admisión se realiza en el capítulo 13.)

7.3.1 Toma de admisión

La toma de admisión es el conducto por el cual el motor aspira aire del exterior y lo conduce al filtro de aire.

La toma de admisión determina dos aspectos muy importantes para el funcionamiento del motor:

- características del aire de admisión
- ruido de admisión

El aire de admisión se toma del exterior mediante la toma de admisión, de modo que tendrá las características del aire de la zona donde se encuentre orientada. En principio este aspecto no es crítico, pero las posibles heterogeneidades del mismo en función de la posición serán determinantes para el motor.

En este sentido, es de suma importancia en los motores que equipan vehículos, ya que en función de la orientación el aire de admisión podrá haber sido calentado por un sistema de refrigeración que presente polvo levantado por el propio vehículo, y en el caso de vehículos 4x4 determinará la altura máxima de vadeo.

La mayoría de vehículos realizan la admisión en el vano del motor, normalmente del lateral del mismo, teniendo cuidado de no aspirar el aire caliente procedente del radiador, y en determinadas aplicaciones se eleva la toma de admisión a la parte más alta del vehículo, para alejarlo de la zona baja donde el aire está más caliente, por proximidad del motor, y sobre todo para que no presente polvo del terreno por el que circula el vehículo, como en el caso del camión de la figura 7.16.



Fig. 7.16 Esquema de la toma de admisión elevada de un camión

En las aplicaciones de motores estacionarios, es común que la toma de admisión no exista como tal, y que se aspire directamente del filtro, teniendo en cuenta que el motor está en una sala aislada, en la que normalmente unos ventiladores impulsan aire hacia el interior de la misma, de modo que puede considerarse todo el conjunto como la toma de admisión.

En estos casos, es necesario prevenir la separación efectiva, teniendo en cuenta los vientos que afecten a la instalación, de los conductos de escape de la toma de aire de los ventiladores de impulsión, para que no exista aspiración de los mismos ni el aire de admisión se caliente.

En otras aplicaciones, en los que el motor propulsa a un vehículo a elevada velocidad, especialmente en motocicletas de alta cilindrada, la toma de admisión se utiliza como difusor, transformando energía cinética del aire en presión, lo que conlleva una ligera sobrealimentación del motor (RAM-air) y permite un ligero aumento de prestaciones del mismo bajo dichas condiciones de velocidad. En la figura 7.17 se observa la toma de admisión con efecto RAM-air de una motocicleta de 1000 cm³.



Fig. 7.17 Toma de admisión de un motor 1000 cm³ de motocicleta con sistema de sobrealimentación RAM-air

El otro aspecto que determina la toma de admisión será el ruido de admisión del motor, ya que al tratarse de una máquina volumétrica, provoca un flujo de admisión pulsante, que conlleva generación del ruido de admisión.

Para paliar dicho ruido y disminuir el impacto ambiental, se realizan distintas acciones en la toma de admisión, como el empleo de geometrías del conducto que provoquen, a partir de la reflexión de las ondas, la atenuación de las mismas para determinadas frecuencias.

La geometría más empleada es el resonador de Helmholtz, que es una cámara lateral cerrada comunicada al conducto principal que permite atenuar una determinadas frecuencias del flujo pulsante en función de sus dimensiones principales (7.17), que determinan la frecuencia de resonancia.

$$n = \frac{C_{so}}{2p} \sqrt{\frac{A}{LV}} \quad (7.17)$$

Donde:

- n = Frecuencia resonante (Hz)
- C_{so} = Velocidad del sonido en el aire (m/s)
- A = Sección de paso del conducto primario (m²)
- L = Longitud del conducto primario (m)
- V = Volumen resonante (m³)

Un ejemplo de toma admisión con resonadores laterales de Helmholtz se ofrece en la figura 7.18.



Fig. 7.18 Esquema de la toma de admisión de un motor de encendido provocado con sistema de reducción del ruido de admisión

En los motores estacionarios en los que la impulsión del aire hacia la sala del motor se realiza mediante ventiladores normalmente no deben añadirse sistemas de eliminación del ruido de admisión hacia el exterior de la sala, ya que el ventilador elimina el efecto pulsante hacia el exterior de la sala. En contrapartida, los motores estacionarios que no tienen ventiladores de impulsión deben incorporar silenciosos específicos, como el de la figura 7.19, que deben sintonizarse a la frecuencia de trabajo del motor, que viene determinada por el tipo de alternador empleado en la generación de energía.



Fig 7.19 Sistema de insonorización de la sala de motor estacionario sin aspiración forzada en la misma

7.3.2 Filtro de aire

La toma de admisión conduce el aire al filtro de admisión. Su misión es la de filtrar el aire de admisión para eliminar las partículas que se encuentren en suspensión en el mismo.

El filtrado de dichas partículas depende del ambiente en que opere el motor térmico, de modo que más severo será el filtro de aire cuanto mayor sea el número de partículas en suspensión; este filtrado debe realizarse con la mínima pérdida de carga, ya que de ello dependerá el rendimiento volumétrico del motor.

El filtro de aire, (Fig. 7.20), está constituido esencialmente por una lámina de papel grueso plegada para maximizar la superficie de filtrado. Dicha lámina se protege de posibles elementos extraños de gran tamaño mediante una lámina perforada metálica o mediante un conjunto de conductos que evitan un eventual impacto directo, (Fig. 7.21).

El filtro de aire está alojado en la caja de admisión, que sirve de pulmón y cámara de remanso para de donde aspira el conducto o el colector de admisión.



Fig 7.20 Filtro de aire con protección por malla metálica



Fig 7.21 Caja de filtro y filtro

7.3.3 Conducto de admisión / Colector de admisión

El conducto de admisión une la caja de filtro con el recinto del motor, de modo que su longitud y diámetro establecerían las condiciones sobre las que se establecerá el flujo pulsatorio de la admisión.

El proceso de dimensionado ideal del conducto de admisión sería aquel en que, partiendo de las propiedades del fluido y estableciendo las condiciones de contorno adecuadas, permitiera encontrar la geometría óptima para los conductos de admisión. Sin embargo, este proceso implica demasiadas complicaciones y conlleva el concurso de demasiados factores para ser viable sin usar métodos de cálculo numérico, e incluso de esta manera los resultados obtenidos nunca son exactos y deben ser validados físicamente. La alternativa que se presenta es el uso de fórmulas empíricas.

La metodología mostrada a continuación está esencialmente pensada para motores monocilíndricos o motores policilíndricos con conductos de admisión independientes (Fig. 7.22), cuyas característica esencial es tener elevados regímenes de giro, lo que conlleva que sean motores MEP deportivos.

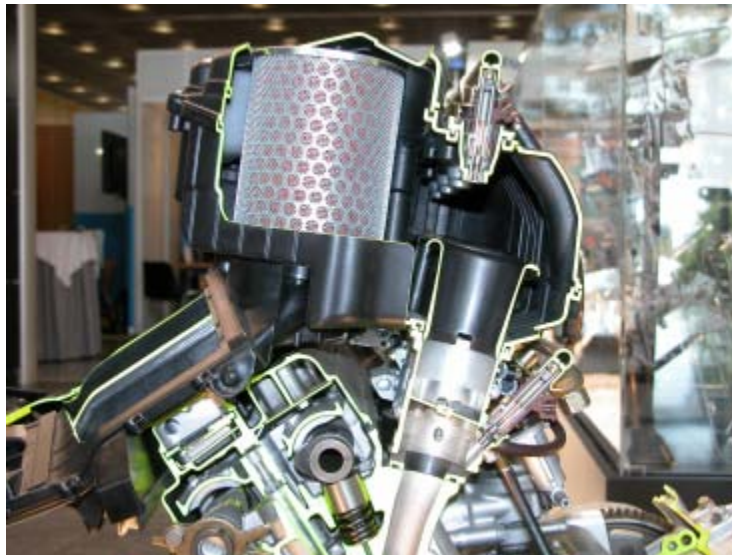


Fig. 7.22 Conductos de admisión independientes de un motor de 1000 cm³ de motocicleta

En general, en los conductos de aspiración de un motor pueden distinguirse cuatro partes claramente diferenciadas, que son:

- la boca o sección de entrada
- la trompeta
- el conducto de sección constante
- el empalme con las aberturas de las válvulas

La base sobre la que se sustentan todos los métodos empíricos de diseño de admisiones es la sincronización de la frecuencia de resonancia de los conductos de aspiración con la frecuencia del motor.

Como ya se ha mencionado anteriormente, durante el funcionamiento normal de un motor se crean, tanto en los conductos de aspiración como en los de escape, ondas de sobrepresión y de depresión que pueden ser aprovechadas para aumentar el rendimiento volumétrico del mismo.

El primer punto a considerar es que, por supuesto, para maximizar esta función, la onda debe ser lo más intensa posible, y una onda circulando por un conducto es tanto más intensa cuando menor es la sección del mismo, aunque las limitaciones de reducción de diámetro de conducto provienen de la fricción de la onda con las paredes del conducto y las elevadas velocidades locales pueden llegar al número de Match, lo que producirá el fenómeno de tapón sónico, que limitará el caudal máximo del motor a una determinada temperatura del aire de admisión.

Por otra parte, las pérdidas producidas por la fricción del aire con las paredes del conducto y con las singularidades del conducto crecen con el cuadrado de la velocidad, mientras que la intensidad de la onda es estrictamente lineal con la velocidad.

Parece claro, pues, que el objetivo es conseguir el mejor compromiso entre estas dos tendencias claramente opuestas. Reducir demasiado la sección del conducto puede conllevar, pues, consecuencias nefastas si no se tienen en cuenta factores como la superposición de las ondas generadas con las que ya han sufrido un proceso resonante, así como la no-linearidad de la velocidad del pistón.

En general para el dimensionado del conducto de aspiración se parte de velocidades del aire no superiores a los 100 m/s. Este es un valor muy lejano de los más de 300 m/s de la velocidad del sonido en condiciones ambientales, sin embargo tiene una clara justificación.

En primer lugar, la velocidad máxima del pistón es de aproximadamente 1,62 veces su velocidad media, por lo que dimensionando el conducto para velocidades de 100 m/s tendríamos en realidad valores de pico de hasta 162 m/s. En segundo lugar, no hay que olvidar que dentro del conducto existen una serie de ondas de depresión y sobrepresión que circulan dentro del conducto en ambas direcciones, por lo que en el momento de cruce de dos de ellas de igual signo pero sentidos contrarios se llega a doblar las velocidades relativas de las partículas de aire. En estas condiciones la velocidad llegaría a ser de 2×162 m/s, es decir, 324 m/s, y en consecuencia se produciría un tapón sónico.

Teniendo en cuenta todas estas consideraciones se define un coeficiente adimensional llamado *índice de Match* del conducto (7.18) de la siguiente manera:

$$IM_c = \frac{u S}{C_{so} A_c} \quad (7.18)$$

Siendo:

- IM_c = Índice de Match del conducto
- u = Velocidad media del pistón (m/s)
- S = Área del pistón (mm²)
- C_{so} = Velocidad del sonido en las condiciones del conducto
- A_c = Área del conducto de aspiración (mm²)

Y operando de forma trivial se obtiene:

$$A_c = \frac{u S}{C_{so} IM_c} \quad (7.19)$$

Finalmente, la experiencia sugiere valores correspondientes al índice de Match de $IM \approx 0,25$, con lo que ya es posible definir el conducto de aspiración óptimo para un motor y un estado de funcionamiento determinados. Es importante subrayar este último punto, puesto que en el proceso de diseño de un conducto de aspiración es muy importante tener en cuenta que este no va a poder ser dimensionado de forma óptima más que para unas condiciones de uso muy particulares del motor, siendo para el resto de ellas no especialmente beneficioso o incluso perjudicial.

El término *trompeta del conducto de admisión* se refiere a aquella parte del conducto de aspiración que partiendo de la sección mínima determinada en el conducto prolonga con una forma más o menos cónica hasta la entrada del conducto de aspiración.

Este aumento del diámetro del conducto debe realizarse porque la reflexión de la onda de aspiración que produce el motor se refleja en el extremo abierto como una sobrepresión. Esta reflexión provoca el inicio de una onda de sobrepresión que vuelve a dirigirse hacia el recinto del motor, lo que conlleva la rápida aceleración del aire cercano a la entrada del conducto de admisión, de modo que se produce una estrangulación de la vena fluida que conlleva una disminución efectiva del diámetro del conducto.

Por este motivo, la entrada del conducto se realiza de mayor diámetro, configurándose la citada trompeta de admisión, por su semejanza con el extremo del instrumento musical.

La definición del tamaño del aumento de diámetro está condicionada porque una abertura demasiado amplia da lugar a una reflexión en el ambiente con una velocidad demasiado baja, que disminuye la efectividad de la reflexión.

Para racionalizar todas estas consideraciones, se define, al igual que sucedía con el conducto, un parámetro adimensional llamado *índice de Match* (7.20) de la trompeta:

$$IM_T = \frac{u S}{C_{so} A_T} \quad (7.20)$$

Siendo:

- IM_T = Índice de Match de la trompeta
- u = Velocidad media del pistón (m/s)
- S = Área del pistón (mm²)
- C_{so} = Velocidad del sonido en las condiciones del conducto (m/s)
- A_T = Área máxima de la trompeta (mm²)

Y operando de forma trivial se obtiene:

$$A_T = \frac{u S}{C_{so} IM_T} \quad (7.21)$$

En este caso el parámetro que se espera obtener es la sección en el punto de máxima abertura de la trompeta, siendo un valor de $IM_T \approx 0,135$ un buen compromiso.

La siguiente cuestión es de qué manera realizar el cambio de sección del conducto hasta el extremo de la trompeta. Un cambio brusco de sección conllevaría la aparición de pulsos o ondas residuales que disminuirían la efectividad de nuestro sistema, de forma que la mejor opción es una variación progresiva de la sección. Idealmente este cambio de sección debería ser mediante una parábola, pero éstas son de muy difícil mecanizado, por lo que generalmente se acaba optando por un sistema de uno o más conos con aberturas que oscilan entre los 7° y los 10° .

El dimensionado del conducto de aspiración conlleva la intervención de muchos más factores que deben ser tenidos en cuenta.

Conceptualmente, la operación de dimensionado consiste en igualar las frecuencias propias del motor con las frecuencias resonantes del conducto, esto es, hay que sincronizar el momento de llegada de la onda de sobrepresión con la abertura de las válvulas de admisión. De todas formas, y al igual como sucedía con los otros parámetros, la longitud del conducto solamente será óptima para un motor y unas condiciones de funcionamiento determinadas.

El objetivo, sin embargo, es conseguir una fórmula que, aunque de forma aproximada, refleje de la forma más exacta posible el comportamiento fluidodinámico de nuestro sistema.

La primera consideración importante es que la onda en realidad no viaja a la velocidad del sonido C_s , sino a una velocidad $C_s \pm u$, que además será variable por ser la trompeta de sección mayor que el conducto. Hay que tener en cuenta que en realidad la velocidad de propagación de la onda es la suma de su velocidad en el medio más la propia velocidad del medio respecto a la referencia fija, que en este caso es el conducto.

En primer lugar, debe calcularse la sección media de la trompeta asimilándola a un tronco cilíndrico con una sección media A_{mt} (7.22).

$$A_{mt} = \frac{(A_c + A_T)}{2} \quad (7.22)$$

A partir de este valor puede calcularse el pico de la onda, que es nuestro factor limitante para dimensionar el conducto, y por lo tanto, la expresión de la velocidad del fluido dentro del conducto y de la trompeta se ofrece en la ecuación 7.23.

$$u_c = 1,62 \cdot u \frac{S}{A_c} \quad (7.23)$$

$$u_t = u_c \frac{2}{\frac{A_{mt}}{A_c} + 1} = 1,62 \cdot u \frac{S}{A_c} \cdot \frac{2}{\frac{A_{mt}}{A_c} + 1} \quad (7.24)$$

Donde:

u_c = Velocidad del fluido en el conducto

u_t = Velocidad del fluido en la trompeta

Sea ahora el parámetro L la longitud total del conducto de aspiración, se establece como KL la longitud del tramo cilíndrico, y en consecuencia $(1-K)L$ corresponderá a la longitud de la trompeta. Según esto, el periodo del conducto correspondiente a una ida y a un retorno de la onda tiene la siguiente expresión:

$$T_c = \frac{KL}{C_s - u_c} \cdot \frac{(1-K)L}{C_s - u_t} \cdot \frac{(1-K)L}{C_s + u_t} \cdot \frac{KL}{C_s + u_c} \quad (7.25)$$

Los dos primeros términos representan el tiempo de ida entre la válvula y la boca de la trompeta, mientras que los dos últimos son el tiempo de retorno de la onda de compresión reflejada, y por supuesto T_c indica el periodo del conducto.

Combinando ahora las expresiones 7.24 y 7.25 se obtiene 7.26.

$$T_c = \frac{2L}{C_s} \left[\frac{K}{1 - \left(1,62 \frac{u}{C_s}\right)^2} + \frac{1-K}{1 - \left(1,62 \frac{u}{C_s} \frac{S}{A_c} \frac{2}{\frac{A_{mr}}{A_c} + 1}\right)^2} \right] \quad (7.26)$$

Y por supuesto, su inverso representa la frecuencia del conducto. En el caso de C_s asumiremos que el comportamiento es el mismo que en el caso del fluido ambiental en reposo, por lo que podrá ser sustituido sin problemas por C_{so} .

En cuanto al funcionamiento del motor, si se define el parámetro n como el régimen de giro del motor, entonces el periodo del motor T_m correspondiente a un ciclo se establece en la ecuación 7.27.

$$T_m = \frac{4p}{w} = \frac{4p}{\frac{2pn}{60}} = \frac{120}{n} \quad (7.27)$$

A partir de estos dos períodos, debe establecerse el período máximo común múltiplo de ambos, que dará lugar a la definición de la longitud total del conducto de aspiración, desde la boca de la trompeta hasta la válvula.

Existe una última consideración a tener en cuenta en el momento en que se analiza o se diseña el sistema de admisión: la fricción producida en las paredes de los conductos. El factor de fricción está íntimamente relacionado con las fuerzas de cizalladura que se producen entre las partículas de cualquier gas en movimiento y es función de la conductividad térmica, la viscosidad del fluido y la velocidad del mismo.

A su vez también está relacionado con el número de Reynolds, Re , que junto con el número de Nusselt, Nu , permiten hacer una estimación tanto de la energía perdida por fricción como de la transferencia de calor entre las paredes de los conductos de aspiración y la mezcla aspirada.

De forma más genérica, el hecho de disponer de una superficie interior de los conductos de aspiración con poca rugosidad produce menos pérdidas de carga por fricción y dificulta que se depositen partículas de combustible en las mismas, mejorando la homogeneidad de la mezcla en los periodos transitorios, tal y como se ha explicado con anterioridad.

Un conducto de sección circular proporciona el perímetro mínimo para una sección de paso dada, y en consecuencia ofrece la mínima resistencia al paso a la mezcla. Es la sección con el rendimiento volumétrico más alto. Sin embargo, y debido a su simetría axial, la carga en movimiento tiende a generar un movimiento de torbellino dentro del conducto, lo que provoca que las partículas de combustible sean empujadas por la fuerza centrífuga hacia las paredes del conducto y tengan más facilidad para depositarse en ellas.

Un conducto de sección rectangular presenta mayor facilidad para vaporizar el combustible depositado en las paredes del conducto. A causa del relativamente mayor perímetro necesario para conseguir la misma superficie que un conducto circular equivalente, su rendimiento volumétrico es peor, pero por el contrario, este tipo de secciones dificulta el movimiento de remolino de la mezcla y, por lo tanto, la composición de la misma se mantiene más homogénea que en el caso anterior.

Esta sección representa un compromiso entre las dos anteriores, puesto que prácticamente mantiene el mismo rendimiento volumétrico que en el caso de la sección circular. Esta sección proporciona, en primer lugar, una baja resistencia al paso del fluido debido a la parte mayoritaria de sección circular de la que se compone, en segundo lugar tiene una amplia superficie plana que favorece la rápida evaporación del combustible depositado en ella, y en tercer lugar, esta superficie plana minimiza la tendencia al remolino de la mezcla y en consecuencia ésta mantiene su densidad inicial mientras fluye a través del conducto.

Este tipo de secciones presentan, sin embargo, el problema de ser más caras y difíciles de obtener además de adaptarse peor a las válvulas de regulación de la carga más usuales.

No siempre es posible o incluso conveniente disponer de sistemas de admisión independientes para cada cilindro como se había considerado hasta ahora, y en estos casos se integran los diversos conductos formando los colectores de admisión (Fig. 7.23).



Fig. 7.23 Colector de admisión de un motor MEP tetracilíndrico

Los condicionantes que deben tenerse en cuenta en el proceso de diseño del colector de admisión de un motor policilíndrico son varios. En primer lugar hay que intentar, siempre que sea posible, que la longitud; de los conductos de admisión de todos los cilindros tengan el mismo grosor y la misma longitud, en caso contrario, y debido a los efectos de resonancia mencionados anteriormente, se producirían diferencias de llenado entre los cilindros para un mismo estado de funcionamiento.

Existe un último fenómeno que puede afectar en gran medida el rendimiento volumétrico de determinados cilindros: el solapamiento de las aberturas de las válvulas de admisión en cilindros comunicados por conductos comunes. Este fenómeno puede ser más acusado en motores deportivos en los que los avances y retrasos en las aberturas y cierres de las válvulas de admisión son más acusados, y por tanto en los que un cilindro puede empezar su proceso de aspiración antes de PMS, mientras que otro puede prolongarlo bastante más allá de su PMI.

En este caso si ambos cilindros están comunicados, el segundo cilindro en comenzar la aspiración interferiría con el primero, no consiguiendo un llenado óptimo de ambos. Por esta razón, los conductos de admisión de un motor de 4 cilindros deberían emparejarse 1-4, 2-3 (suponiendo un orden de encendido estándar 1-3-4-2), dado que la diferencia de 360° en la admisión de cilindros parejos evitaría el mencionado problema del solapamiento.

Sin embargo, en este caso hay que tener en cuenta también limitaciones constructivas, y no siempre es posible disponer de este tipo de arquitectura de admisión.

7.3.4 Válvula de regulación de la carga

La válvula de regulación de la carga es un elemento asociado a los motores de encendido provocado, ya que es la manera habitual de controlar la cantidad de fluido que aspira el motor.

El principio de funcionamiento es sencillo, ya que la válvula de regulación supone una pérdida de carga puntual en el fluido, lo que conlleva a una menor densidad del mismo en el interior del recinto del motor al final de proceso de admisión.

Esta pérdida de carga se emplea para conseguir regular el par que realizará el motor en cada ciclo, al variar la cantidad de fluido que lo realiza y disminuir de forma equivalente la cantidad de calor aportado al mismo, ya que se reduce el aire y el combustible, los cuales deben mantener la proporción adecuada y establecida.

La concepción de la válvula de control de la carga es bastante importante, puesto que de ella depende en buena medida toda la concepción de la admisión, así como también la respuesta del motor, tanto a media como a plena carga. Existen muchos diseños que permiten hacer una regulación de este tipo, sin embargo se expondrán los tres más empleados:

- Válvulas de mariposa
- Válvulas de guillotina
- Válvulas de diafragma

Las válvulas de mariposa (Fig. 7.24), son las válvulas más utilizadas, en general, en la automoción por su relativa sencillez constructiva y su buen comportamiento, especialmente a cargas parciales.

Están formadas por una lámina de forma cilíndrica, llamada mariposa, colocada sobre un eje que atraviesa perpendicularmente y por el centro el conducto de admisión. Esto permite a la mariposa bascular desde una posición prácticamente perpendicular a la dirección del fluido en la que no permite el paso del mismo hasta colocarse paralela a él, restringiendo lo menos posible su circulación.

Este tipo de válvulas presentan una limitación estimable, ya que por su configuración siempre presentan algún tipo de restricción al paso del aire por el conducto de admisión, aunque por otro lado su configuración le confiere a cargas parciales una elevada turbulencia que mejora el proceso de homogeneización y de combustión homogénea.

El concepto de válvula de mariposa ofrece un problema cuando el caudal a regular es elevado, ya que todo el fluido motor debe ser estrangulado por una válvula de mariposa, lo que dificulta la linealidad del caudal con respecto del accionamiento, lo que conlleva problemas de sensibilidad de regulación a cargas parciales.

En estas circunstancias, es común subdividir la mariposa en función de la arquitectura del motor, por ejemplo, utilizando dos en un motor en "V", una para cada bancada, o utilizando una válvula de mariposa de doble cuerpo, en la que al principio de la abertura únicamente se abre un conducto estrecho y al finalizar la abertura del mismo se inicia la abertura de un segundo conducto, de modo que pueda pasar la totalidad del caudal necesario (Fig. 7.25 y 7.26).



Fig. 7.24 Válvula de mariposa de un motor de automoción con accionamiento mediante motor



Fig. 7.25 Válvula de mariposa manual de doble cuerpo en posición de abertura a carga parcial



Fig. 7.26 Válvula de mariposa manual de doble cuerpo en posición de abertura a carga total

Las válvulas de guillotina (Fig. 7.27) destacan por su simplicidad constructiva y su poco peso. Se componen simplemente de una plancha con unos agujeros del mismo tamaño que los conductos de admisión, la cual se desplaza cubriendo total o parcialmente el conducto de admisión. Son válvulas muy sencillas de fabricar y que presentan un óptimo comportamiento a cargas totales al no presentar ningún tipo de restricción al paso del aire en estas condiciones, pero que sin embargo no tienen una respuesta tan favorable trabajando a cargas parciales. Se emplean sobre todo en competiciones en circuitos cerrados donde el motor trabaja la mayor parte del tiempo (del orden de un 60%) en condiciones de carga total.

Actualmente y debido al gran espacio que ocupan, están cayendo en desuso. A continuación se muestra un esquema de una válvula de guillotina:



Fig. 7.27 Válvula de mariposa manual de doble cuerpo en posición de abertura a carga total

Las válvulas de diafragma son en cierto modo la combinación perfecta entre las de mariposa y las de guillotina. Su estructura es muy parecida al diafragma de una cámara de fotografía. No presentan la restricción al paso del aire en cargas totales de las primeras ni el comportamiento desfavorable de las segundas a cargas parciales, sin embargo son de fabricación muy compleja y costosa y no resisten ni vibraciones ni sacudidas excesivas, por lo que su aplicación se ha visto restringida a vehículos de altísimo rendimiento destinados a competiciones en circuito cerrado y con un firme completamente liso. Además, su accionamiento y medición de posición de abertura son complicados, por lo que es un sistema poco usado, aunque proporcione uno de los mejores rendimientos de las opciones aquí expuestas.

7.3.5 Sistema de admisión variable

El dimensionado de un sistema de admisión solo puede ser óptimo para un cierto punto de funcionamiento, mientras que para otros puede llegar a ser incluso perjudicial.

Para intentar paliar estos efectos negativos en ciertos regímenes de funcionamiento se han desarrollado modelos de admisiones más o menos complejos que se adaptan de una u otra forma a las cambiantes necesidades de los motores en función de las órdenes recibidas por la centralita electrónica. Son lo que se conocen como *sistemas de admisión variables*.

Los sistemas de admisión variable inciden en los apartados expuestos con anterioridad, en especial a los conductos o colectores de admisión y se complementan con los sistemas de distribución variables, en los que se consigue la variación, en función de las condiciones de funcionamiento del motor, de los ángulos de abertura y cierre de las válvulas.

Se emplean esencialmente dos tipologías:

- Sistemas de admisión de longitud variable
- Sistemas de resonadores variables

En el caso de sistemas de admisión variables, el método empleado por la mayoría de fabricantes consiste en dos conductos de admisión de distintas características (longitud y diámetro básicamente) para alimentar cada cilindro o un grupo de ellos. Estos conductos aspiran el aire a su vez de un cámara de remanso que hace las funciones de espacio abierto o incluso de cámara de resonancia de Helmholtz, según su diseño.

Una variante de esta concepción radica en un conducto de admisión en forma de espiral que aspira de la caja de filtro o de remanso, de modo que una compuerta permite realizar un *by-pass* del fluido del interior de la espiral a la exterior, permitiendo ofrecer dos longitudes de conducto diferenciadas (Fig. 7.28 y 7.29).

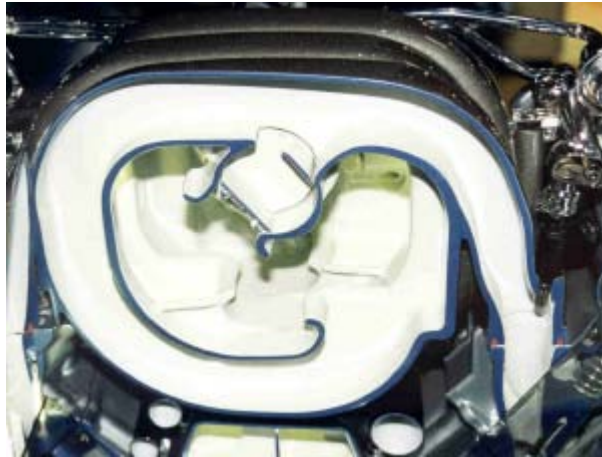


Fig. 7.28 Conducto de admisión variable en posición de conducto largo

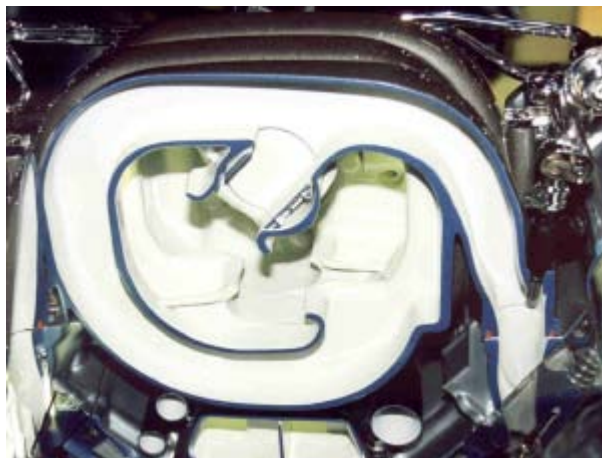


Fig. 7.29 Conducto de admisión variable en posición de conducto corto

En el caso de los resonadores la metodología para conseguir un sistema de admisión variable consiste sencillamente en dos sistemas de resonadores independientes en el motor que puedan conectarse a voluntad. De esta forma se incrementa o disminuye el volumen del sistema resonador variando la frecuencia propia del mismo.

De esta forma, la centralita electrónica del motor puede abrir o cerrar la válvula que conecta ambos resonadores, adaptando la frecuencia de resonancia de los mismos al régimen de funcionamiento del motor.

7.4 Condicionantes del proceso de admisión de funcionamiento

Los condicionantes del proceso de admisión asociados al funcionamiento del motor son esencialmente dos, el régimen de giro y el grado de carga en los motores MEP, y en este mismo tipo de motores, en función del tipo y situación de la aportación de combustible el dosado y el estado de pulverización y homogeneización del combustible.

El régimen de giro es posiblemente el parámetro que más influencia tiene con relación al rendimiento volumétrico dentro de todos los que se incluyen dentro de los factores de funcionamiento. El rendimiento volumétrico de un motor aumenta ligeramente con las revoluciones del motor hasta que se invierte la tendencia y este empieza a disminuir rápidamente, debido a que el aumento de las velocidades de circulación del fluido conlleva un aumento de las pérdidas por fricción del proceso.

El menor rendimiento a bajas revoluciones tiene su explicación en los calados de distribución poco adecuados para velocidades moderadas, mientras que a altas velocidades entran en juego factores fluidodinámicos que serán más ampliamente tratados en apartados posteriores.

En definitiva, el sistema de admisión se optimiza para que ofrezca el par motor máximo en un determinado régimen de giro; en esta situación, si puede suponerse un avance óptimo en cada punto de funcionamiento del motor, la tendencia es que el máximo par puede explicarse porque hay un máximo rendimiento volumétrico en estas condiciones de funcionamiento.

Al desplazarse de este régimen de giro, en el que se establece el par máximo, la tendencia será la de disminuir el rendimiento volumétrico tanto aumentándolo como disminuyéndolo.

El siguiente aspecto importante es el grado de admisión, ya que la estrangulación introducida para disminuir el par que genera un determinado motor para adaptar la velocidad de régimen de giro del motor a una determinada aplicación, por ejemplo, regular el acelerador para conseguir una determinada velocidad de un vehículo, provoca en los motores MEP la introducción de una pérdida de carga en el sistema de admisión, que conlleva una disminución de la presión de llenado de los cilindros y en consecuencia una disminución del rendimiento volumétrico.

Esta reducción del rendimiento volumétrico para conseguir la reducción de prestaciones de un motor MEP tiene asociada un incremento del trabajo de bombeo que caracteriza la fase abierta del motor, lo que conlleva un incremento de las pérdidas mecánicas del conjunto, que conllevará, de forma conjunta con la disminución del trabajo generado del motor, una reducción importante del rendimiento efectivo de este tipo de motores a cargas parciales.

Otro de los factores que adquiere una elevada importancia en relación al rendimiento volumétrico son las condiciones en las que se encuentre el fluido de admisión. La temperatura y humedad relativa del aire de admisión pueden variar la densidad del aire y la concentración de O₂ presente en el mismo de forma que alteren el rendimiento volumétrico.

Por otra parte, hay que tener en cuenta que el sistema de admisión se encuentra a una cierta temperatura incrementando a su vez la temperatura del fluido al circular por su interior. Cuando aumenta la temperatura exterior, esta parte del proceso tiende a aproximarse al comportamiento adiabático, al disminuir la diferencia de temperatura entre el fluido y las paredes del colector de admisión siempre más calientes.

El dosado, o relación entre la aportación de combustible estequiométrica y la real, es quizás el factor con menos influencia en lo que se refiere al rendimiento volumétrico de todos los considerados hasta ahora. En los motores de encendido provocado el dosado varía entre el de máximo rendimiento y el de máxima potencia, esto es, entre 0,85 y 1,15 aproximadamente. Esto significa unos márgenes de variación relativamente pequeños, por lo que los distintos factores que influyen sobre el rendimiento volumétrico relacionados con el dosado, como son la temperatura de los gases residuales presentes en el cilindro y el aumento del número de Match por la variación de ϕ quedan compensados entre sí.

En los motores de encendido provocado e inyección indirecta o convencional, de combustible líquido, la presencia del mismo tiene dos efectos contrapuestos respecto al rendimiento volumétrico. Por una parte, el combustible vaporizado ocupa mucho más espacio que en estado líquido, por lo que reduce el espacio disponible para el aire y en consecuencia disminuye el rendimiento volumétrico, y por otra parte, el enfriamiento y la vaporización del combustible aumenta la densidad de la mezcla aumentando en consecuencia el rendimiento volumétrico.

En el balance de estos dos efectos para un combustible líquido, tipo gasolina, hay que tener en cuenta otros factores, como el hecho, que en ciertos casos puede ser aconsejable hasta calentar el colector de admisión para favorecer la vaporización del combustible depositado en las paredes del colector durante los periodos de arrancada y funcionamiento en frío. En estos casos siempre se intenta llegar a una solución de compromiso entre ambas exigencias contrapuestas. Sin embargo, hay que subrayar que en los motores con inyección directa se pueden llegar a mejoras del rendimiento volumétrico por este concepto de hasta el 10%.

7.5 El proceso de escape

El escape es la última parte dentro de la fase abierta del motor, puesto que es el encargado de canalizar los gases resultantes de la combustión hacia el exterior del motor de una manera controlada.

Así pues, en un MACI 4T, al abrir la válvula de escape los gases quemados salen del cilindro a gran velocidad y elevada temperatura a través del conducto de escape de la propia culata o cilindro para pasar después al colector de escape y al propio escape, que puede incorporar un catalizador para reducir la polución y un silenciador para reducir los ruidos.

Desde que se abre la válvula de escape hasta que el pistón alcanza el PMI, el escape es espontáneo, produciéndose una perturbación de presión que circula por el conducto de escape.

Posteriormente comienza la carrera de escape del motor, y es el pistón el que empuja los gases quemados hacia el exterior. Antes de alcanzar el PMS, se abre la válvula de admisión, solapándose con la válvula de escape en el periodo de cruce. Durante este periodo interesa crear una cierta depresión en el cilindro que extraiga los últimos gases residuales y facilite la rápida aceleración de la columna de aire presente en el conducto de admisión. Si no se produce este efecto, la disminución del volumen del cilindro puede empujar los gases de combustión a través también de la válvula de admisión, disminuyendo enormemente el rendimiento volumétrico.

Por consiguiente, el proceso de escape tiene dos funciones claramente diferenciadas; por una parte, evacuar los gases de escape evitando o atenuando las contrapresiones de escape, y por otra, reducir el ruido generado en el proceso. El objetivo de diseño en cualquier tipo de motor no es solo determinar sistemas de escape que no dificulten el flujo del gas, sino que sean capaces de aprovechar las distintas perturbaciones de sobrepresión y depresión que se producen para mejorar el proceso de renovación de la carga.

El análisis del proceso de escape es análogo al del proceso de admisión, pero con las salvedades de la temperatura del fluido y el hecho de que su circulación es más fácil, puesto que inicialmente se encuentra a mayor presión respecto al exterior.

La elevada temperatura a la que se encuentran los gases de escape incide en su velocidad del sonido, que depende aproximadamente de forma lineal con la raíz cuadrada de la temperatura.

Este es uno de los mayores escollos para diseñar correctamente un sistema de escape, puesto que los cálculos deben realizarse suponiendo unas ciertas temperaturas de trabajo del escape para, a su vez, deducir la velocidad a la que se desplazarán las ondas y de esta forma ajustar la longitud de cada tramo a las especificaciones deseadas.

El verdadero problema estriba en el hecho que la temperatura del escape no es solamente función de las condiciones de uso del motor, sino también del punto del mismo en que se mida la mencionada temperatura. Algunos autores sugieren emplear una temperatura media alrededor de 450°C para todo el escape y otros proporcionan fórmulas empíricas para deducirla, pero dado que en el sistema de escape convencional pueden darse diferencias de temperatura de hasta 500°C de un extremo a otro, lo mejor es intentar partir de los datos reales de funcionamiento de algún motor similar.

7.6 Condicionantes del proceso de escape

La estructura del sistema de escape está formada por los siguientes elementos:

- *Sistema de distribución*: El árbol de levas controla la abertura y cierre de la válvulas, de modo que en función del perfil de las mismas se provoca un instante y una velocidad de abertura de las mismas, que acabará condicionando el comportamiento fluidodinámico en función de las condiciones operativas del motor. (El análisis de la influencia del sistema de distribución en el proceso de admisión se realiza en el capítulo 13.)
- *Conducto de escape/Colector de escape*: Son aquellas conducciones que canalizan los productos de la combustión desde el interior del cilindro al conducto de escape
- *Catalizador*: Recinto por el que se hacen pasar los productos de la combustión para que puedan

catalizarse y completarse las reacciones incompletas de la combustión en aquellos motores que así lo requieran.

- *Silenciador*: Elemento específico que reduce el ruido que genera el escape del motor.

7.6.1 Conducto de escape/Colector de escape

En la configuración más sencilla correspondiente a un motor monocilíndrico es evidente que la única alternativa de sistema de escape posible es un conducto de determinada sección y longitud que canalice los gases de escape hacia el exterior.

En el caso de los motores pluricilíndricos, sin embargo, las cosas comienzan a complicarse. Los cilindros del motor descargan en tubos individuales de mayor o menor sección, longitud y con la posibilidad de juntarse en parejas, tríos o agrupaciones superiores. Cada una de estas disposiciones presenta unas características determinadas y es trabajo del diseñador determinar la que le permitirá satisfacer de la mejor manera posible las especificaciones de diseño que se le han impuesto. Hay que destacar que, en general y excepto casos muy específicos, es muy recomendable intentar mantener la máxima igualdad o simetría entre los distintos cilindros (en lo que se refiere a longitudes, secciones y agrupaciones de los tubos de escape).

El motivo de esto es garantizar que todos los cilindros trabajan de forma parecida, ya que en el caso que esto no sucediera se podrían producir desequilibrios en el funcionamiento del motor con consecuencias catastróficas a largo plazo. Teniendo en cuenta todo esto, a continuación se estudian por separado estas distintas posibilidades con sus ventajas y desventajas particularizadas para un motor genérico de 4 cilindros.

En el caso de un motor de cuatro cilindros en línea, los más comunes, se pueden encontrar básicamente cuatro opciones distintas:

- *Escapes individuales*: En este caso el tubo de salida del escape de cada cilindro se prolonga individualmente sin interferir con los demás hasta que los gases salen al exterior. Este sistema tiene la ventaja de que no existe interferencia entre unos cilindros y otros, con lo que el diseño es más sencillo (el problema queda reducido al estudio de un monocilíndrico), pero en cambio se encarece por tener mayor número de conductos, silenciadores, catalizadores... Además, es un sistema muy pesado y poco aconsejado en cualquier circunstancia.
- *Escape en 4-1*: El caso extremo al anterior, puesto que consiste en agrupar todos los colectores en un solo punto. En este caso tenemos una gran facilidad constructiva del sistema como una de las grandes ventajas, así como su ligereza. Este tipo de escapes producen una onda de depresión bastante elevada que suele emplearse para mejorar el llenado a altos regímenes; sin embargo, esto implica una efectividad reducida a regímenes medios y bajos.
- *Escape en 4-2-1*: Este es sin duda el sistema de escape más elaborado de todos. En este tipo de escape se crean dos ondas de depresión de poca intensidad que llegan al cilindro durante el periodo de cruce (en un sistema bien diseñado), lo que proporciona ventajas a medio régimen. Sin embargo, a elevado régimen la segunda onda de depresión llega demasiado tarde, por lo que resulta comparativamente más desventajoso a alto régimen que el 4-1, del orden de un 5-7%. Presenta prácticamente las mismas ventajas que el 4-1 en lo que a peso y espacio se refiere.

- *Escape doble en 2-1*: Posiblemente esta sea la configuración menos usada de las cuatro. Presenta casi los mismos problemas de espacio y peso que el escape individual sin aportar grandes mejoras a ningún régimen.

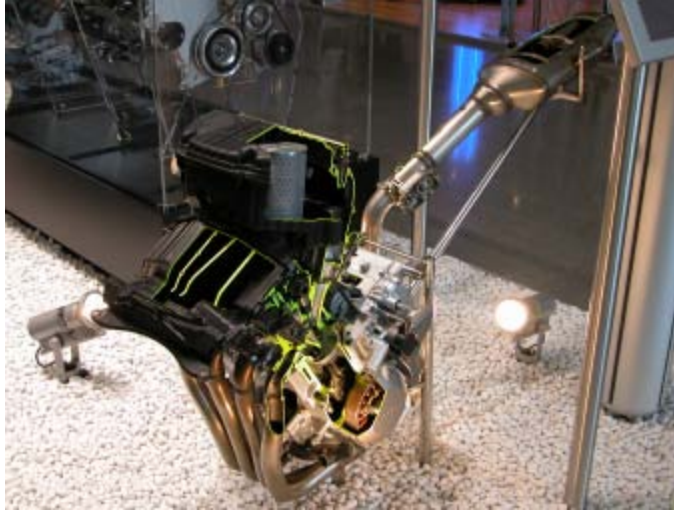


Fig. 7.30 Escape de motocicleta 4-2-1

En el caso de disponer de motores con números impares de cilindros (habitualmente 3 o 5) éstos se suelen agrupar todos a la vez, o sea en configuraciones 3-1 o 5-1, mientras que en el caso de los motores de 6 cilindros, se agrupan de forma general en un doble 3-1, o si no en un 6-2-1.

Por lo que respecta a los motores con configuraciones en V o *boxer*, se aplican las consideraciones antes mencionadas, tratando a cada bancada de cilindros de forma independiente o más raramente combinando cilindros de una y de otra.

Además de la disposición de los conductos, el otro factor determinante para estudiar el comportamiento de un escape es su geometría constructiva, que fundamentalmente se determina mediante los siguientes parámetros:

- *Longitud del tubo de escape*: Como se ha dicho anteriormente, una correcta elección de la longitud de los conductos de escape permite sincronizar las ondas de depresión que se generan con la apertura de las válvulas.
- *Sección del tubo de escape*: La elección de la sección del tubo de escape es un compromiso entre dos tendencias contrapuestas. De su elección depende básicamente la velocidad de los gases de escape que circulan por su interior. Una elevada velocidad implica ondas de más intensidad, por lo que los efectos de succión serán más acusados, pudiendo sin embargo llegar a saturar el conducto en el caso de llegar al índice de Match.
- *Geometría de las ramificaciones*: Este punto finalmente tiene importancia en el sentido que es importante diseñar las intersecciones de forma que obstaculicen lo menos posible el paso de los gases de escape. En caso de hacerlo, se presentarían ondas de retorno de sobrepresión en lugar de depresión.

Tal y como sucedía con el dimensionado de la admisión, para el dimensionado del conducto de escape existen algunas fórmulas deducidas empíricamente que se ajustan de forma más o menos precisa al diseño óptimo deseado.

En primer lugar, recibe el nombre de tubo primario de escape, el tramo del tubo de escape comprendido entre la salida de la culata y la unión con el colector principal (en el caso de los sistemas tipo 4-2-1, se considera tubo primario hasta la última unión en la que confluyen todos los tubos, tal y como se explicará de forma más detallada posteriormente).

El primer paso consiste en determinar el diámetro del tubo primario, que de forma empírica se establece entre un 40% y un 50% mayor que la sección circular del conducto de aspiración (7.28).

$$\varnothing_{ep} = (1,4 \div 1,5) \sqrt{\frac{4 A_c}{p}} \quad (7.28)$$

Siendo \varnothing_{ep} el diámetro del tubo de escape primario por supuesto, y A_c el área del conducto de aspiración definida en el apartado correspondiente de la admisión.

Queda por definir ahora la longitud de este tramo. Teniendo en cuenta de nuevo que las ondas no viajan a la velocidad del sonido en los gases de escape C_{se} (definida de esta forma para evitar confusiones con la velocidad del sonido en condiciones normales) sino que lo hacen a $C_{se} \pm u_s$, el primer punto que hay que determinar es cuál es el valor de u_s en las condiciones de pico de la onda, que son las que interesan.

Aplicando la ley de la conservación de la masa, aunque de forma simplificada, se obtiene que toda la masa considerada en el proceso de admisión será la que saldrá en el proceso de escape.

Así pues, recuperando la expresión 7.23, correspondiente a la velocidad del aire en el conducto de admisión y considerando las diferencias de sección y de temperatura de gases entre la admisión y el escape, se deduce la siguiente expresión 7.29, que permite deducir de forma aproximada la velocidad máxima convencional.

$$u_{ep} = u_c \frac{T_{ep}}{T_a} \frac{A_c}{A_{ep}} = 1,62 \cdot u \frac{S}{A_c} \frac{A_c}{A_{ep}} \frac{T_{ep}}{T_a} = 1,62 \cdot u \frac{S}{A_{ep}} \frac{T_{ep}}{T_a} \quad (7.29)$$

Donde:

- u_c = Velocidad del fluido en el conducto de admisión (m/s)
- u_{ep} = Velocidad del fluido en escape primario (m/s)
- u = Velocidad media del pistón (m/s)
- T_{ep} = Temperatura media en el escape primario (K)
- T_a = Temperatura ambiente (K)
- S = Área del cilindro (mm²)
- A_c = Área del conducto de aspiración (mm²)
- A_{ep} = Área del conducto de escape (mm²)

A partir de este punto, el objetivo es determinar la longitud del escape que permite sincronizar el periodo del mismo con el periodo correspondiente al funcionamiento del motor, de forma que la intensa onda de sobrepresión generada por el violento escape de los gases se refleje volviendo en forma de onda de depresión y ayudando a extraer los últimos gases de escape del cilindro.

Esta onda de depresión debe llegar al cilindro para conseguir la máxima eficacia cuando éste se encuentra en medio del cruce de válvulas, esto es, aproximadamente en PMS.

El ángulo de motor, que nos interesa, por lo tanto, para sincronizarlo con la ida y retorno de la onda, es aquel que va desde el instante de apertura de la válvula de escape hasta el punto medio del cruce de válvula, que de forma aproximada se reduce a $\pi + \theta_{AAE}$ (radianes), siendo por supuesto θ_{AAE} el ángulo de avance de apertura del escape de la distribución. Si definimos ahora ω como la velocidad angular de giro del motor

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} \quad (7.30)$$

entonces el tiempo correspondiente a un periodo motor corresponde a

$$T_m = \frac{\pi + \theta_{AAE}}{\omega} = \frac{\pi}{\omega} \left(1 + \frac{\theta_{AAE}}{\pi} \right) = \frac{30}{n} \left(1 + \frac{\theta_{AAE}}{\pi} \right) \quad (7.31)$$

El período del escape se deduce de modo análogo al método empleado en la admisión:

$$T_{ep} = \frac{L_{ep}}{C_{ss} + u_s} + \frac{L_{ep}}{C_{ss} + u_s} + \frac{L_{ep}}{C_{ss} - u_s} \quad (7.32)$$

Donde el primer término corresponde al periodo necesario para que se produzca el pico de sobrepresión, y los otros dos son por supuesto los correspondientes a la ida y a la vuelta de la onda. Por otra parte, T_{ep} corresponde al periodo del conducto primario de escape y L_{ep} a la longitud del mismo. Sustituyendo ahora el valor de u_s por el deducido en la expresión 7.29 y operando, se obtiene la expresión:

$$T_{ep} = \frac{L_{ep}}{C_{ss}} \frac{3 - 1,62 \frac{u}{C_{ss}} \frac{S}{A_{ep}} \frac{T_{ep}}{T_a}}{1 - \left(1,62 \frac{u}{C_{ss}} \frac{S}{A_{ep}} \frac{T_{ep}}{T_a} \right)^2} \quad (7.33)$$

Finalmente, igualando las expresiones correspondientes al periodo del motor y al periodo del conducto, y operando de forma adecuada, se obtiene la siguiente expresión para la longitud del tramo primario del conducto de escape:

$$L_{ep} = \frac{30 C_{ss}}{n} \left(1 + \frac{\theta_{AAE}}{\pi} \right) \frac{1 - \left(1,62 \frac{u}{C_{ss}} \frac{S}{A_{ep}} \frac{T_{ep}}{T_a} \right)^2}{3 - 1,62 \frac{u}{C_{ss}} \frac{S}{A_{ep}} \frac{T_{ep}}{T_a}} \quad (7.34)$$

El gran problema del diseñador al enfrentarse a estas fórmulas es que no proporcionan un valor en concreto, sino que el resultado obtenido depende de a qué revoluciones se desee optimizar el escape.

En los vehículos convencionales los escapes se dimensionan generalmente para regímenes de funcionamiento comprendidos entre los de par y potencia máximos, mientras que en los vehículos de competición generalmente se diseñan para funcionar de forma óptima a régimen de potencia máxima.

En el caso de desear una configuración de escape tipo 4-2-1, hay que calcular dos longitudes, generalmente correspondientes al funcionamiento a par máximo y a potencia máxima, que serán las correspondientes a una y otra unión medidas ambas desde la salida del motor. Por otra parte, la sección del segundo tramo (el 2-1 o 3-1) generalmente se considera entre el 85% y el 95% de la suma de las áreas de los conductos que confluyen en él.

7.6.2 Silenciadores y catalizadores

Los silenciadores y catalizadores, así como sus reglas de funcionamiento y diseño, constituyen un mundo lo suficientemente complejo como para ser estudiado de forma individual. Sin embargo, por lo que se refiere a la renovación de la carga y al rendimiento volumétrico de los motores, presentan comportamientos y problemáticas parecidas.

Ambos elementos se colocan a lo largo de la línea de escape obstaculizando parcialmente la correcta circulación de gases a través del conducto. Esto implica por supuesto un aumento del trabajo que ha de realizar el motor para evacuar los gases quemados y, por otra parte, al ser elementos que, en mayor o menor medida, dependiendo de su geometría de diseño, conllevan un cambio brusco en la sección del conducto, provocan a su vez reflexiones parciales de las ondas de sobrepresión y de depresión que retornan hacia el motor sin estar sintonizadas con él (o lo que es peor, mal sintonizadas).

Si el sistema de escape considerado consta, o debería constar de un catalizador o de silenciadores intermedios, éstos deberán ser considerados a todos los efectos como resonadores, aplicándoles pues sus mismas reglas de cálculo, ya expuestas anteriormente para el proceso de admisión.

8. La sobrealimentación en MACI

8.1 Introducción

La potencia de un motor alternativo está asociada, en cada punto de funcionamiento del motor, a la cantidad de fluido motor, implicado en el ciclo; así pues, dicha potencia (P_{ef}) podría ser evaluable a través del rendimiento volumétrico (n_v) respecto a unas condiciones de referencia externas, la cantidad de combustible (m_c) que podría llegar a ser introducido, el rendimiento efectivo del motor (h_{ef}) y el régimen de giro del mismo (n).

Dichos conceptos pueden expresarse mediante:

$$P_{ef} = n_v \cdot m_c \cdot h_{ef} \cdot n$$

Siendo m_c

$$m_c = V_{cil} \cdot \rho_a \cdot F \cdot PCI \cdot \frac{1}{k}$$

Donde:

- V_{cil} - Cilindrada
- ρ_a - Densidad del aire
- F - Dosado
- PCI - Poder calorífico inferior del caos
- K - 1 si 2T, 2 si 4T

A continuación se consideran cada uno de los parámetros operativos y geométricos que nos permiten el aumento de prestaciones que supone el aumento de la potencia efectiva. Un aumento de potencia a base de aumentar la cilindrada del motor se puede realizar, bien sea aumentando el número de cilindros o bien sea aumentando el tamaño de los mismos. Es evidente que actuar sobre el número de cilindros supone rediseñar de nuevo el motor, con el consiguiente aumento de coste y de peso, teniendo muy en cuenta que los aumentos de tamaño conllevan un aumento de las pérdidas por resistencias pasivas.

El aumento de la cilindrada unitaria, variando el diámetro puede suponer un debilitamiento de las paredes del cilindro y un aumento de la relación superficie-volumen. Si se aumenta la carrera del pistón, el rediseño es obvio, ya que varía la relación longitud biela/radio manivela. En cualquier caso se provoca un aumento

de coste con el agravante de que un aumento de cilindrada unitaria tiene como consecuencia un aumento de la relación de compresión, si no se toman medidas para evitarlo, lo que implica una modificación de la culata de la cabeza del émbolo.

El aumento del régimen de giro del motor es una solución que comporta una serie de medidas adicionales, ya que el rendimiento mecánico disminuye como consecuencia del aumento de las pérdidas por rozamiento asociadas al aumento de velocidad relativa y el aumento de esfuerzos inerciales, con lo que el sistema de lubricación pierde eficiencia. Por otro lado, el aumento de régimen de giro comporta un rediseño del sistema de admisión y escape, si no quiere perderse rendimiento volumétrico del motor.

Las soluciones necesarias aportadas, que realmente permiten un aumento importante de la potencia en todos los regímenes de funcionamiento, son soluciones complejas y de coste elevado, y además no debe perderse de vista que el aumento de potencia mediante el régimen de giro condiciona el tipo de aplicación, de modo que en un automóvil puede ser necesario modificar la caja de cambios o el grupo final de la transmisión o en motores de generación puede provocar el cambio de alternador.

El siguiente parámetro a modificar hace referencia a la cantidad de combustible introducido, pero en realidad este parámetro depende de la cantidad de aire atrapado, definida por el rendimiento volumétrico y el tipo de combustión a realizar. Para combustión homogénea el dosado relativo se aproxima a la unidad y para combustiones heterogéneas no puede superarse un límite pobre, alrededor 0,7-0,8, por la aparición de humos en el escape.

Por consiguiente, el único parámetro que queda es la modificación de la densidad del aire o mezcla que aspira el motor, de modo que se conseguirá atrapar mayor cantidad de fluido motor y asociado a ello se podrá quemar mayor cantidad de combustible por ciclo realizado.

Como consecuencia, se produce un aumento sustancial del trabajo realizado por el ciclo, no se altera el régimen de giro del motor y normalmente se consigue un aumento del rendimiento efectivo al aumentar el trabajo realizado por el ciclo sin provocar un aumento considerable de las pérdidas mecánicas, ni un aumento de peso o costes de fabricación considerables.

Si aumentamos dicha densidad, conseguiremos introducir mayor masa por unidad de volumen, lo cual nos permite quemar mayor cantidad de combustible con el consiguiente aumento de la presión media efectiva. Para ello basta con que comprimamos el aire de admisión y de este modo sobrealimentemos el motor.

El efecto de la sobrealimentación en la potencia entregada por el motor puede verse en un ciclo presión/volumen que se muestra en la figura 8.1, que muestra el ciclo ideal en un motor de cuatro tiempos atmosférico.

El punto 1, que se encuentra a presión atmosférica, indica el inicio de la carrera de compresión cuando el pistón se encuentra en el punto muerto inferior, finalizando en el punto 2. El proceso 2-3 es la parte de la combustión que tiene lugar instantáneamente a volumen constante, en el punto muerto superior. El proceso 3-4 es el resto de la combustión, que ocurre a presión constante, mientras el pistón se está moviendo en el interior del cilindro. 4-5 es la continuación de este proceso de expansión, siguiendo al final de la combustión.

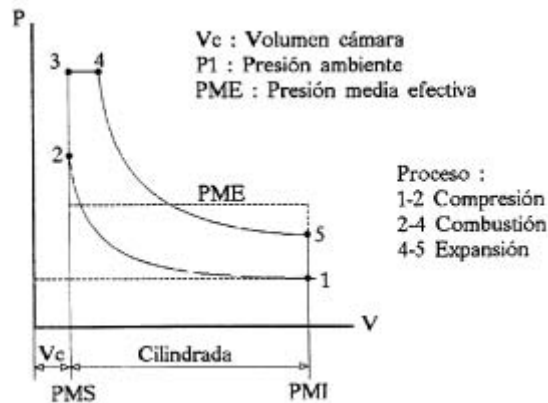


Fig. 8.1 Ciclo ideal MACI atmosférico

En el punto 5 la válvula de escape abre, permitiendo la salida de los gases de escape y la caída de la presión hasta el nivel de la presión ambiente. Los procesos de admisión y escape no se reflejan en el diagrama. El trabajo útil se obtiene durante el proceso 3-4-5, puesto que la presión actuante sobre el pistón es favorable a su movimiento. Esta es la carrera de potencia. Al trabajo útil, debe restársele el trabajo necesario para la compresión del gas en el cilindro, es decir, el proceso 1-2. El trabajo neto obtenido por ciclo, trabajo de expansión menos trabajo de compresión, vendrá dado por el área que engloba el ciclo, o sea, el área 1-2-3-4-5-1.

El proceso descrito tiene lugar en una vuelta del cigüeñal, mientras, para motores de 4T, que los procesos de admisión y escape ocupan una segunda revolución. Así pues, la potencia ofrecida por un motor de cuatro tiempos será el área interior al diagrama, multiplicada por la mitad del régimen de giro del motor.

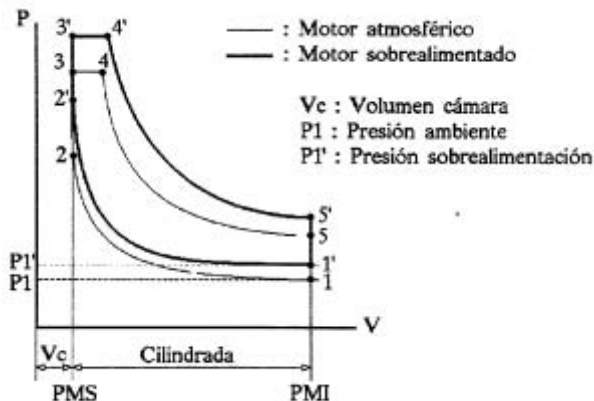


Fig. 8.2 Ciclo ideal de un MACI atmosférico y sobrealimentado

La figura 8.2 compara los ciclos ideales de un motor aspirado y de otro sobrealimentado. El ciclo sobrealimentado comienza a mayor presión y densidad en el punto 1'. Puede quemarse mayor cantidad de combustible en 2'-4', porque ahora hay más aire disponible, ya que la densidad ha aumentado.

Destaca que el motor sobrealimentado tiene una potencia mayor, y que la presión máxima también es mayor. A menos que el motor esté diseñado para ser sobrealimentado, la elevada presión máxima no es aceptable, ya que el motor no soportaría las elevadas tensiones intrínsecas a ello. Pero reduciendo la relación de compresión, el volumen de la cámara de combustión (V_c) aumenta, y la presión máxima disminuye.

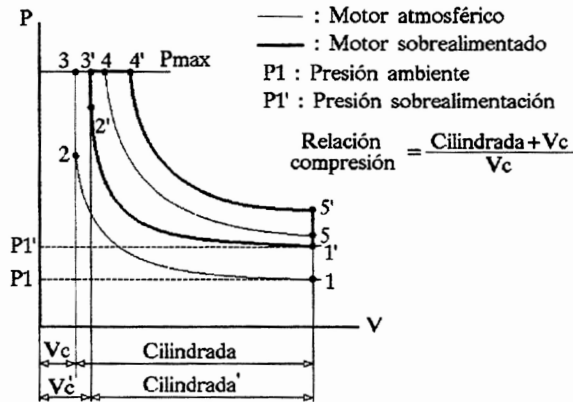


Fig. 8.3 Ciclo ideal de un MACI atmosférico y sobrealimentado con igual presión máxima

Si esta relación de compresión es escogida adecuadamente, la presión máxima en el motor sobrealimentado puede igualarse con la del motor atmosférico, y la potencia del primer motor seguirá siendo mayor, como puede observarse en la figura 8.3.

Al considerar la potencia obtenida como producto del área del diagrama P-V y del régimen del motor, se ha ignorado el hecho de que no se puede transferir toda esta potencia al cigüeñal. Parte de ella se perderá por las resistencias pasivas. Esto debe de ser restado de la potencia del diagrama indicado visto anteriormente.

Además, para poder obtener una mayor densidad del aire en el punto 1', debe realizarse trabajo para comprimir el aire ambiente hasta la presión de sobrealimentación en ese punto, energía que aportan los gases de escape en el caso de un turbocompresor centrífugo, o energía que debe restarse a la potencia del diagrama indicado en el caso de tener un compresor volumétrico accionado por el cigüeñal.

Los compresores volumétricos pueden ser de tipo rotativo o de tipo alternativo de pistón. En cualquier caso, son compresores accionados por el motor, con lo cual hay una pérdida en la potencia efectiva del motor.

La transmisión del movimiento se realiza mediante un acoplamiento de correa o mediante engranajes. Los de tipo rotativo suelen ser de lóbulos (tipo Roots) o de paletas (tipos Zoller, Cozette, etc.). En estos compresores el rotor crea un aumento de volumen a la entrada, generando una depresión que aspira el aire exterior. A la salida el volumen disminuye, expulsando el aire a presión. Un ejemplo de este tipo de compresores se ofrece en la figura 8.4, empleado por la firma Mercedes en sus modelos Kompessor.



Fig. 8.4 Compressor volumétrico empleado por la firma Mercedes en sus modelos Kompressor

Dentro de esta familia de compresores se encuentra el compresor G, empleado por la firma Volkswagen, el cual se diferencia de los tipos anteriores por no incorporar elementos en rotación para conseguir la compresión del aire. Se caracteriza por un elemento desplazable dispuesto excéntricamente con estructura en espiral a ambos lados, que da lugar, junto con las paredes de la carcasa, también en espiral, a cámaras de volumen variable, como se muestra en las figura 8.5.

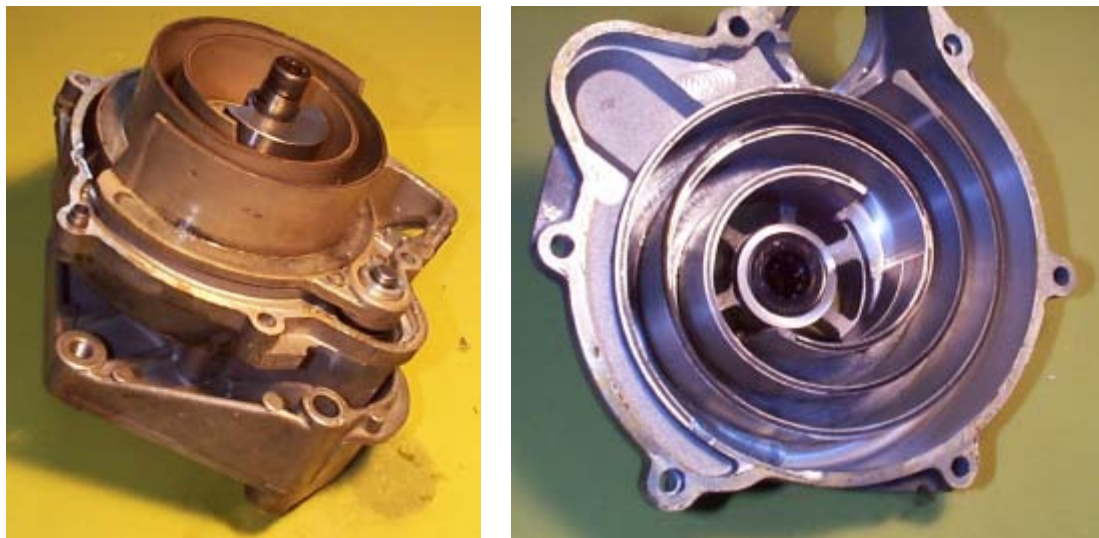


Fig. 8.5 Compressor volumétrico G empleado por la firma Volkswagen

El compresor alternativo de pistón se emplea con frecuencia como bomba de barrido, para grandes y medianos motores de dos tiempos Diesel. Es un compresor que puede proporcionar un cierto grado de sobrealimentación, pero que, considerando su elevado volumen, dificulta su ubicación en el motor.

El otro grupo de compresores son los compresores centrífugos (Fig. 8.6), los cuales actúan como una bomba centrífuga. Bajo el efecto de la fuerza centrífuga originada por la velocidad de giro del rodete, el aire es expulsado hacia la periferia de la rueda, lo cual crea una depresión en su centro provocando una aspiración de aire. El aire que abandona el rodete pasa por un difusor y es recogido en una voluta que desemboca en el colector de admisión. Así como en los compresores volumétricos, el flujo de aire es proporcional al régimen de rotación y pueden proporcionar una sobrepresión de alimentación de 0.6 a 0.8 bar para regímenes de 5000 a 6000 rpm, los compresores centrífugos precisan velocidades muy elevadas, que pueden llegar a ser superiores a las 100000 rpm, en función de su tamaño.



Fig. 8.6 Compresor centrífugo



Fig. 8.7 Turbina centrífuga

La dificultad de accionamiento de estos compresores por su elevado régimen de giro permite su acoplamiento a una turbina centrífuga (Fig. 8.7), que accionada por los gases de escape mueve el compresor centrífugo montado sobre su mismo eje, constituyendo un conjunto denominado *turbocompresor*.

8.2 Compresor centrífugo accionado por turbina centrífuga. Grupo turbocompresor

El grupo turbocompresor está compuesto por tres partes: la turbina, el compresor y el cojinete central, tal y como se ofrece en la figura 8.8 y figura 8.9. La turbina debe soportar temperaturas del orden de los 900°C o superiores. De aquí que sus componentes se fabriquen en materiales de alta resistencia térmica y mecánica.



Fig. 8.8 Grupo turbocompresor



Fig. 8.9 Elementos del grupo turbocompresor

En la carcasa de la turbina se emplean, generalmente, fundiciones especiales con un contenido en Ni del 20 al 30% (tipo Niresist) con el objeto de resistir las altas temperaturas y evitar el estallido.

El rotor, que está altamente solicitado mecánicamente, se fabrica con aleaciones de alto contenido en Ni (p.e. Inconel: Ni 80% Cr 14% Fe 6%) o se emplean materiales cerámicos que añaden a sus excelentes propiedades térmicas y mecánicas un bajo peso específico.

El compresor, al no estar sometido a problemas térmicos, se fabrica, tanto la carcasa como el rodete, con aleaciones de aluminio. En cuanto al montaje sobre el eje, el rotor de la turbina va soldado por fricción, mientras que el rodete del compresor va bloqueado mediante una tuerca.

El cojinete central soporta al eje mediante dos cojinetes hidrodinámicos. Estos cojinetes, fabricados en bronce con un recubrimiento de estaño o aluminio, poseen una holgura radial de 50 a 100 micras, lo que permite la interposición de una película de aceite entre estos elementos y el eje.

El aceite de lubricación de los cojinetes es el responsable de la evacuación del calor de la turbina, por ello se necesita un elevado caudal de aceite en el cojinete central (del orden de los 10 l/min). Este aceite procede del mismo circuito del motor, haciéndose una derivación del mismo a la salida del filtro y retornando al cárter después de circular por el turbocompresor.

Una pantalla térmica situada detrás de la rueda de la turbina, un segmento de fundición en el lado turbina a efectos de asegurar la hermeticidad, un segmento de fundición o una junta de carbono con el mismo fin en el lado del compresor y un tope axial completan el conjunto del grupo turbocompresor.

8.2.1 Descripción del compresor centrífugo

El compresor centrífugo está formado por los siguientes componentes :

- Tobera de entrada 0-1
- Rodete 1-2
- Difusor 2-3
- Voluta 4

Estos componentes se muestran en la figura 8.10.

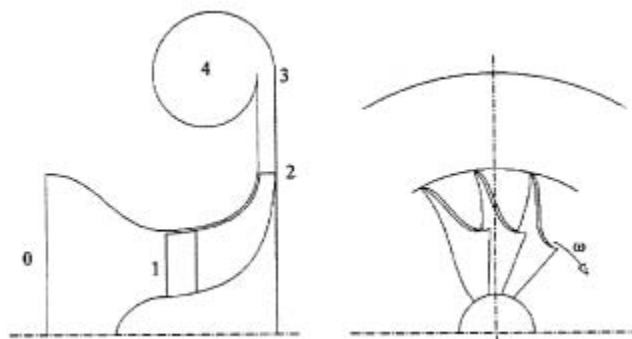


Fig. 8.10 Sección del compresor

En esta figura se observa que la tobera de entrada (0) simplemente dirige el flujo de aire hacia el inductor del rodete (1), el cual es la parte frontal de los álabes en la entrada de dicho rodete, y cuya misión es imprimir al aire un movimiento de rotación. Puesto que la velocidad del aire debe aumentar según se acerca al rodete, su presión estática disminuirá en consonancia. El aire abandona el rodete por su diámetro exterior (2) con una velocidad elevada. La transferencia de energía tiene lugar por tanto en el rodete, y la presión estática del aire aumenta desde el inductor hasta la punta del rodete debido a la aceleración centrípeta. A continuación, el difusor convierte la elevada velocidad en presión (3). Por último, el aire es recogido por una voluta (4), que normalmente sólo ejerce la labor de transporte, aunque a veces también puede existir difusión en ella, la cual desemboca en el colector de admisión del motor.

Para aumentar el rendimiento del compresor, pueden montarse directrices de entrada para orientar al aire antes de la entrada en el rodete, y también en el difusor, lo cual disminuye las dimensiones exteriores de este último. Pero ambas soluciones son costosas y en general sólo son recomendables en aquellas aplicaciones en que se requieran flujos máxicos muy elevados (grandes motores de automoción o instalaciones estacionarias).

La contribución de cada componente del compresor, en el aumento de la presión, se muestra en la figura 8.11.

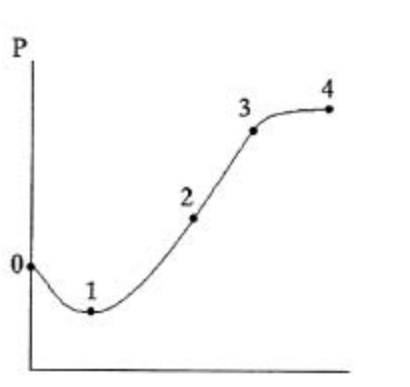


Fig. 8.11 Evolución de la presión en el interior del compresor

8.2.2 Descripción de la turbina radial

La turbina radial tiene una apariencia similar al compresor centrífugo, pero en este caso, el flujo de gases entra radialmente en la turbomáquina y sale de ésta axialmente. Los gases que circulan por la turbina son los gases quemados provenientes de la combustión en el motor, los cuales son expulsados en unas condiciones de elevada velocidad, presión y temperatura. En la turbina estos gases se expansionan produciendo trabajo y son finalmente expulsados con la menor cantidad de energía residual posible.

Existen dos sistemas de funcionamiento:

- Funcionamiento por pulsos
- Funcionamiento a presión constante

En el primero la turbina ejerce su labor aprovechando la energía dinámica de los impulsos, llevándolos por conductos estrechos y cortos hasta entradas separadas de la turbina, para evitar de este modo que se

mezclen los impulsos demasiado cercanos. En este caso, cada conducto alimenta una sección de la turbina, la cual recibe el impulso mientras el resto cortocircuita las dos caras del rodete.

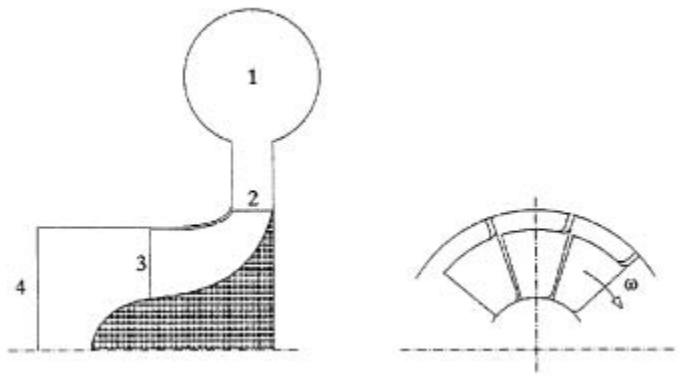


Fig. 8.12 Sección de la turbina

En el segundo sistema, las ondas de presión se solapan y se transportan por un conducto único, de tal forma que se puede considerar una presión de entrada constante. Se estudia el segundo caso, que posee mayores ventajas.

En cuanto a los componentes internos de una turbina radial, ésta consta de una voluta de entrada (1), un espacio en forma de anillo que separa la voluta del rodete similar al difusor del compresor (2) y el rotor (2-3), tal y como se indica en la figura 8.12.

Para aplicaciones en turbinas de grandes turbocompresores, se dispone un anillo de directrices antes de la entrada al rodete, que ejercen un mejor guiado de los gases. Por el contrario, las volutas sin directrices son más flexibles en su funcionamiento con respecto al flujo másico de gases, penalizando en eficiencia, pero reduciendo también el coste de la voluta.

En ambos casos, la función de la voluta es conducir los gases uniformemente hacia el rodete. En el espacio superior al rodete, los gases se aceleran aumentando su energía cinética y disminuyendo su presión. Una vez entran en el rodete, estos gases transfieren energía hasta un mínimo de energía cinética a la salida. Sobre el de calificativo de «radial» dado a las turbinas, éste se debe a que el extremo de los álabes acaba radialmente. La razón por la cual se adopta esta disposición geométrica es que el rotor gira a elevadas velocidades (al igual que el rotor del compresor), y además los gases que circulan por él lo hacen con unas temperaturas muy elevadas, todo lo cual comporta que sea necesaria una gran resistencia estructural. Con los álabes radiales, las fibras del material que forman el rodete pueden disponerse radialmente y esto mejora su resistencia a las elevadas tensiones radiales que tienen lugar.

8.3 Comparación entre el compresor volumétrico y el centrífugo

En este apartado se analizan las ventajas e inconvenientes que presentan estos dos equipos, bajo diferentes aspectos tanto de funcionamiento como de instalación y prestaciones.

Ya se ha comentado el claro aprovechamiento energético de los gases de escape que se obtiene sobrealimentando con un turbocompresor. Ahora bien, siempre se ha de analizar, en cada caso particular, las demás ventajas que aporta el compresor volumétrico, pues, pueden compensar ese consumo de potencia efectiva, que en algunos casos llega a ser del orden del 18%.

Una posible ventaja del compresor volumétrico, en este aspecto, es la posibilidad de ser embragado, lo cual permitiría su desacoplamiento en aquellas condiciones de funcionamiento del motor en las que no se requiera una sobrealimentación.

En cuanto a las dimensiones y su instalación, el turbocompresor presenta a la hora de su instalación, sobre todo en motores destinados a turismos, una gran facilidad de montaje. La ausencia de transmisión mecánica con el motor permite una gran libertad de ubicación, cosa que no ocurre con el compresor volumétrico.

Sin embargo, hay que tener en cuenta que la longitud de los manguitos de conexión debe ser lo más corta posible para evitar posibles pérdidas de carga. En cuanto a dimensión y peso, el turbocompresor aventaja claramente al compresor volumétrico, con un ahorro en estos parámetros del orden del 60% o superior en las últimas generaciones de turbocompresores.

El siguiente aspecto a considerar es el que se conoce como *tiempo de respuesta*, que podría definirse como el tiempo que el sistema de sobrealimentación tarda en conseguir las condiciones estacionarias a partir de un transitorio.

Es en esta cuestión, en donde el compresor volumétrico aventaja totalmente al turbocompresor. El hecho de ser accionado directamente por el motor permite que desde el instante del arranque el compresor empiece a actuar, cosa que como sabemos, no ocurre con el turbocompresor, ya que hasta que no se alcanza un determinado régimen del motor, este grupo no es efectivo.

Por este motivo cuando se hace referencia a los motores sobrealimentados mediante un grupo turbocompresor, se diferencian dos fases de funcionamiento: una fase atmosférica y una fase sobrealimentada.

Para llegar a la fase sobrealimentada el turbo debe haber alcanzado cierto régimen, unas 20000 rpm según tipos, que se denomina régimen de enganche y que corresponde a un régimen ya elevado del motor, del orden de las 2000 a 3000 rpm, valores para motores de automoción de automóviles. El tiempo que transcurre hasta que no se alcanza dicho régimen, es el que se denomina tiempo de respuesta o tiempo de enganche. A regímenes del motor más bajos, el turbo posee un régimen muy reducido que se denomina de vigilancia.

Esta es la razón por la que a bajas cargas el compresor volumétrico presenta una buena respuesta mientras que el turbocompresor no puede dar respuesta en esa situación. En general, por tanto, el régimen de giro del compresor volumétrico será bajo.

No obstante, y sólo para competición, existen trucos para que el "turbo" no caiga y se mantenga en la zona de enganche; se trata de hacer caer la potencia del motor sin perder flujo de gases a base de retrasar extraordinariamente el encendido; después, cuando nuevamente se requiere potencia, basta con restituir el avance de encendido a su posición normal y la punta de potencia aparecerá de inmediato, dado que el turbo ha estado siempre "cebado". Claro que estos motores de ciclo OHO sin mariposa y con el pedal del acelerador "conectado" al sistema de avance de encendido, suelen durar una o dos carreras lo sumo, dadas las condiciones térmicas extremas a las que se le somete.

El siguiente aspecto a analizar es la temperatura de trabajo. El compresor volumétrico solo trabaja con el aire ambiente, por tanto y en principio, no presenta problemas por trabajar siempre con altas temperaturas. Sin embargo, cuando se cambia de plena carga a retención, las temperaturas se elevan mucho.

También se deberá tener en cuenta, en este aspecto, que para algunos tipos de compresores volumétricos, los elevados rozamientos internos se traducen en un aumento de la temperatura interna.

El turbocompresor presenta una clara desventaja al trabajar con los gases de escape. Esto conlleva no solo a una selección de los materiales constructivos de la turbina y a apantallar esta del compresor, sino también a un control del funcionamiento para evitar sobrepasar los límites térmicos.

La refrigeración del grupo turbocompresor jugará un papel decisivo en el mantenimiento de dichos límites. Por ello, el aceite que baña el cojinete central, aparte de su papel como lubricante, tiene la misión de refrigerar. Esto obliga por una parte, a un caudal de circulación elevado, y por otra a una calidad del aceite también superior, ya que está sometido a una mayor carga de degradación.

En cuanto al nivel de ruido, el compresor volumétrico, por el modo con que realiza la compresión del aire y los componentes que intervienen, resulta ser, en la mayoría de los tipos existentes, muy ruidoso si lo comparamos con el turbocompresor, que podríamos calificar, hasta cierto punto, de silencioso.

Al pasar las ondas de presión por el rodete de la turbina, pierden una parte importante de su energía, con lo que a la salida, se obtiene un nivel de dB inferior al que podemos encontrar en muchos silenciosos de motores atmosféricos. Ahora bien, el paso de los álabes del rodete frente a la salida, da lugar a una pulsación que se traduce en el típico sonido de sirena. Sonido cuya intensidad variará en función del régimen de giro de la turbina.

En el caso de motores destinados a automoción, en donde el régimen de funcionamiento de la turbina es muy variable, se adoptan silenciosos de expansión para amortiguar dicho sonido.

Los problemas de estanquidad en los turbocompresores provienen del aceite que baña de continuo el cojinete central. Si por el compresor solo circula aire, el problema no reviste mayor importancia y se soluciona mediante la acción conjunta de un segmento de fundición y la propia presión del aire.

Ahora bien, si por el compresor circula mezcla aire-gasolina, la problemática puede ser mayor y se debe recurrir a juntas de carbono, que dan una buena hermeticidad pero presentan mayor rozamiento, lo que incrementa el tiempo de respuesta del grupo.

En los compresores volumétricos la pérdida de estanquidad supone una pérdida de caudal de aire a suministrar. Estas pérdidas se producen, por una parte, por a las holguras existentes, entre los propios elementos rotativos, y entre éstos y la carcasa, ya que no existe contacto entre ellos. Y por otra parte, por el fenómeno de aplastamiento-choque que sufre la masa de aire, que además supone un estrangulamiento importante de dicha masa de aire.

Estas holguras deben ser lo más pequeñas posibles, para así reducir las pérdidas de estanquidad y garantizar un buen rendimiento, debiendo variar muy poco frente a la temperatura y a las cargas mecánicas. Su dimensión ha de estar muy ajustada, ya que si son demasiado pequeñas se podría agarrotar el compresor.

En la tabla 8.1 se reflejan las ventajas e inconvenientes más significativos de los dos tipos de sobrealimentación comentados.

Tabla 8.1 Análisis comparativo turbocompresor - compresor volumétrico

ANÁLISIS COMPARATIVO		
Tipo	Ventajas	Inconvenientes
TURBOCOMPRESOR	Reducido tamaño y peso	Tiempo de respuesta
	Facilidad de montaje	Problemas de temperatura
	No estrangula paso aire	Engrase delicado
	No consume potencia	Bajo rendimiento a bajas cargas
	Silencioso	
COMPRESOR VOLUMÉTRICO	Baja temperatura conjunto	Ruidoso
	Trabaja a pequeñas cargas	Mayor tamaño y peso
	No hay problema engrase	Problemas de montaje
	No hay tiempo de respuesta	Consume potencia
	Posibilidad de embragado	Estanquidad compleja
	Baja velocidad de giro	Problemas por cambio T

8.4 Elección del grupo turbocompresor. Acoplamiento

La elección del turbocompresor debe realizarse de acuerdo con las condiciones de caudal de aire, presiones y rendimientos previstos para el motor objeto de la sobrealimentación.

Esta elección debe realizarse porque el compresor dispone de unos límites determinados de funcionamiento y el motor debe trabajar dentro de estos límites, por lo que el acoplamiento entre ambos exige una selección teórica previa y un posterior ajuste en banco de pruebas.

Describiremos a continuación el procedimiento simplificado a seguir para la elección del grupo turbocompresor. Para ello y en primer lugar debe disponerse de las gráficas del fabricante en las que van agrupados los grupos por familias.

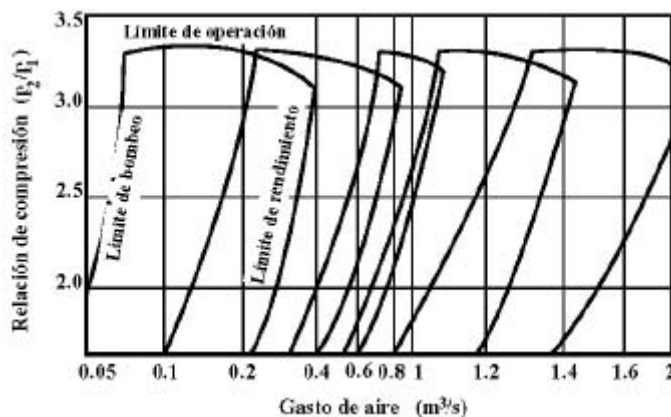


Fig. 8.13 Familia de compresores

Cada grupo viene representado por el área de trabajo disponible del compresor, área que está limitada por los siguientes parámetros:

- *Límite de operación*, o velocidad máxima que puede alcanzar el grupo, es decir el límite de estallido por centrifugación
- *Límite de rendimiento*, o rendimiento mínimo isentrópico del compresor
- *Límite de bombeo*, o límite de funcionamiento estable

Respecto al límite de bombeo, para bajos caudales la demanda de potencia de bombeo es inferior, pero el aumento de las pérdidas es mayor, y el resultado es un funcionamiento totalmente inestable, de aquí que se deba evitar el funcionamiento en esa zona o a la izquierda de la misma.

Entrando en la figura 8.13 con el caudal, se puede definir que grupo interesa en función de la presión de bombeo que se haya preestablecido, y considerando que los máximos rendimientos se encuentran relativamente próximos al límite de bombeo.

Determinado el grupo, y en el mapa de operación del compresor escogido, en la figura 8.14, se comprueba la posición del punto de funcionamiento; en principio se toma el de potencia máxima del motor. Observando que dicho punto esté: suficientemente alejado del límite de operación, en una zona de rendimiento elevado y a una prudente distancia del límite de bombeo.

El siguiente paso es realizar el acoplamiento con el motor; para ello se dibujan sobre el mapa de operación del compresor las siguientes curvas características:

- Las curvas características de régimen constante, que nos dan para un régimen del motor, el caudal de aire necesario
- Las curvas de presión media efectiva constante

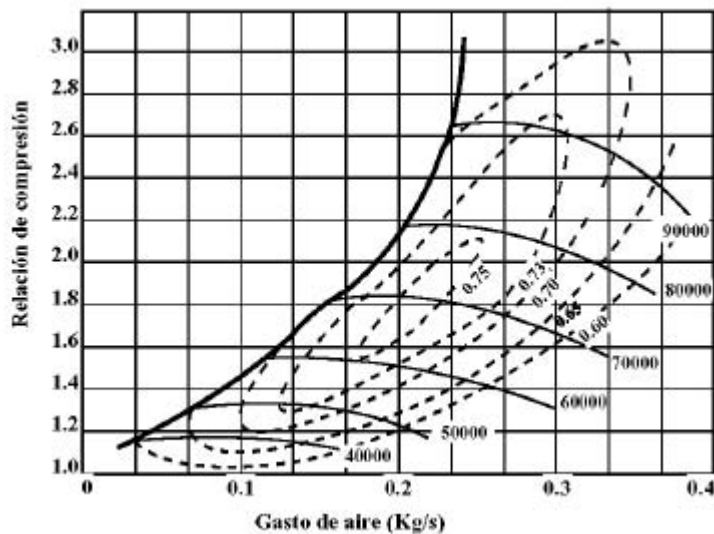


Fig. 8.14 Mapa de operación del compresor

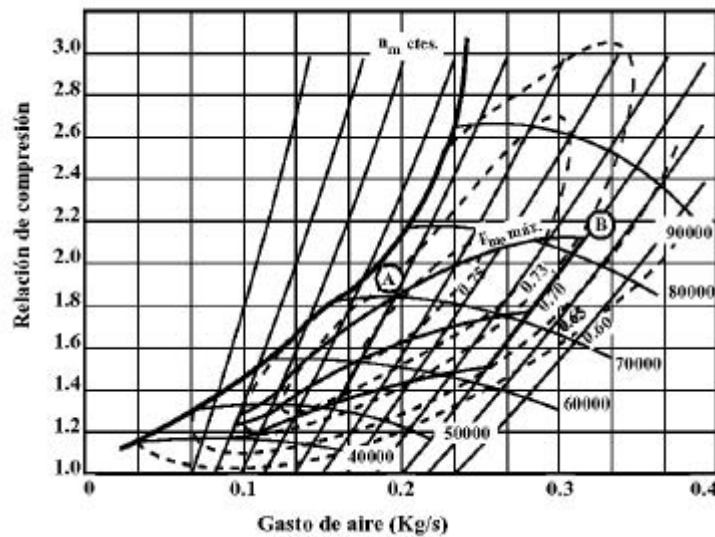


Fig. 8.15 Acoplamiento

Superpuestas estas gráficas de operación del motor, tal y como se observa en la figura 8.15, se pasa a resituarse el punto inicial de funcionamiento a potencia máxima. Se entra con el valor del caudal de aire siguiendo la correspondiente curva de régimen del motor, hasta que dicha curva corte a la curva de presión media efectiva máxima.

Este será el punto de funcionamiento a máximo régimen (punto B) y máxima presión media, pero el punto que más nos interesa en el acoplamiento es el de máxima presión media, pero con la mínima velocidad de régimen usual (punto A), es decir, el punto de máximo par a régimen bajo. El nuevo punto hallado deberá situarse en la zona de máximo rendimiento con suficiente margen respecto al límite de operación, y al de bombeo, para que en caso de disminución de la densidad del aire, el grupo pueda operar en condiciones, aunque el punto de máxima potencia quede en una zona peor.

Así mismo se ha de comprobar que ningún punto de la zona de trabajo del motor quede a la izquierda del límite de bombeo.

Si se han de reajustar ligeramente los puntos mencionados para optimizar el acoplamiento, se actuará sobre la sección de la tobera de la turbina. Un aumento de esta sección nos desplaza las escalas a la izquierda y hacia arriba, con lo que los puntos antes hallados se sitúan en una posición de menor presión de bombeo y mayor caudal en el compresor. El margen de bombeo, entendiéndose por tal la separación entre el punto de funcionamiento a mínimo régimen y máxima presión media y el límite de bombeo, se suele considerar del orden del 10 al 20% del caudal de aire.

No debe olvidarse que disminuciones de la densidad del aire u obstrucciones en el filtro de aire comportarán inmediatamente un aumento de la presión de bombeo, que puede situar el punto de trabajo fuera del límite de funcionamiento estable.

8.5 Análisis de funcionamiento

Cuando se realiza la sobrealimentación debe obtenerse mayor potencia efectiva aumentando la presión media efectiva, pero no por un aumento de la presión máxima, que es la responsable del incremento de las tensiones mecánicas.

En los motores de encendido por compresión, la presión máxima alcanzada en el ciclo depende de la presión al final de la compresión y del tiempo de retraso de la combustión. Obviamente el primer factor aumenta, pero el segundo, si se reduce, puede compensar parcialmente el balance final. En estos motores, cuando son sobrealimentados, debido a que en el instante de la inyección, la presión y la temperatura son mayores que en un motor atmosférico, el tiempo de retraso se reduce, con lo que se obtiene una presión máxima de combustión que, si bien ha experimentado un aumento, proporcionalmente es inferior al experimentado por la presión media efectiva.

La relación de compresión en motores Diesel es alta, por lo que al sobrealimentar, se hace casi siempre necesario una reducción de la misma, ya que esta relación afecta directamente en la presión máxima final. Sin embargo, la reducción de la relación de compresión tiene un límite, impuesto en la sobrealimentación mediante turbocompresor, y es el hecho de que en el arranque, por ausencia de gases de escape, el grupo sobrealimentador no es efectivo, con lo que la relación de compresión ha de tener el valor mínimo que nos permita el arranque del motor.

En los motores de encendido provocado, la presión máxima aumenta notablemente cuando son sobrealimentados, lo que puede conducir a la detonación. Consecuencia de ello es la necesidad de reducir la relación de compresión (Fig. 8.16), y en algunos casos, la de refrigerar el aire después del compresor, medida esta última que también se adopta para motores de encendido por compresión, ya que disminuye la temperatura de trabajo en la cámara de combustión.

Analizando el estado de tensiones originado por la sobrealimentación, se observa que las tensiones térmicas aumentan sensiblemente y, en general, son más críticas que las de tipo mecánico.

Al sobrealimentar, aumentamos el gasto másico por unidad de tiempo y sección, con lo que el coeficiente de película gas-pared también aumenta y, si consideramos la ley de variación de las pérdidas de calor, es evidente que la temperatura en el lado gas aumenta y consecuentemente aumenta la sobrecarga térmica.

El análisis realizado permite considerar que las medidas a adoptar serán variables, dependiendo de las características constructivas y de funcionamiento final del motor, así como del tipo de combustión que presente el motor que se vaya a sobrealimentar.

Si bien ya se ha comentado la necesidad de una reducción de la relación de compresión, o de la refrigeración del aire comprimido, no por ello hay que descartar otras soluciones, como son: un mayor cruce de válvulas y un mayor avance a la abertura de la válvula de escape, que nos alivia las tensiones térmicas y nos permite mejorar el rendimiento de la turbina.

También puede ser necesario reforzar los elementos que componen el tren alternativo, mejorar el material constructivo de válvulas, guías de válvulas, segmentos, mejorar la refrigeración de la culata y los pistones, mejorar la refrigeración del aceite de engrase y adoptar sistemas de detección de la detonación y de actuación para evitarla. No siempre se tienen que adoptar estas medidas, en algunos casos con alguna o

algunas de ellas es suficiente. Tal como ya hemos dicho, se ha de analizar previamente las características del motor.

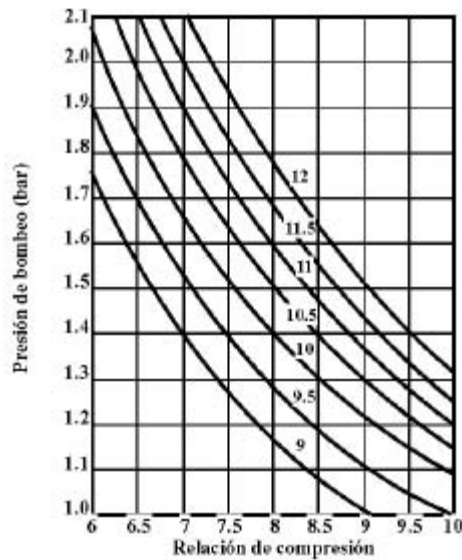


Fig. 8.16 Gráfica para la reducción de la relación de compresión del motor

La combustión detonante causa importantes aumentos de temperatura que afectan directamente a los elementos situados en la cámara de combustión, elementos ya de por sí muy cargados térmicamente.

Esta tendencia a la detonación, que se presenta en los motores de encendido provocado sobrealimentados, puede ser reducida retrasando el punto de encendido. Esta medida sin embargo actúa negativamente sobre otros parámetros, ya que reduce la potencia efectiva, aumenta el consumo específico y la temperatura de los gases de escape.

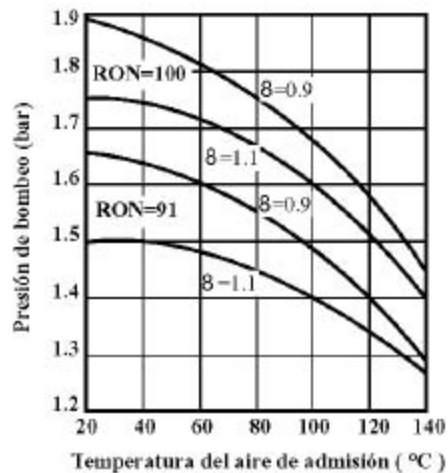


Fig. 8.17 Presión de bombeo respecto temperatura del aire de admisión

La influencia de la temperatura del aire de admisión comprimido es decisiva en este tipo de fenómenos, tal y como puede observarse en las figuras 8.17 y 8.18.

En la figura 8.17, que corresponde a un motor con relación de compresión de 7/1 y a un régimen de 2500 rpm, podemos comprobar la influencia de la temperatura del aire comprimido en la presión de bombeo máxima admisible, de acuerdo con el índice de octano del combustible y el dosado.

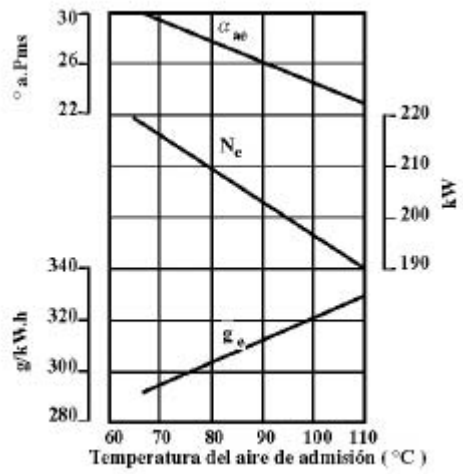


Fig. 8.18 Influencia de la temperatura de admisión

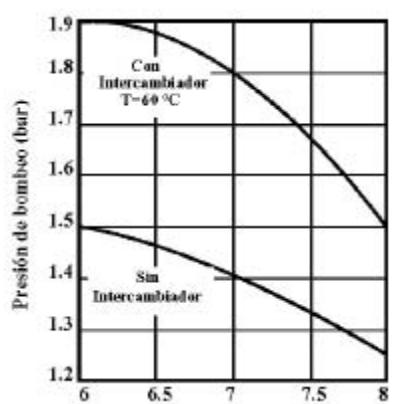


Fig. 8.19 Influencia del intercambiador en la relación de compresión máxima

Tal y como se puede observar, las curvas límites de detonación descienden rápidamente cuando aumenta la temperatura, lo que determina una disminución importante de la presión de bombeo.

En la siguiente gráfica (Fig.8.18), se observa como al retrasar el ángulo de encendido, en función de la temperatura del aire, para así evitar la detonación se produce por contra una disminución en la potencia obtenida y una penalización en el consumo.

Si observamos la figura 8.19 vemos que, para un régimen determinado, las curvas límites de detonación pueden variarse si actuamos sobre la temperatura del aire, y así, si para una relación de compresión del motor de 6/1 la presión máxima de bombeo es de 1.5 bar sin refrigeración del aire de admisión, si refrigeramos ese aire a una temperatura de 60 °C, a 1.5 bar de presión de bombeo, la relación de compresión puede aumentar a 8/1.

La conclusión de cuanto se ha expuesto es que la refrigeración del aire de admisión es sumamente ventajosa para disminuir el peligro de detonación, y de este modo poder trabajar con magnitudes más altas en cuanto a presión, relación de compresión y ángulo de avance.

Sin embargo, la inclusión de un intercambiador en el circuito supone un incremento de coste y un problema de ubicación en determinados vehículos, y según el sistema adoptado, por ejemplo un sistema aire-aire, un bajo rendimiento cuando a bajas velocidades se demandan altas prestaciones del motor.

Las posibilidades de realizar esta refrigeración son las siguientes:

- Intercambiador aire agua aprovechando el circuito de refrigeración del motor
- Intercambiador aire-agua independiente
- Intercambiador aire-aire enfrente o adyacente al radiador del motor
- Intercambiador aire-aire con ventilador accionado por una turbina de aire

La elección del sistema estará en función de parámetros tales como el coste, el espacio disponible y la eficacia deseada. Evidentemente, el primer sistema es el de menor eficacia, ya que el líquido refrigerante circula a temperaturas elevadas, sin embargo tiene la ventaja de su simplicidad de instalación. El último sistema descrito es una alternativa interesante a la refrigeración aire-aire, ya que utiliza de un 5 a un 10% del aire comprimido, para impulsar una turbina que acciona un ventilador. La ventaja de este sistema es que el flujo de aire refrigerado tiende a aumentar conforme es requerido por el motor.

8.5.1 Refrigeración del aire de admisión

El incremento de temperatura que sufre el aire después de pasar por el compresor va a depender de la relación de compresión del compresor, del rendimiento del compresor y de las pérdidas de calor que se produzcan en el compresor.

Se ha visto en el apartado anterior la importancia que tiene ese incremento de la temperatura del aire de admisión, veamos ahora con más detalle, que ventajas nos aporta su refrigeración. Las ventajas de la refrigeración del aire son claras:

- Permite conseguir aumentos importantes de potencia sin aumento de las cargas térmicas. O en su defecto una disminución de las mismas.
- En los motores de encendido provocado, una reducción del riesgo de detonación.
- Aumento de la densidad del aire de admisión.
- Posibilidad de aumentar la relación de compresión del compresor con pequeños aumentos en la temperatura final del aire de admisión.

A pesar de estas ventajas, la técnica de refrigerar el aire se emplea solo en determinados casos, ya que existen ciertas desventajas. En primer lugar hay que considerar que el aire al pasar por los conductos estrechos del intercambiador, necesarios para su refrigeración, pierde presión.

Evidentemente si dispusiéramos de espacio y sin restricciones de coste, la colocación de un gran intercambiador nos produciría menores pérdidas de presión que uno compacto. La segunda cuestión a considerar es el refrigerante.

En principio, y dado que el agua tiene un mayor coeficiente de transferencia de calor, sería el refrigerante más idóneo. Ahora bien, en un motor marino no es ningún problema pero si la aplicación se hace en un motor en base a utilizar el propio circuito de refrigeración se obtiene un beneficio marginal y sólo a plena potencia.

Por último, hay que considerar el coste adicional, sin embargo los beneficios que se pueden extraer compensan el incremento de coste.

A la hora de comparar las prestaciones obtenidas de un mismo motor, sin y con intercambiador, podemos hacerlo considerando dos casos:

- No aprovechar el aumento de la densidad del aire que se obtiene al refrigerarlo, para aumentar la cantidad de combustible.
- Aumentar más la presión media efectiva.

La refrigeración del aire obviamente reduce la temperatura en la admisión, y este efecto se traduce en un descenso del calor transferido a los cilindros. Si no hay aportación adicional de combustible, se empobrece la relación aire/combustible y consecuentemente la temperatura de entrada a la turbina, con el consiguiente descenso de la energía específica de la turbina y por tanto un descenso en la presión de bombeo.

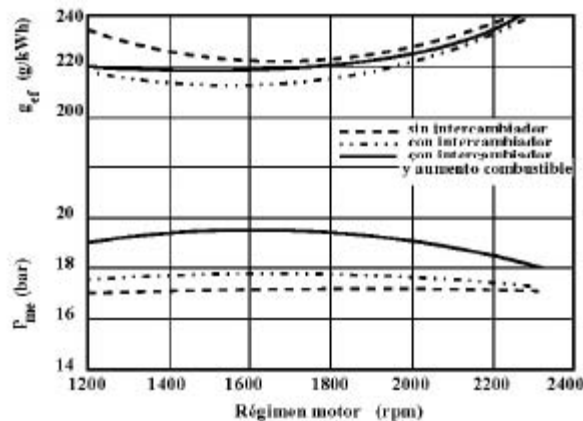


Fig. 8.20 Influencia en la presión media efectiva y en el consumo específico de la presencia del intercambiador con y sin aumento de combustible

Este descenso no es de magnitud suficiente como para compensar el aumento de la densidad del aire de admisión, obtenido con la refrigeración. El resultado de los efectos que acabamos de describir se traduce

en una disminución del consumo específico, tal como se puede ver en la figura 8.20. En esta misma gráfica podemos comparar el resultado obtenido en el caso b), cuando aumentamos la cantidad de combustible aportado. La consecuencia es un aumento sustancial de la presión media efectiva, manteniendo el consumo específico igual que en el caso anterior.

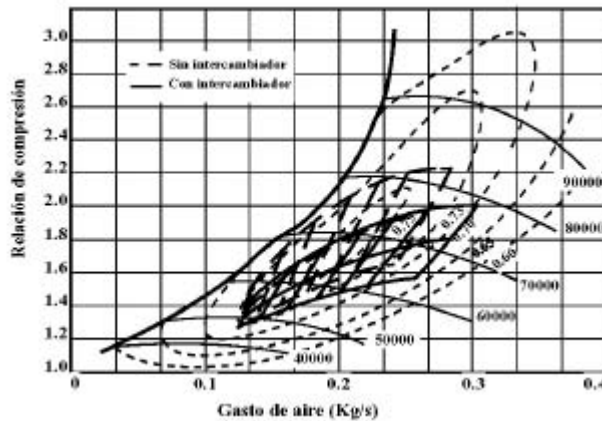


Fig. 8.21 Influencia en el acoplamiento de la presencia del intercambiador

Si este aumento de combustible aportado se realiza de modo que no haya incremento de las cargas térmicas, el consumo específico puede mejorar, ya que el aumento de potencia se realiza sin un aumento de las pérdidas por rozamiento. Sin embargo, se ha de tener presente que es inevitable el correspondiente aumento de la presión máxima, aunque este aumento no es de tipo lineal.

La figura 8.21 muestra el mapa del acoplamiento de un mismo motor con y sin intercambiador. El hecho de refrigerar el aire nos aleja el mapa del motor de la línea de bombeo, y hace que las curvas de régimen constante del motor sean más paralelas a dicha línea de bombeo, lo cual facilita el acoplamiento en algunas aplicaciones como veremos más adelante.

8.5.2 Variación en las condiciones ambientales

Trabajar bajo condiciones ambientales variables, como puede ser el caso de motores sobrealimentados destinados a vehículos industriales, que han de trabajar en climatologías que van desde inviernos fríos a nivel del mar hasta veranos calurosos en cotas altas, genera problemas en el acoplamiento del grupo turbocompresor con el motor.

En un acoplamiento previsto para trabajar en condiciones no extremas, si la densidad del aire se reduce, y consecuentemente el gasto másico de aire, la riqueza de la mezcla aumentará, con lo que la temperatura de los gases de entrada a la turbina aumentan de temperatura. La turbina aprovecha este mayor salto térmico aumentando su velocidad, lo cual se traduce en una compensación de la disminución de la densidad. Sin embargo, este aumento de velocidad de la turbina debe ser controlado para evitar que ésta se pase de vueltas.

Por el contrario, si el acoplamiento se ha previsto, por ejemplo, para trabajar en cotas altas a plena carga, la alimentación con una densidad más elevada dará lugar a temperaturas y presiones máximas de combustión muy elevadas.

Está claro, por tanto, que el acoplamiento debe realizarse según las condiciones usuales de funcionamiento del motor, pero con suficiente margen en el límite de bombeo, en la temperatura de los gases de entrada en la turbina y en la velocidad límite del turbocompresor, para así poder cubrir otras eventuales condiciones.

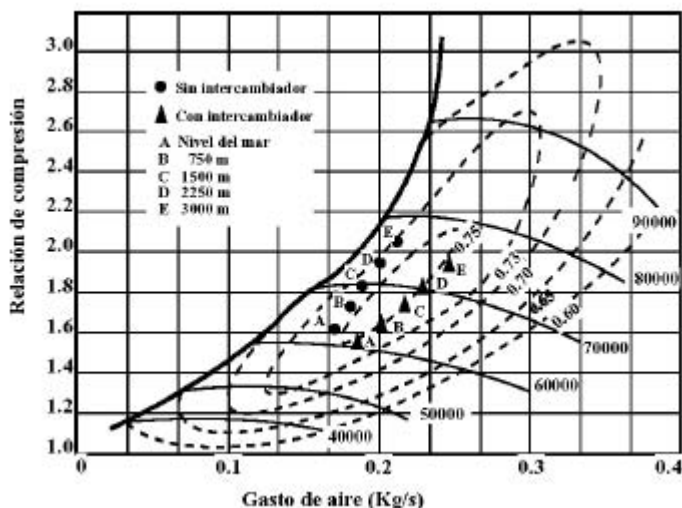


Fig. 8.22 Efecto de la altitud en el acoplamiento

En la figura 8.22, puede verse como al variar la cota de trabajo se produce una peligrosa reducción en el margen de actuación respecto al límite de bombeo. La incorporación de un intercambiador para refrigerar el aire comprimido nos desplaza favorablemente el acoplamiento, con lo que el mismo motor puede actuar con suficiente margen, aunque se deberá vigilar el aumento de velocidad que sufre la turbina, y el incremento de temperatura.

La variación de las condiciones ambientales introducen, como hemos visto, parámetros que limitan las prestaciones del motor, que a su vez dependen del diseño de cada motor. Así, trabajando a altas temperaturas ambientales, los límites están en la emisión de humos, y debido a la reducción del caudal de aire, en la temperatura a la entrada de la turbina y en la válvula de escape, o en las cargas térmicas que se produzcan en el motor. A bajas temperaturas ambientales, los límites pueden estar en la presión máxima en el cilindro o en el límite de bombeo del compresor.

En cualquier caso, serán las limitaciones del conjunto motor-turbocompresor las que determinarán la reducción de combustible necesario, para un funcionamiento seguro y un control de la emisión de humos. Si las nuevas condiciones ambientales tienen una duración suficiente que justifique el coste, existe la posibilidad de realizar un reacoplamiento según esas nuevas condiciones de trabajo, práctica que se realiza en vehículos industriales.

8.6 Control de la presión de bombeo

Uno de los problemas que plantea el acoplamiento del grupo turbocompresor, en un motor destinado a automoción, es el régimen tan variable a que trabajan dichos motores. Si el acoplamiento se realiza para

altas velocidades, la curva de par resultante resulta inaceptable a bajas, obligando a disponer de un elevado número de relaciones en la caja del cambio.

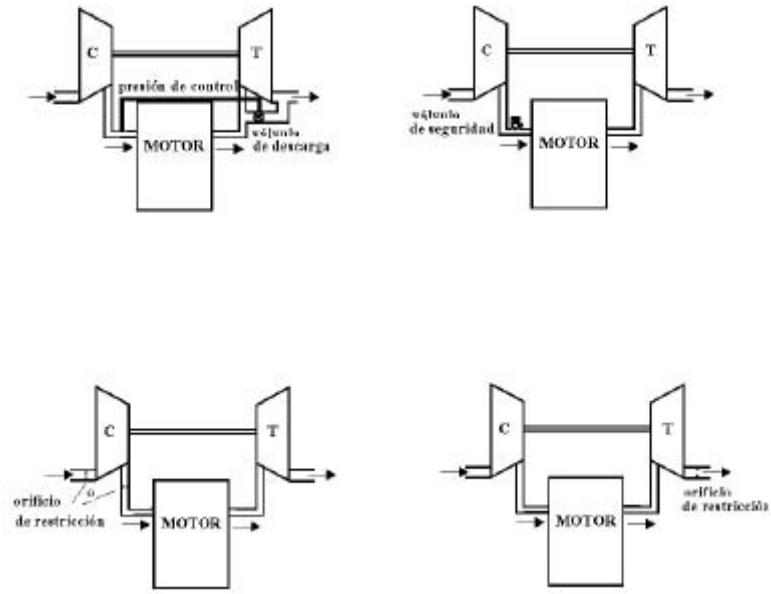


Fig. 8.23 Sistemas de control de la presión de bombeo

Por el contrario, y esta será la solución a adoptar, si se acopla a baja velocidad para obtener un par elevado, la consecuencia será que a altas velocidades la presión de bombeo aumentará y las presiones en el cilindro serán muy elevadas. Lógicamente esta solución deberá ir acompañada de un dispositivo de seguridad que permita limitar el aumento de presión.

A continuación analizaremos brevemente los dispositivos empleados para limitar la presión máxima de bombeo, que se reproducen en la figura 8.23.

8.6.1 Turbinas de geometría variable

Este tipo de turbinas se caracterizan por disponer de una área efectiva de entrada variable (Fig. 8.24). De este modo, pueden abrir la sección al máximo, a altas velocidades del motor, y cerrarla progresivamente, conforme disminuye la velocidad, con lo que la utilización de la energía de los gases de escape puede ser ajustada para lograr unas buenas prestaciones, a bajos y medios regímenes, y limitar la presión de bombeo a altas velocidades.

Es el sistema más eficaz de cuantos se han concebido, pero tiene la desventaja de su complejidad y su elevado coste.

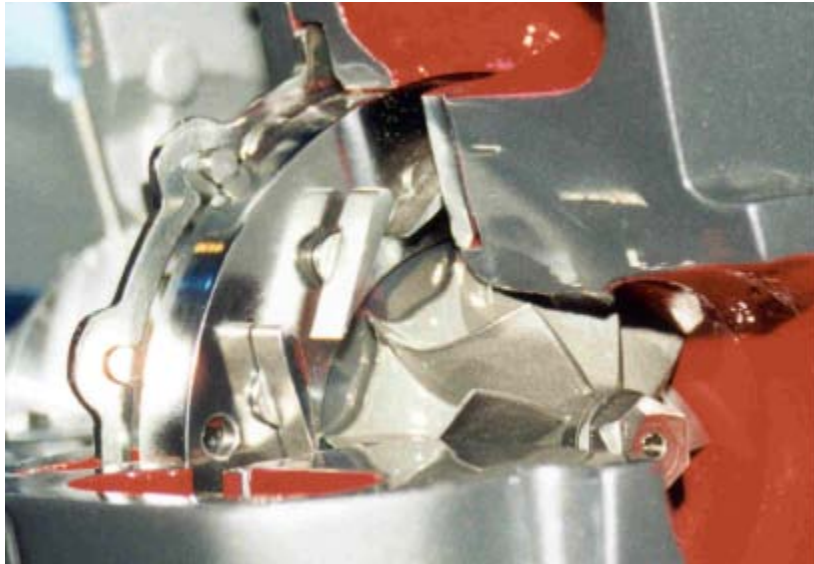


Fig. 8.24 Turbina de geometría variable

8.6.2 Válvula de descarga a la entrada de la turbina

Este dispositivo consiste en una válvula que permite la descarga parcial de los gases de escape directamente al tubo de escape sin que pasen por la turbina. La presión de bombeo controla la apertura de la válvula, realizando la apertura de la misma cuando dicha presión alcanza el valor máximo predeterminado.

La gran ventaja que presenta este dispositivo es que permite acoplar pequeñas turbinas, las cuales proporcionan suficiente presión de bombeo a bajas velocidades y tienen un menor tiempo de respuesta debido a su baja inercia, consiguiéndose una excelente curva de par.

8.6.3 Válvula de seguridad a la salida del compresor

El dispositivo consiste en una simple válvula que descarga parcialmente el aire, a la salida del compresor. La apertura de la válvula viene determinada por la presión máxima, y la descarga, si es solo aire, se hace al exterior. En el caso de que por el compresor circule mezcla, se hace una recirculación de la salida de la válvula a la entrada del compresor. El sistema genera algunas pérdidas, ya que el motor ha de trabajar con un gradiente de presión adverso con el consiguiente aumento del trabajo de bombeo.

8.6.4 Orificio de restricción a la entrada o a la salida del compresor

Este dispositivo permite al compresor generar elevadas relaciones de compresión, pero aísla al motor de los altos valores de bombeo. El compresor está utilizando todo el trabajo de la turbina, por lo que está generando altas relaciones de compresión, así como una elevada temperatura en el aire de admisión. Como

consecuencia de ello, en los motores de gasolina veremos limitada la presión de bombeo para una temperatura de admisión dada, por el límite de detonación.

8.6.5 Orificio de restricción a la salida de la turbina

Al igual que ocurre para el compresor, estos dispositivos son más eficientes cuanto más aumente el caudal del flujo circulante. El dispositivo presenta desventajas, ya que la alta presión y temperatura que se genera en el lado turbina no solo perjudica el grupo turbocompresor, sino que también aumenta el trabajo de bombeo del motor en la fase de escape. La incorporación de sensores de detonación en los actuales motores de encendido provocado permite la actuación electrónica sobre el control de la presión máxima de bombeo, empleándose en estos casos válvulas electromagnéticas de descarga.

Sin embargo, reduciendo sólo la presión de bombeo, para evitar la detonación se producen problemas en el comportamiento de marcha del motor. De aquí que se empleen conjuntamente dos medidas de actuación:

- Variación del punto de encendido
- Reducción de la presión

La regulación se realiza de tal modo que, en el instante en que se detecta la detonación, se retrasa el ángulo de encendido y se activa la válvula de descarga. Al disminuir la presión del aire en la admisión, la regulación de la detonación hace que el sistema corrija el ángulo de encendido en sentido de avance hasta el valor adecuado.

9 Fase abierta 2T

9.1 Introducción

Los motores de dos tiempos, 2T, son motores alternativos de combustión interna que se caracterizan por presentar un ciclo de funcionamiento que se realiza en dos carreras del pistón, motivo por el que recibe este nombre. En consecuencia, y respecto a los motores de cuatro tiempos, el número de ciclos de trabajo por giro de cigüeñal es el doble, permitiendo una arquitectura caracterizada por una potencia específica más elevada.

La concepción de funcionamiento del motor 2T varía esencialmente de la del cuatro tiempos porque el control de la apertura y cierre del recinto de combustión para realizar la circulación de los gases no es necesario realizarlo mediante un mecanismo de distribución, ya que el ciclo de funcionamiento tiene el mismo período que el propio movimiento del cigüeñal, lo que permite que sea éste propio eje y mediante el propio pistón el encargado del control de las aberturas y cierres del recinto de combustión.

En la figura 9.1, se esquematiza un motor de dos tiempos de bomba de barrido por cárter. La inexistencia de mecanismo de distribución permite simplificar todo el conjunto, ahorrando peso y economizando el proceso de fabricación. Asociado a esta concepción de la regulación de la distribución, también se utiliza una concepción diferente en lo referente a la renovación de la carga respecto los motores 4T, ya que el trabajo de bombeo, que comprende la aspiración de la carga fresca y la expulsión de los gases residuales, se realiza externamente y no en el propio recinto de combustión.

El trabajo de bombeo puede ser realizado mediante un compresor externo, o bien, en la solución más utilizada, haciendo que la parte inferior del pistón y el cárter del motor se conviertan en un compresor alternativo, recibiendo el nombre de *bomba de barrido por cárter*.

En consecuencia, el motor 2T es un motor muy compacto, sencillo mecánicamente, económico de fabricación, ligero, con un centro de inercia próximo al eje del cigüeñal y fácil de mantener. En contrapartida, las facilidades mecánicas que conlleva la simplificación del control de la distribución, provocan una pérdida de la eficiencia de la circulación de los gases por el recinto de combustión, dificultando el comportamiento de la renovación de la carga. Debido a esta problemática, a pesar de que el motor 2T realiza el doble de carreras de trabajo que el motor 4T a igualdad de giro del cigüeñal, su potencia no es doble y en el mejor de los casos no supera 1.6 veces la del motor 4T.

Por este motivo, es complicado el diseño y optimización del motor 2T, ya que es muy sensible a las variaciones del régimen de giro y de carga, porque la eficiencia en la renovación de la carga se consigue a partir de sintonizar los conductos por donde circulan los gases, operando en unas condiciones determinadas.

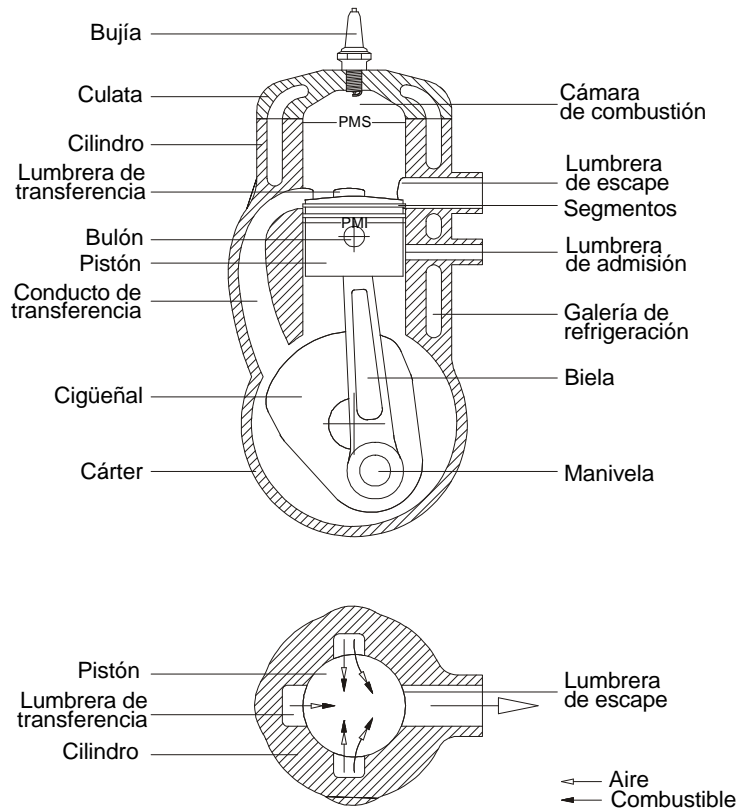


Fig. 9.1 Motor 2T de distribución simétrica y barrido por cárter

De esta manera, la renovación de la carga en el 2T se caracteriza por la necesidad de barrido y la existencia de cortocircuito. En el primero se pretende que la carga fresca ayude a expulsar los gases residuales del ciclo anterior, y el segundo aparece cuando parte de esta carga se pierde por el escape, disuelta con los gases residuales.

En consecuencia, el motor 2T tiene asociado a su funcionamiento un consumo elevado y una contaminación inherentes al proceso de renovación de la carga, hecho que se intenta evitar añadiendo sistemas adicionales a la distribución que permitan controlar el flujo de gases en una gran diversidad de regímenes y condiciones operativas del motor.

El elevado consumo específico y contaminación del motor 2T provoca que actualmente no pueda superar las normativas anticontaminación en determinados sectores de uso, y que este tipo de motor sólo pueda ser usado en vehículos de pequeña cilindrada y prestaciones en maquinaria, donde la economía global del producto es esencial y las limitaciones relativas a contaminación todavía no impiden su comercialización.

No obstante, las facilidades de control de los actuales sistemas electrónicos y el abaratamiento de éstos permiten, entre otras mejoras, desear una progresiva implementación de este tipo de motores, como el caso del motor Orbital.

9.2 Descripción del ciclo de 2T de barrido por cárter

La implementación más extendida de motor de 2 tiempos es la que utiliza el propio cárter del motor como bomba de barrido, de modo que en la parte superior del pistón se realizan los dos procesos que conlleva el ciclo termodinámico, compresión y expansión, mientras que la parte inferior del pistón se utiliza como bomba de barrido.

9.2.1 Carrera ascendente del pistón

La carrera ascendente del pistón se define como el desplazamiento que va desde el punto muerto inferior PMI, hasta al punto muerto superior, PMS, tal y como se observa en la figura 9.2.

En la parte superior del pistón se realizan los siguientes procesos:

- Los gases quemados que todavía quedan en el cilindro son barridos por los gases frescos que llegan a mayor presión desde el cárter por el conducto de transferencia o tránsfer.
- Se cierra la lumbrera de transferencia y finaliza el proceso de admisión del ciclo.
- Se cierra la lumbrera de escape y finaliza la renovación de la carga, iniciándose el proceso de compresión.
- Antes de llegar al PMS, y mientras dura el proceso de compresión, se realiza el avance del encendido o de la inyección, según sea Otto o Diesel, iniciándose la combustión.

De forma simultánea, en la parte inferior del pistón:

- Se abre la lumbrera de admisión.
- La depresión que se crea en el cárter cuando el pistón sube, permite que cuando se abre la lumbrera de admisión la carga se introduzca en el interior del cárter gracias a la depresión creada.

Por lo tanto, durante la carrera ascendente, se realiza el final del barrido y se produce el posible cortocircuito después de cerrarse el tránsfer hasta el cierre del escape, tras lo que se inicia la compresión, mientras en el cárter se hace el proceso de carga de la bomba de barrido.

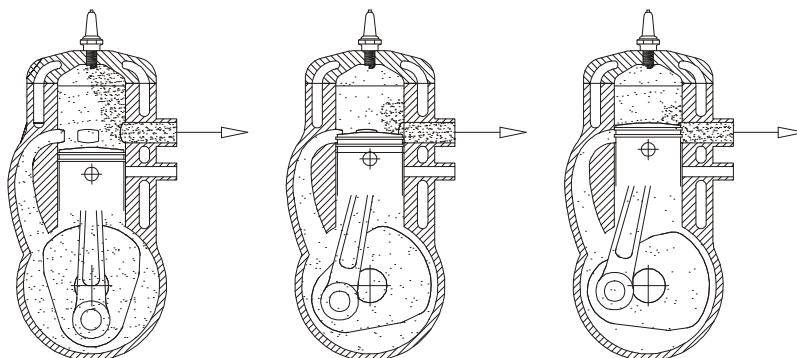


Fig. 9.2 Carrera ascendente del pistón

9.2.2 Carrera descendente del pistón

La carrera descendente del pistón se lleva a cabo desde el PMS al PMI, completándose el ciclo, tal y como se observa en la figura 9.3.

Durante la carrera descendente, en la parte superior del pistón se realizan los siguientes procesos:

- Pasado el PMS, se inicia el proceso de expansión del ciclo, donde se consigue el trabajo del motor.
- Después de la carrera efectiva del motor, y antes de llegar al PMI, se abre la lumbrera de escape, iniciándose el proceso de escape mediante escape espontáneo.
- Se abre la lumbrera de transferencia, iniciándose la entrada de carga fresca por la lumbrera de transferencia, empezando el proceso de admisión, y el barrido, con la posibilidad de cortocircuito.

La apertura de la lumbrera de transferencia es un momento característico de los motores 2T. Para que los gases frescos puedan entrar en el cilindro, éstos han de tener una presión superior a la presión existente en el cilindro y por este motivo necesitan de una precompresión de la mezcla, utilizándose en este caso el cárter como bomba de barrido.

Con esta sobrepresión que se da a los gases frescos, se podrá realizar el barrido de los gases quemados y hacer así un llenado adecuado.

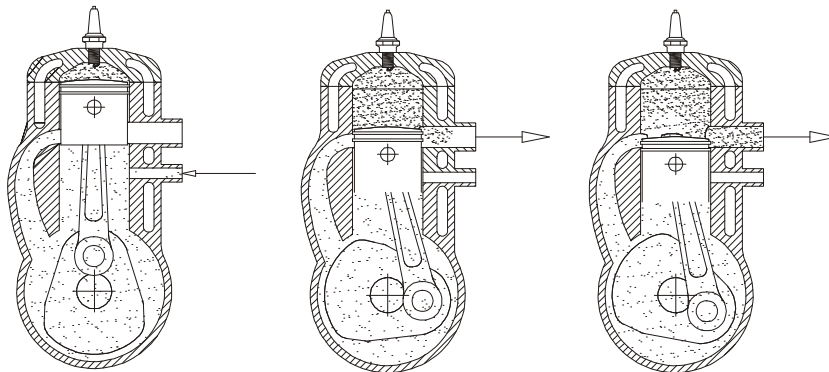


Fig. 9.3 Carrera descendente del pistón

Hay que tener presente que si esta sobrepresión a la que entra la carga por el tránsfer es excesiva, o su circulaci3n por el recinto de combusti3n no es la adecuada, se puede llegar a perder buena parte de la carga fresca por el conducto del escape, que tambi3n est  abierto, produci3ndose lo que se conoce como *cortocircuito*.

Durante este proceso, en la parte inferior del pist3n, cronol3gicamente:

- Se cierra la lumbrera de admisi3n.
- Se inicia la precompresi3n de la carga fresca que permitirá que ésta se introduzca en el recinto de combusti3n cuando se abra la lumbrera de transferencia.

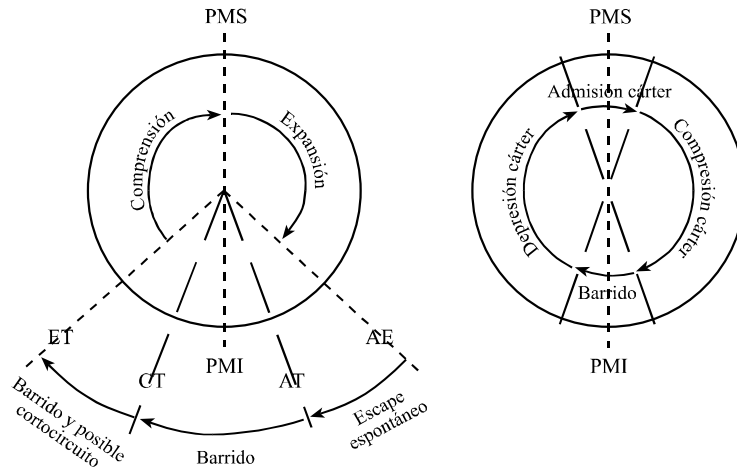


Fig. 9.3 bis Procesos en el cárter y en cilindro respectivamente

9.2.3 Evolución de la presión en el recinto de combustión

La evolución de la presión en el ciclo puede observarse en la figura 9.4 y se inicia cuando el ciclo anterior finaliza, que es cuando la lumbrera de escape queda cerrada en la carrera ascendente del pistón (6). Pasado este punto, y mientras se realiza la compresión de la carga fresca, se realiza el encendido (1), si el motor es Otto, y se inicia la inyección si es Diesel. En ambos casos, se avanza el inicio de la combustión para conseguir una combustión centrada, caracterizada de manera que el punto (2) esté situado unos 10-15° pasado el PMS.

Habiendo pasado el PMS, empieza la carrera de expansión, que se desarrolla hasta el punto (3), donde se abre la lumbrera de escape y se inicia lo que se llama *escape espontáneo*.

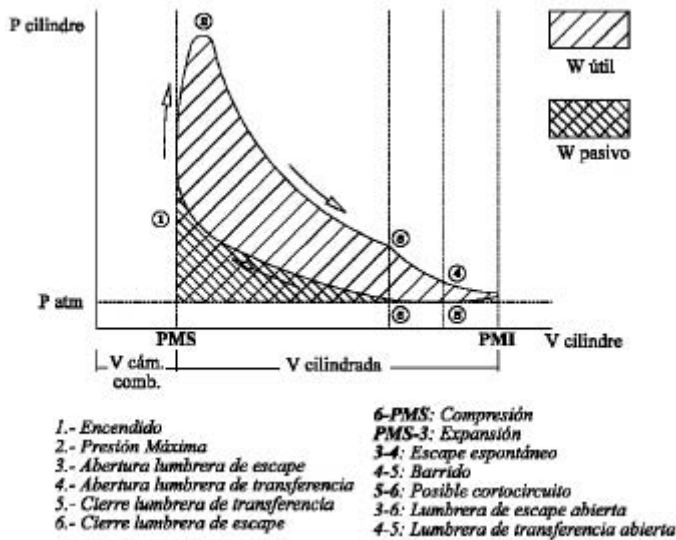


Fig. 9.4 Evolución de la presión en cámara de un motor MEP 2T

El escape espontáneo se caracteriza porque repentinamente se abre el recinto de combustión, que está a una elevada presión respecto el exterior, que está a una presión cercana a la atmosférica. Esto conlleva que rápidamente el gas desaloje el recinto de combustión, evacuándose los gases productos de la reacción hasta que la diferencia de presiones disminuye asintóticamente respecto esta diferencia.

A continuación se abre la lumbrera de transferencia (4), momento en que se tienen las lumbreras de escape y transferencia simultáneamente abiertas y que se define como proceso de barrido. Este proceso se caracteriza porque la carga fresca que entra en el recinto desaloja los productos de la reacción, que de forma espontánea no lo harían. Los gases frescos barren los gases quemados porque llegan a una presión superior a la existente en el cilindro. El volumen de gases frescos que se introducen en el cilindro es aproximadamente el correspondiente a la cilindrada del motor, aunque en motores pequeños será de 0.6 veces la cilindrada, dependiendo de la eficiencia volumétrica de la bomba de barrido.

Pasado este punto, se cierra la lumbrera de transferencia (5), y esencialmente, termina el barrido, ya que los gases residuales ya han estado desalojados, empezando el proceso que se conoce como cortocircuito. El cortocircuito se caracteriza porque parte de la carga fresca que hay en el recinto de combustión se pierde por el escape. Esto puede producirse hasta que se cierra definitivamente la lumbrera de escape (6). De hecho, la localización de los procesos de barrido y cortocircuito puede variar ostensiblemente, pudiendo alargarse el barrido hasta que se cierra la lumbrera de escape o produciéndose el cortocircuito antes del cierre de la lumbrera de transferencia o incluso, y en condiciones óptimas, puede no producirse.

El control y la duración de estos dos procesos dependen del diseño de la geometría de los conductos, así como de la energía y caudal másico de los flujos implicados, siendo muy difícil de predecir si no es con métodos numéricos de modelización o, casi siempre, de forma experimental.

Paralelamente al análisis de la evolución de la presión en el recinto de combustión respecto el ángulo de giro del cigüeñal, tiene interés el análisis del diagrama indicado, que refleja la evolución de la presión respecto el volumen del recinto de combustión.

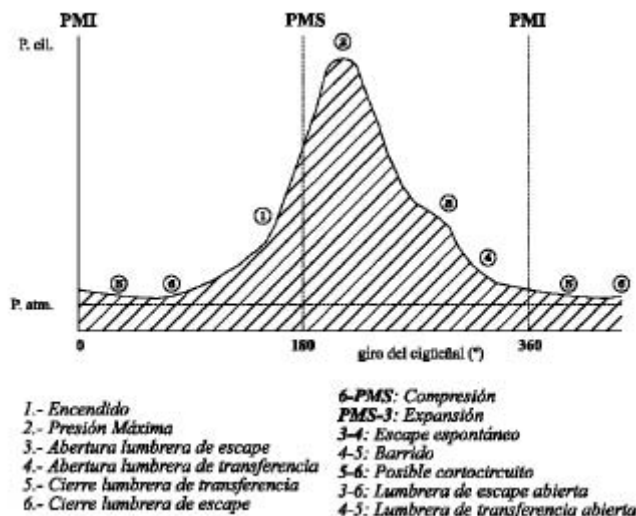


Fig. 9.5 Diagrama indicado de un MEP 2T

La diferencia esencial del diagrama indicado de un motor de dos tiempos y uno de cuatro se produce porque el primero no presenta el lazo de trabajo negativo que corresponde en el trabajo de bombeo, es decir, el trabajo que conlleva poder realizar la renovación de la carga. Este hecho es debido a que el diagrama indicado sólo refleja la presión existente en el recinto de combustión, y por tanto no está influido por lo que suceda en el cárter, que es donde se realiza el trabajo de bombeo en los motores 2T de barrido por cárter.

En la figura 9.5 se puede observar el diagrama indicado de un motor de dos tiempos de encendido provocado (MEP). En él queda reflejado el trabajo útil que genera el ciclo termodinámico que realiza el fluido dentro del motor alternativo, y que lo justifica como motor.

9.3 Proceso de admisión en la bomba de barrido

Como proceso de admisión se entiende todo aquello que conlleva y permite la entrada de la carga fresca en la bomba de barrido.

Todos los elementos que intervienen en el proceso de admisión están sometidos a flujos pulsatorios del gas a la frecuencia de excitación del motor. Así pues, dependen directamente del régimen de giro y por tanto se diseñan para que funcionen de manera óptima en un régimen determinado, y es allí donde se obtendrá el máximo par del motor.

Los elementos que caracterizan el proceso de admisión son:

- Silenciador de admisión
- Caja de filtro
- Filtro de aire
- Bomba de barrido

El flujo entra en el silenciador y se dirige hacia la bomba de barrido a través del filtro y la caja que lo contiene. A continuación se detallarán las peculiaridades de cada uno de ellos.

9.3.1 Silenciador de admisión

Es una geometría compleja que forma cámaras de expansión y resonadores mediante los cuales las ondas que le llegan desde el motor lo hacen sin excesiva violencia y puede conseguirse disminuir el ruido cuando se acelera, momento en que se tiene el máximo venturi y por tanto las máximas ondas reflejadas hacia el filtro.

En general, al utilizarse un silenciador de admisión se consigue una curva de par con una banda de potencia más aprovechable, pero con un valor máximo un poco más bajo.

9.3.2 Caja de filtro

La caja de filtro tiene como misión principal la de alojar el filtro, pero al mismo tiempo se diseña para que funcione como tanque de compensación del flujo en los motores pluricilíndricos que comparten colector

de admisión. De esta manera se amortiguan las ondas que se generan debido a la admisión pulsatoria de los diferentes cilindros.

9.3.3 Filtro de aire

El filtro de aire tiene como misión retener las posibles partículas que viajen suspendidas en el aire, y en definitiva, evitar que cuerpos extraños se introduzcan en el motor.

A menudo se utiliza un filtro por cada carburador y cada cilindro, hecho que hace innecesario el tanque de compensación.

En la figura 9.6 se observa una esquematización de un motor 2T MEP donde a la derecha está la caja de filtro, que aloja el filtro, y entre éste y el cárter del motor se encuentra el carburador, que aporta el combustible. El diseño del conjunto hay que hacerlo controlando las ondas de presión de tal manera que se alcance el máximo par en las condiciones deseadas.

Para realizar esta optimización hay que tener en cuenta que el proceso se caracteriza porque el extremo abierto del carburador refleja la onda de presión como una onda de depresión. La situación óptima se produce cuando la onda de presión reflejada en el extremo llega en el instante en que se abre la lumbrera de admisión y de esta manera se mejora el llenado.

Respecto al diseño de los conductos de admisión, hay que procurar que no provoquen turbulencias en su interior, ya que empeorarían el llenado. Una consideración habitual de diseño consiste en ir disminuyendo la sección de paso, haciendo más estrechos los conductos antes de llegar a un obstáculo, de forma que se reduce la propensión a las turbulencias del flujo.

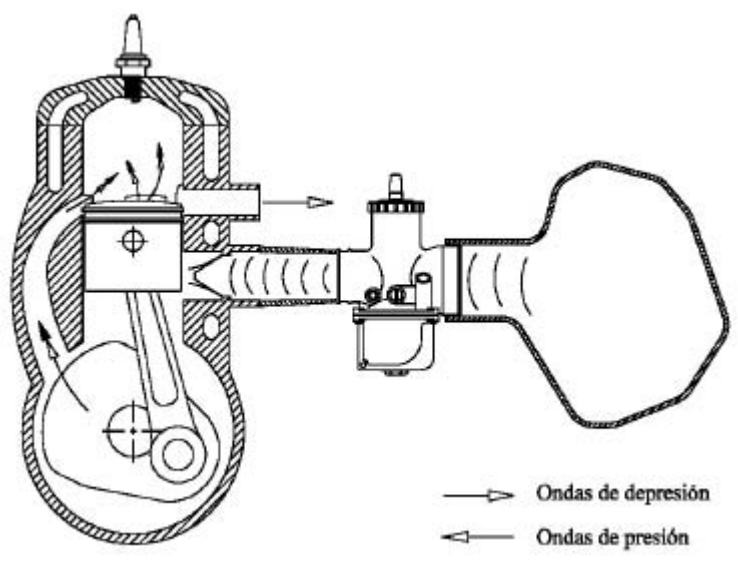


Fig. 9.6 Evolución de las ondas de presión en la admisión

Es necesario también que los conductos de admisión sean lo más rectos y uniformes posible, ya que de este modo se amortiguarán menos las ondas de presión, pudiéndose aprovechar mejor sin perjudicar el flujo de los gases.

En cuando a la medida del diámetro de los conductos de admisión, ha de ser del orden de la medida del paso del carburador para disminuir las posibles turbulencias y mejorar el llenado.

9.3.4 Bomba de barrido

El último elemento del sistema de admisión es la bomba de barrido, que tendrá que impulsar y realizar el trabajo necesario para que se pueda realizar la renovación de la carga.

Hay diferentes tipos de bombas de barrido; esencialmente, se dividen en externas o internas. Las primeras son compresores accionados externamente, y las segundas son las ya comentadas como bombas de barrido por cárter.

9.4 Proceso de renovación de la carga

La eficiencia del proceso de renovación de la carga en los motores 2T se basa esencialmente en la eficiencia del barrido. Después de abrirse la lumbrera de escape, la presión en el cilindro baja bruscamente debido a la gran diferencia de presiones existente entre el interior del cilindro y el escape. Este proceso se conoce como escape espontáneo y dura hasta que el pistón descubre la lumbrera de transferencia, tal y como se observa en el esquema de la figura 9.7.

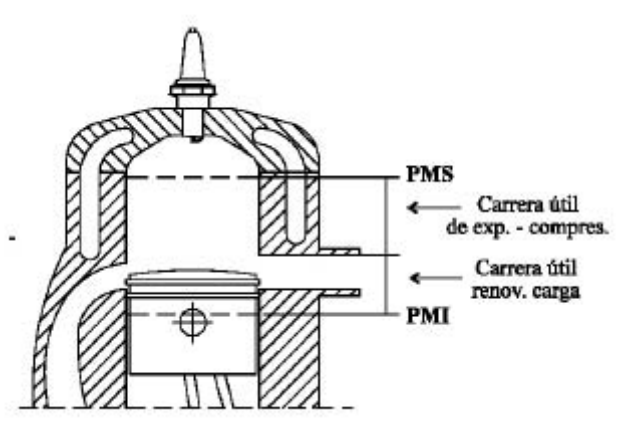


Fig. 9.7 Esquemización de la carrera útil de un motor 2T

Cuando esta lumbrera (de tránsfer) queda descubierta, el conducto de transferencia comunica el cárter con el interior del recinto de combustión; en esta situación, la presión en el cárter es superior a la de este recinto de combustión. A partir de este instante empieza el proceso de renovación de la carga, momento en el cual se produce el llenado del cilindro con los gases frescos, y el barrido de los gases quemados. Este proceso dura mientras la presión en el cárter es superior a la presión existente en el cilindro, y se produce

ayudado por el tramo de carrera de expansión que realiza el pistón después de haber descubierto la lumbrera de transferencia.

Por lo tanto, el barrido se define, como el proceso mediante el cual la carga fresca que se introduce en el recinto de combustión es capaz de desalojar los gases residuales de combustión anteriores.

El proceso de renovación de la carga viene, en consecuencia, definido como una primera etapa de escape espontáneo, donde la presión en el interior del recinto de combustión puede llegar a ser menor que la del conducto de escape, y será en este instante cuando se ha de producir el inicio del barrido, para que los gases que por sí solos no saldrían puedan ser desalojados del recinto de combustión.

La duración del escape espontáneo es especialmente crítica, así como la caracterización de la depresión posterior producida por la inercia de los gases que salen por el escape, y que debe ser aprovechada para facilitar el inicio del llenado del recinto con carga fresca. La magnitud y duración de esta depresión dependerá fundamentalmente de la geometría de la lumbrera de escape, velocidad de apertura del área de carga y descarga, de la geometría del sistema de escape y de la velocidad de giro del motor.

Respecto la colocación de la lumbrera de escape, hay que tener en cuenta que por una parte es necesario que esté lo más alta posible, para que el escape espontáneo empiece a una presión interior del recinto de combustión suficiente como para que sea lo más efectiva posible. Sin embargo, la posición elevada de esta lumbrera condiciona la carrera efectiva del motor, de forma que, cuanto más elevada está, más corta es la carrera de trabajo del motor.

De todas maneras la altura de la lumbrera de escape sólo es efectiva en un rango estrecho de velocidades de giro del motor. En general, al aumentar el régimen de giro del motor hay que avanzar la apertura de la lumbrera de escape, ya que se dispone de menor tiempo para realizar el vaciado del cilindro.

Paralelamente al diseño de la situación de la lumbrera de escape, es importante la situación de la lumbrera de transferencia. Idealmente es necesario que la lumbrera de transferencia se cierre en el momento en que ya no pudiera llegar más carga fresca procedente del cárter, pero esta situación dependerá de las condiciones de funcionamiento del motor en cada instante, y por tanto se crearán ineficiencias en el barrido, que serán originadas a partir de dos situaciones bien diferenciadas.

En primer lugar, puede suceder que el barrido sea insuficiente, dando paso a la presencia de los gases residuales del ciclo anterior en el recinto de combustión.

Por el contrario, si el barrido es excesivo, tendrá lugar el cortocircuito, que conlleva que la carga fresca que se introduce en el recinto tenga un exceso de energía, y no sólo desaloje los gases residuales, sino que parte de esta carga se pierda por la lumbrera de escape mientras ésta todavía no se ha cerrado, si es el caso de una distribución simétrica.

En todos estos procesos, la velocidad de los gases de entrada en el cilindro y su dirección son críticos para obtener un correcto barrido. Este parámetro depende evidentemente de las condiciones de trabajo, y se controla durante el diseño mediante la forma, el número y la colocación de las lumbreras de transferencia.

En líneas generales, las lumbreras de transferencia estrechas y toberas largas dan grandes velocidades en el fluido y son adecuadas para motores cuadrados, donde la relación carrera diámetro es cercana a la unidad y donde las condiciones de funcionamiento se caracterizan por elevados regímenes de giro.

Por el contrario, cuando interesa hacer un diseño para obtener el par máximo a un régimen bajo, las lumbreras de transferencia han de estar dirigidos hacia arriba y a la parte de atrás del cilindro; además, las lumbreras principales se abren antes que las auxiliares, o bien las lumbreras se van estrechando en la parte superior con el fin de tener un comportamiento más progresivo y escalonado de su apertura.

Cuando se busca obtener un par máximo a un régimen alto del motor, entonces se dispone de menos tiempo para renovar la carga y se necesita un funcionamiento óptimo del sistema de escape para conseguir una buena potencia a altas vueltas. Entonces tendrá un rango útil de potencia más estrecha y será un motor poco agradable de conducir.

Para conseguir el par a altas vueltas es necesario dirigir los gases frescos hacia la superficie del pistón y hacia la parte central del cilindro. Las lumbreras centrales están dirigidas a las partes altas del cilindro y todas las lumbreras se abren al mismo tiempo. Si además se optimizan las formas de las lumbreras para obtener una apertura rápida, entonces se mejorará todavía más el llenado del cilindro.



Fig. 9.8 Diseño aerodinámico de las lumbreras para reducir o aumentar la turbulencia del flujo

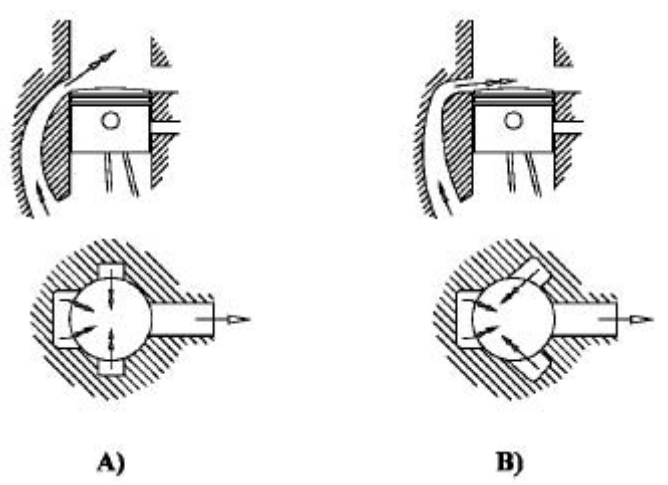


Fig. 9.9 a) Diseño de los transfers para conseguir par máximo a bajo régimen
b) Diseño de los transfers para conseguir par máximo a alto régimen

El diseño de las lumbreras se ha de realizar dándoles la forma más aerodinámica posible para minimizar las turbulencias, con lo que se mejorará el llenado. En las figuras 9.8 y 9.9 se reflejan los condicionantes de diseño de las lumbreras de transferencia.

El mismo concepto es válido para la lumbrera de escape, así como la forma de la parte superior de la lumbrera que afecta a la generación de la onda de presión, que posteriormente se aprovechará para mejorar la renovación de la carga. Si la forma de la parte superior de la lumbrera de escape, que es por donde se empieza a descubrir por parte del pistón, se encorva, se obtiene una apertura gradual y progresiva del conducto generando una onda suave y de larga duración. Por el contrario, si se tiene una lumbrera con la parte superior horizontal, se genera una apertura repentina que dará lugar a una onda corta y de mucha intensidad.

Respecto al diseño de las lumbreras, su principal limitación constructiva se centra en su anchura, ya que si es demasiado grande, los segmentos de estanqueidad pueden llegar a engancharse o desgastarse rápidamente. Para que esto no suceda, se instalan unos puentes en la dirección del movimiento del pistón que les permiten guiar correctamente.

Otra limitación importante viene dada por la colocación relativa entre la lumbrera de transferencia y la de escape, que no han de estar demasiado cerca. Si esto sucede, tendrá lugar una tendencia elevada al cortocircuito, sin que se realice correctamente el barrido de los gases residuales más alejados de las lumbreras.

Finalmente, es muy importante la colocación relativa de las diferentes lumbreras, ya que en función de donde estén posicionadas, se define la evolución del flujo de gas de entrada y de salida del recinto de combustión. En este sentido, las diferentes lumbreras de transferencia han de ser simétricas, para que no se creen desequilibrios de presión y se provoquen turbulencias en los conductos. A menudo, la energía del flujo de entrada es muy elevada, hecho que permite realizar el barrido correctamente, pero que puede favorecer demasiado el cortocircuito, por esto a menudo se hacen cruzar los flujos que provienen de las diferentes lumbreras de transferencia, provocando una reducción de la velocidad y un aumento de la presión del recinto, cosa que provocará una resistencia mayor a la entrada del flujo y la pertinente reducción de velocidad. Otra manera de conseguir este efecto consiste en abrir una lumbrera auxiliar antes de la principal, de esta manera, cuando entra la carga fresca no existe gran diferencia de presiones.

Respecto a los conductos de transferencia, que conducen el flujo del cárter donde se ha precomprimido en el recinto de combustión, su rugosidad interior ha de ser lo más reducida posible, al mismo tiempo que se ha de reducir progresivamente su sección para minimizar las turbulencias y mejorar el llenado, es decir, deben tener unas medidas equivalentes a las de los conductos de admisión a la bomba de barrido.

9.4.1 Evaluación del proceso

En el motor 2T, la renovación de la carga se ve claramente condicionada por la correcta realización del barrido y por la minimización del cortocircuito. Por tanto, queda condicionada por la realización de lo que se podría llamar barrido ideal.

El barrido ideal es aquel proceso en el que la renovación de la carga se hace con la máxima eficiencia, es decir, los gases frescos barren perfectamente todos los gases quemados sin que existan fugas de carga fresca por el escape. De este modo se obtienen las máximas prestaciones del motor, al mismo tiempo que un mejor rendimiento.

En la realidad, hay diferentes factores que intervienen en el proceso y que harán que éste sea imperfecto por falta de tiempo y de espacio. En primer lugar, las imperfecciones que puedan haber en la bomba de barrido, dando lugar a que no se realice el bombeo de forma ideal. Paralelamente a este hecho, en función de las condiciones de funcionamiento del motor, se favorecerá la tendencia de la aparición del cortocircuito o la de escaso barrido con presencia final de gases residuales en el recinto de combustión.

En la figura 9.10, se esquematiza la comparación entre la renovación de la carga ideal y la real, observándose las diferencias entre una y la otra y el hecho que las motiva. Cuando la imperfección de los procesos viene dada por la existencia de cortocircuito, la carga fresca se pierde por el escape y las prestaciones del motor disminuyen, así como el rendimiento, aumentando ostensiblemente la contaminación por los hidrocarburos no quemados.

En contrapartida, cuando el barrido ha sido deficiente, parte de los gases residuales quedan en el recinto de combustión, impidiendo la entrada de la carga fresca, reduciendo las prestaciones del motor, pero no aumentando la contaminación por gases no quemados.

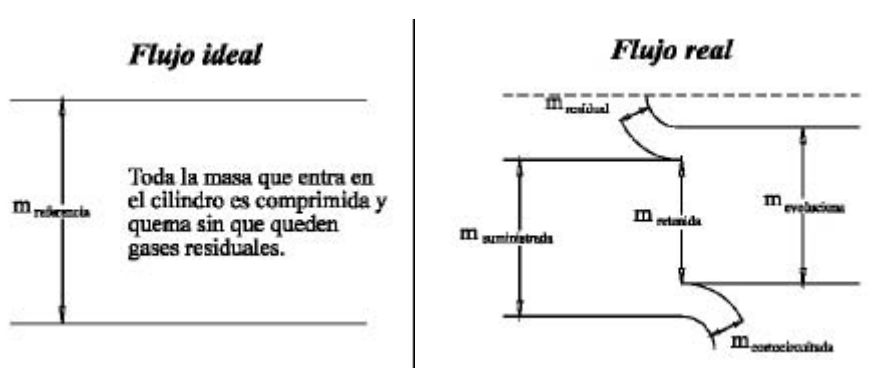


Fig. 9.10 Representación del flujo ideal vs flujo real en el proceso de renovación de la carga

9.4.2 Valoración de la renovación de la carga

El proceso de renovación de la carga se evalúa con diferentes coeficientes; coeficiente de admisión, coeficiente de carga, rendimiento de retención, rendimiento de barrido y coeficiente de llenado

a) Coeficiente de admisión

El coeficiente de admisión equivale al concepto de rendimiento volumétrico aplicado a los motores 4T. En consecuencia, relaciona la masa introducida por la bomba de barrido y la masa de referencia, es decir, sirve para cuantificar la eficiencia de funcionamiento de la bomba de barrido.

$$h_{admisión} = \frac{m_{introducida}}{m_{referencia}} = \frac{m_{introducida}}{V_{total} \cdot \frac{r_c}{r_c - 1} \cdot \rho_{aire}} \quad (9.1)$$

En la expresión 9.1 se hace referencia al cálculo del coeficiente de admisión, donde r_c es la relación de compresión, V_{total} es el volumen total del recinto de combustión y ρ_{aire} es la densidad del aire en las condiciones de referencia. El coeficiente de admisión puede ser mayor o menor a la unidad. Cuando es mayor a la unidad, la bomba de barrido es independiente, mientras que cuando la bomba de barrido está en el cárter, el coeficiente siempre será menor a la unidad.

b) Coeficiente de carga

El coeficiente de carga relaciona la masa retenida en el cilindro y la masa de referencia.

Cuando los motores son sobrealimentados, el coeficiente toma valores mayores a la unidad, siendo menores cuando el motor es atmosférico.

El coeficiente de carga se calcula según la expresión 9.2.

$$h_{\text{carga}} = \frac{m_{\text{retenida}}}{m_{\text{referencia}}} \quad (9.2)$$

c) Rendimiento de retención

El rendimiento de retención permite comparar la masa retenida en el recinto de combustión con la masa introducida por la bomba de barrido. El cálculo de este rendimiento se define en la expresión 9.3.

$$h_{\text{retención}} = \frac{m_{\text{retenida}}}{m_{\text{introducida}}} = \frac{h_{\text{carga}}}{h_{\text{admisión}}} \quad (9.3)$$

Por consiguiente, permite establecer la existencia de cortocircuito, ya que si el valor es menor a la unidad, hay masa introducida en el recinto por la bomba, que no está cuando se cierra la lumbrera de escape.

d) Rendimiento de barrido

El rendimiento de barrido relaciona la masa que evoluciona dentro del cilindro con la masa retenida de carga fresca, tal y como se muestra en la expresión 9.4.

$$h_{\text{barrido}} = \frac{m_{\text{retenida}}}{m_{\text{retenida}} + m_{\text{residual}}} \quad (9.4)$$

En consecuencia, este parámetro permite estudiar la eficiencia en el proceso de evacuación de los gases quemados. Idealmente el proceso tendría que tener el valor de la unidad, lo que equivaldría a decir que no quedan gases residuales del ciclo anterior.

e) Coeficiente de llenado

El coeficiente de llenado relaciona la masa que evoluciona en el cilindro y la masa de referencia. En caso de tener un barrido por cárter, este coeficiente representa el rendimiento del cárter actuando como bomba de barrido.

En la expresión 9.5 se define el coeficiente de llenado.

$$h_{\text{llenado}} = \frac{m_{\text{retenida}} + m_{\text{residual}}}{m_{\text{referencia}}} \quad (9.5)$$

9.5 Proceso de escape

El sistema de escape en motores 2T de barrido simétrico tiene dos funciones claramente diferenciadas. La primera es la de mejorar el proceso de renovación de la carga facilitando el escape y mejorando el llenado, y por otro lado debe reducir los niveles de ruido producidos por el motor, absorbiendo la energía de las ondas de presión generadas en el momento de la apertura de la lumbrera de escape.

Todos estos efectos están determinados por la forma de la lumbrera de escape y por el diseño del tubo de escape y del silenciador. A continuación se estudiarán las diferentes influencias en los aspectos antes comentados.

9.5.1 Influencia del escape en la renovación de la carga

Cuando se inicia la reacción de combustión en el recinto de combustión, la presión de los gases aumenta y provoca el desplazamiento del pistón hacia el PMI. En esta carrera, el pistón descubrirá la lumbrera de escape, produciéndose el escape espontáneo.

El escape espontáneo se produce por la existencia de una gran diferencia de presiones entre el recinto de combustión y el conducto de escape. Esta diferencia produce una onda de presión de amplitud finita que se propaga a través de los gases quemados a gran velocidad, haciendo que se pongan en movimiento a su paso. Cuando esto sucede, provoca que en el conducto de escape se den dos fenómenos diferentes, pero relacionados entre ellos: una onda de perturbación y el movimiento del gas por donde ésta se propaga.

En primer lugar, se produce la propagación de una onda de perturbación debida a la existencia de un gradiente de presiones grande en el seno del flujo. Esta perturbación provoca el movimiento de los gases quemados por el gradiente de presiones entre la presión local y la presión de la perturbación que se establece en el flujo. Por consiguiente, se crea una perturbación por el flujo que hay en el tubo de escape, que provocará el movimiento del gas, aunque la velocidad de la perturbación es mucho mayor que la velocidad de movimiento de los gases quemados. La creación de esta perturbación depende de la velocidad de la apertura de la lumbrera o de la válvula de escape, si el motor es de distribución simétrica, al mismo tiempo que dependerá de la geometría de los sistemas de descarga y de la velocidad de giro del motor, que establecerá la frecuencia.

La onda de presión que se genera tendrá una frecuencia que será proporcional a la velocidad de giro, mientras que su periodo dependerá de la velocidad con la que se ha abierto la lumbrera, que a su vez depende de su geometría y de la velocidad del pistón. De esta manera, cuanto más elevada es esta velocidad, menor periodo tendrá la perturbación.

En las figuras 9.11 y 9.12 se muestran diferentes tipologías y caracterizaciones de lumbreras que definirán las características de la perturbación que se propaga.

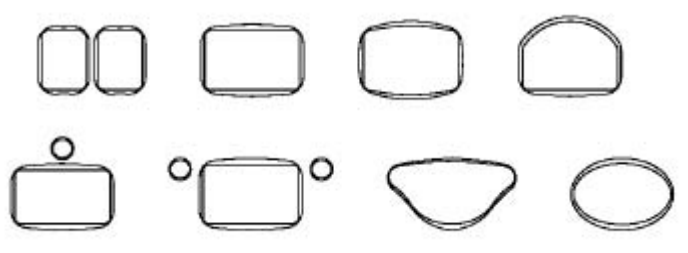


Fig. 9.11 Influencia de la forma de la lumbrera en el escape espontáneo y la onda de presión



Fig. 9.12 Muestra de diferentes tipologías de lumbreras, que generan diferentes comportamientos en las ondas de presión

La velocidad de avance de esta perturbación no es constante y depende de la relación de presiones entre la perturbación y el medio sin perturbar, así como también de la temperatura que localmente presenta el gas. La máxima velocidad de la perturbación se consigue cuando el gradiente de presiones es máximo y por tanto también lo es la diferencia de presiones entre perturbación y medio sin perturbar.

En la figura 9.13 se observan diferentes perturbaciones de la onda de escape en un punto próximo a la lumbrera de escape a lo largo del tiempo y para diferentes regímenes de giro del motor.

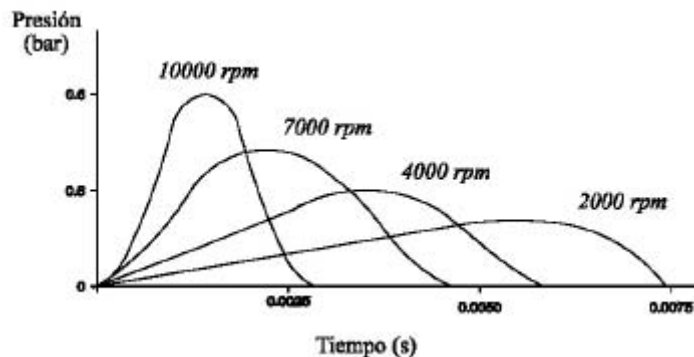


Fig. 9.13 Variación de la onda de presión generada por el escape a diferentes regímenes de giro del motor

Respecto a los cambios de dirección que puede presentar el flujo dentro del tubo de escape, no afectan al comportamiento de las ondas, pero sí lo hacen los cambios de sección u obstáculos que puedan encontrarse a su paso.

Tal y como se ha visto con anterioridad, el barrido es el proceso principal en la renovación de la carga de un motor de 2T. Este proceso fluidodinámico se puede realizar de diferentes maneras, en función de como se dispone la circulación de los gases que provienen de las lumbreras de transferencia.

Los tipos principales de barrido son:

- Barrido transversal
- Barrido por lazo
- Barrido equicorriente

a) *Barrido transversal*

El barrido transversal se caracteriza porque las lumbreras de transferencia y escape están diametralmente opuestas, tal y como puede observarse en la figura 9.14. Esta configuración facilita un correcto barrido pero tiene una elevada tendencia al cortocircuito. Por este motivo se suelen adaptar deflectores en la cabeza del pistón que impidan el paso directo del flujo de la lumbrera de transferencia a la de escape.

La solución impuesta tiende a mejorar el comportamiento fluidodinámico, pero conlleva un aumento de las tensiones térmicas, al mismo tiempo que una gran complejidad geométrica de la cámara de combustión, que dificulta el progreso del frente de llama en los motores Otto.

Por todos estos motivos, actualmente este tipo de barrido no se utiliza.

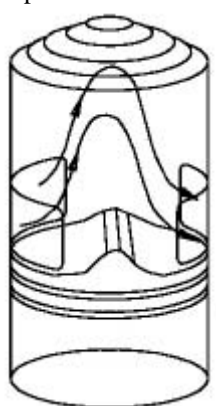


Fig. 9.14 Esquemática del barrido transversal

b) Barrido por lazo

El objetivo de este tipo de barrido es enviar los gases frescos lo más lejos posible de la lumbrera de escape, barriendo de la mejor manera posible los gases quemados.

Existen tres tipos principales de barrido por lazo: el barrido Schnürle, el barrido Curtis y el barrido Man. Estos tipos de barrido son muy sensibles a los ángulos de entrada de los gases frescos y del número de lumbreras, hecho que condiciona su diseño y su efectividad.

En general, el barrido por lazo tiene un buen rendimiento, mucho mejor que el transversal, pero peor que el equicorriente que a continuación se expondrá. En la figura 9.15 se observa la esquematización de los barridos por lazo más habituales antes citados.



Fig. 9.15 Tipo de barrido por lazo

c) Barrido equicorriente

Este tipo de barrido es el barrido con mejor rendimiento y se caracteriza por alejar al máximo las lumbreras de transferencia y escape, reduciendo el posible cortocircuito.

Las lumbreras de transferencia están dirigidas para dar una componente tangencial y vertical a los gases frescos, provocando un vórtice que hace evacuar de manera óptima los gases quemados. Un inconveniente será que en el núcleo del vórtice se tendrán unos gases residuales que serán difíciles de evacuar.

Como se puede observar en la figura 9.16, la implementación de este tipo de barrido se centra en la utilización de un sistema de distribución asimétrico, enmarcado por la utilización de válvulas en el escape.

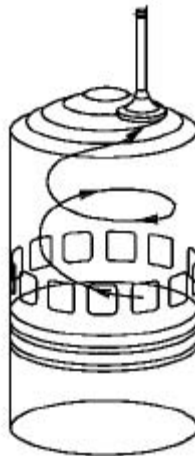


Fig. 9.16 Esquemática del barrido equicorriente

9.5.2 Consideraciones de diseño del conducto de escape

En primer lugar, hay que tener en cuenta cómo se comporta una onda frente a un obstáculo y frente a una variación de la sección de paso. Si la onda choca con un conducto cerrado o una reducción de la sección repentina, lo que hace es reflejarse, de tal manera que si se propagaba en un sentido y era una onda de sobrepresión, la energía contenida se subdivide entre dos ondas, la que continúa propagándose en la misma dirección y la reflejada, que pasa a viajar en sentido contrario, manteniendo su característica de sobrepresión, tal y como se muestra en la figura 9.17.

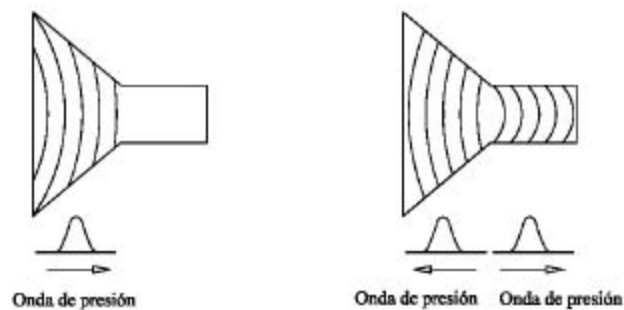


Fig. 9.17 Evolución de una onda de presión frente una disminución repentina de la sección del conducto

Por otra parte, si la misma onda anterior llega a un aumento de sección repentino, se observa que la onda sigue propagándose por el conducto de nueva sección, pero al mismo tiempo se refleja como una onda de depresión que se propagará hacia la izquierda y que se genera en el punto de cambio de sección. Esta evolución se ofrece esquematizada en la figura 9.18.

Durante todo el movimiento, y debido a que la onda se propaga por un conducto, va perdiendo energía por efecto del rozamiento, amortiguándose a medida que va propagándose.

El diseño de los conductos de escape está centrado en este comportamiento genérico de las ondas de perturbación. Esencialmente, hay que diseñar el conducto de escape para que justo en la lumbrera de escape se sucedan las depresiones y sobrepresiones de tal manera que permitan mejorar la renovación de la carga, favoreciendo el barrido y el escape espontáneo y dificultando el cortocircuito.

El proceso de escape de los gases quemados empieza con el escape espontáneo seguido del barrido. Para favorecer el proceso es deseable que, una vez finalizados los efectos importantes del escape, se consiga una depresión suplementaria en el cilindro para facilitar el barrido y el consecuente llenado del recinto de combustión con carga fresca.

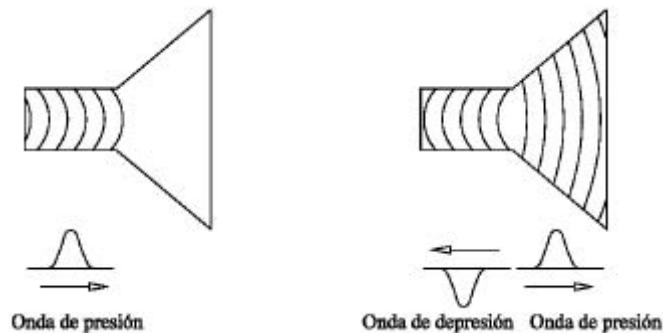


Fig. 9.18 Evolución de una onda de presión frente un aumento repentino de la sección del conducto

Por este motivo, es deseable que durante la fase de escape haya una perturbación de depresión que favorezca la salida de los gases y el llenado del recinto de combustión.

En contrapartida, cuando se cierra la lumbrera de transferencia, pero todavía la lumbrera de escape esté abierta, en los motores de distribución simétrica, se ha de controlar que la inercia de los gases que están saliendo no provoque la existencia de un cortocircuito elevado. Por este motivo hay que crear una onda de sobrepresión en la lumbrera de escape para que oponga la correspondiente resistencia, con el objeto de disminuir la magnitud del cortocircuito.

En líneas generales, en primer lugar se necesita una onda de depresión o succión, y posteriormente una onda de sobrepresión, convenientemente sincronizadas con el motor. Para conseguir estos efectos, cerca de la lumbrera de escape se sitúa un cono divergente, que aumenta la sección de paso, creándose la onda de depresión, la cual volverá hacia atrás y facilitará el barrido.

Posteriormente, la onda que ha seguido propagándose, y que ahora lo hace por un conducto de sección mayor, llega a un cono convergente, que disminuye la sección. Este hecho supone una onda reflejada de sobrepresión, que volverá a la lumbrera de escape con un cierto retraso respecto a la primera. La geometría del conducto, el amortiguamiento y sus condiciones de adiabaticidad determinan la magnitud de las ondas y el tiempo que tardan en volver hacia el recinto de combustión. En

consecuencia, el dimensionado de los tubos de escape es un problema de cálculo complejo, ya que hay una distribución de temperaturas a lo largo del conducto que provoca la existencia de diferentes velocidades de la onda perturbada.

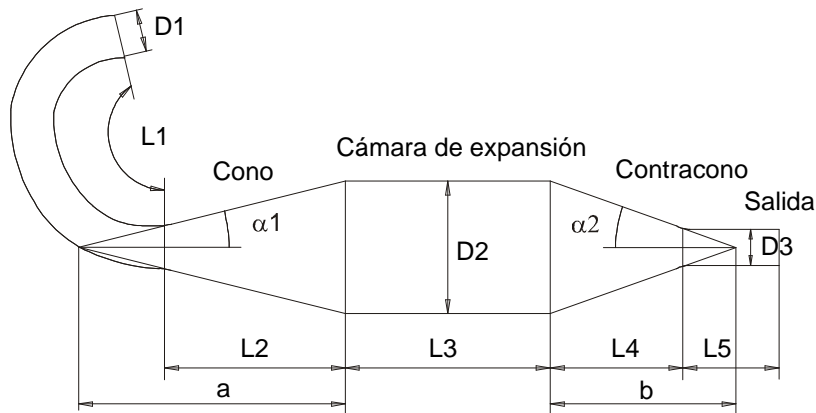


Fig. 9.19 Esquematización de un conducto de escape con los parámetros que lo caracterizan

En el cono difusor hay una disminución de presión que nos provoca una disminución de la temperatura, y entre la cámara de combustión y la cámara de expansión puede existir una variación de temperaturas del orden de 250-350 °C. Posteriormente, en el contracono la presión aumenta y por consiguiente la temperatura también.

Hay que tener en cuenta que el diseño de un tubo de escape se hace para un régimen determinado. Por lo tanto, al variar el régimen el comportamiento del sistema de escape disminuirá de rendimiento y se tendrán que utilizar otros sistemas para optimizar el proceso de escape en un rango más amplio de velocidades.

Se han diseñado sistemas de escape en que se varían las longitudes y la geometría del tubo de escape en función de las condiciones de funcionamiento del motor, pero su gran inconveniente son las altas temperaturas con la que circulan los gases quemados degradando cualquier mecanismo que se encuentren a su paso.

Generalmente se diseña el escape para conseguir el par máximo a un régimen medio o alto con tal de extraer la máxima potencia al motor. Respecto el esquema del tubo de escape representado en la figura 9.19, hay diferentes condiciones de diseño que hay que tener en cuenta. Si se reduce la longitud L_2 entonces se observa la tendencia a aumentar el par máximo a altas vueltas. La longitud más importante es la $L_1+L_2+L_3+L_4$, ya que es en este punto donde se genera la onda de presión que frena los gases una vez se ha hecho el barrido.

Si se quiere optimizar el sistema de escape con objeto de obtener un par máximo a altas vueltas, esta longitud ha de ser pequeña para dar tiempo a la onda a reflejarse y volver para frenar los gases frescos. La conicidad del cono es crítica y el ángulo α_1 no puede superar los 15°, ya que si no aparecen turbulencias que afectan a las ondas y hacen ineficiente el sistema de escape. Si se diseña un sistema con α_1 grande, entonces la curva de par una vez sobrepasado el par máximo cae muy rápidamente,

obteniéndose la potencia máxima y el par máximo en el mismo régimen, provocando la dificultad de conducción del motor.

El volumen de la cámara de expansión va asociado a la cilindrada del motor, ya que depende del volumen de gases que será necesario extraer del recinto de combustión. Cuando el ángulo $\alpha 1$ es muy pequeño, puede ocurrir que se necesite mucha longitud para poder obtener el volumen necesario para una cilindrada determinada y puede ser que el sistema no sea realizable. La solución a este problema radica en la implementación de un cono con diferentes conicidades progresivas, de manera que con menor longitud del cono se alcance la sección adecuada de la cámara de expansión.

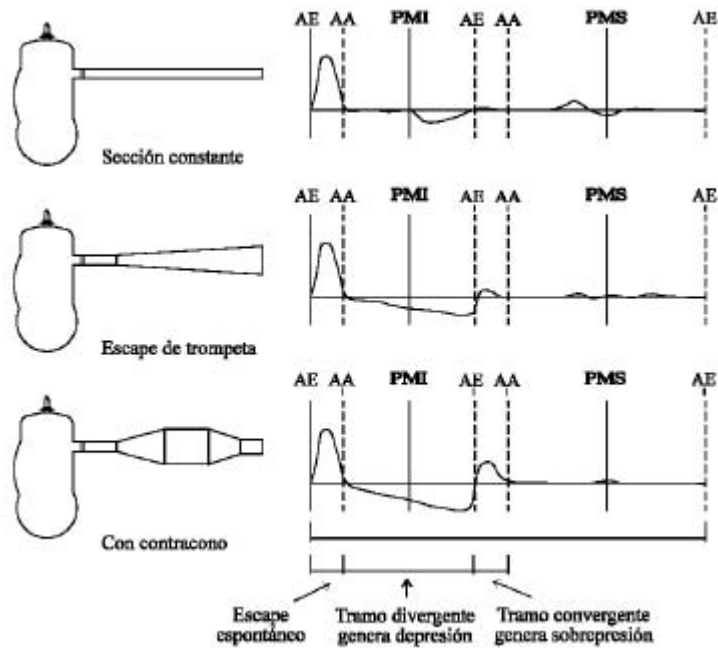


Fig. 9.20 Evolución de la presión en un punto próximo a la lumbrera de escape

Paralelamente, si el volumen de la cámara de expansión tiende a ser grande, se observa una tendencia a disminuir el régimen de par máximo.

Respecto la conicidad del contracono, ésta produce un efecto diferente a la del cono. Con este ángulo se consigue aumentar o disminuir el rango de regímenes en el que es utilizable el motor. Cuando se utiliza un ángulo $\alpha 2$ pequeño, se tiene un motor con un rango de revoluciones más aprovechable y por tanto un motor más elástico y fácil de conducir; en contrapartida, se observa una reducción del valor de par máximo.

Por otra parte, si se aumenta este ángulo se favorece el aumento del efecto de la onda de presión y se mejora el comportamiento del motor, aumentando el par máximo pero reduciendo su elasticidad. En estos casos, a regímenes superiores a la potencia máxima, la curva de potencia cae rápidamente. Existen aplicaciones en que es útil hacer que $L2$ sea nula y que el difusor empiece a la lumbrera de escape, reduciendo así la longitud total del escape sin que éste se vea afectado.

En general, el cono difusor sirve para definir la curva de par antes de llegar al par máximo, mientras que el contracono sirve para controlar la curva después del par máximo.

En la figura 9.20 se puede ver la evolución de la presión en un punto próximo a la lumbrera de escape con relación en el ciclo de 2T y en diferentes sistemas de escape.

9.5.3 Consideraciones de diseño de los silenciadores

En los apartados anteriores se ha podido constatar la influencia de la geometría del escape respecto al comportamiento de renovación de la carga del motor, pero todavía queda otro efecto importante que han de ofrecer todos los sistemas de escape: es la reducción de ruido del motor. Esta disminución del ruido no sería deseable según un punto de vista de prestaciones del motor, pero los imperativos legales anticontaminación y la propia lógica de utilización obligan a emprender acciones para reducir el ruido de estos motores.

El silenciador es un elemento que se incorpora al conducto de escape y que permite disminuir la energía de las ondas de presión, reduciéndose el ruido final que emite el motor. Los silenciadores se dividen en dos grandes grupos: los silenciadores por absorción y los silenciadores de geometría sintonizada.

a) Silenciadores por absorción

Los silenciadores por absorción basan su principio de funcionamiento en hacer pasar el flujo por un conducto donde hay un material que amortigua la onda. En consecuencia, estos silenciadores están constituidos por una cámara de expansión llena de fibra porosa donde el amortiguamiento se produce por rozamiento viscoso y fragmentación de la onda. Este tipo de silenciador tiene efectos similares para todas las frecuencias del sonido y resta un poco de potencia al motor, al suponer un impedimento a la circulación de los gases, aumentando el trabajo de bombeo. Otro problema de estos tipos de silenciadores se centra en que el material absorbente se degrada muy fácilmente con la temperatura y ofrece una durabilidad limitada.

b) Silenciadores de geometría sintonizada

La otra concepción de silenciador está centrada en la utilización de resonadores laterales y cámaras de expansión que se dimensionan debidamente para conseguir que una determinada frecuencia de perturbación, la que haga más ruido, se atenúe a sí misma al pasar por los diferentes elementos del escape. Este tipo de silenciador sólo actúa dentro del rango de frecuencias respecto a los que ha sido sintonizado. Por este motivo, se utiliza este tipo de silenciador para amortiguar las frecuencias de la onda que generarán un ruido más potente y en la frecuencia más audible para el oído humano.

9.6 Comparación entre los motores 2T y 4T

Las diferencias inherentes entre la arquitectura 2T y 4T son muy importantes, y a continuación se evalúan y analizan en aquellos aspectos de mayor relevancia.

La concepción de un motor 2T puede ser mucho más simple que la de un 4T, eliminando elementos constituyentes como son todo el sistema de distribución, que se realiza mediante las lumbreras y el movimiento del pistón. Este hecho comporta una reducción del peso, una aproximación del centro de gravedad del motor hacia el eje del cigüeñal, una reducción del volumen, una simplificación de la culata, y en definitiva, una reducción de los costes de fabricación y materiales.

En consecuencia, el mecanismo es más simple en un motor 2T, pero al mismo tiempo, cada dos carreras del pistón se realiza un ciclo, mientras que en un motor 4T hacen falta cuatro carreras para realizarlo. Por lo tanto, el número de ciclos realizado por un motor 2T es el doble que en un motor 4T al mismo régimen de giro del motor.

Todos estos efectos conllevan que la potencia respecto al peso del motor o respecto la cilindrada de los motores sea claramente favorable en un motor 2T.

Morfológicamente, el motor 2T no tiene distribución y la función del cárter suele ser la de bomba de barrido. Este hecho lo diferencia claramente respecto el motor 4T, donde el cárter tiene la función de depósito del líquido lubricante.

A parte de esta problemática, la presencia del sistema de distribución en el motor 4T limita gravemente el régimen máximo de giro del motor por flotación de válvulas, no existiendo esta limitación en el motor 2T.

Respecto a los segmentos del pistón, las lumbreras que tiene un motor 2T suponen una dificultad adicional al rozamiento de los segmentos con las paredes del cilindro, hecho que obliga a diseñar las lumbreras para que éstos no puedan interferir.

A parte de este hecho, la no existencia de un cárter lleno de aceite evita la presencia del segmento rascador, reduciéndose el número de segmentos del motor 2T a uno o dos de compresión.

Idealmente los motores 2T y 4T trabajan sobre los mismos ciclos ideales, Otto o Diesel, manteniendo las mismas características ideales de ciclos.

La diferencia entre ellos se centra en los diagramas indicados del motor, ya que en el motor 2T no se observa el lazo negativo de bombeo que se produce en el motor 4T. La inexistencia de este lazo negativo no indica que éste no se produzca, sino que se produce simultáneamente en el lazo de trabajo, pero en el cárter del motor, o en la bomba de barrido, si fuese externa.

Respecto a las diferencias entre el ciclo real y el ideal, son más importantes en el motor 2T, ya que la renovación de la carga no dispone de tanto tiempo para realizarse como en el motor 4T, superponiéndose el escape y la entrada de carga fresca, hecho que conlleva la necesidad del barrido.

Paralelamente a este efecto, el mayor número de carreras de trabajo del motor 2T provoca una temperatura media de trabajo mayor del recinto de combustión, con una disminución de la densidad de la carga fresca, y en consecuencia un empeoramiento del coeficiente de carga. En consecuencia, la renovación de la carga no es tan eficiente en un motor 2T como en un motor 4T, y por lo tanto, el rendimiento comparativo será peor en el motor 2T.

El hecho de que en el motor 2T se generen el doble de ciclos por vuelta de cigüeñal que en el motor 4T, conlleva tener un motor más solicitado tanto mecánicamente como térmicamente, acelerando el desgaste de los elementos que lo componen, con alta probabilidad a que se produzca el gripado.

Esta alta probabilidad para el gripado es debida, en parte, a la peor eficiencia del sistema de lubricación, ya que el aceite se introduce en el motor mezclado con la carga fresca.

Los motores 2T utilizados actualmente en automoción se restringen al uso en motocicletas de pequeña cilindrada y según ciclo Otto.

El motor 2T tiene una renovación de la carga que se basa en el comportamiento fluidodinámico de los gases. El control de este proceso es muy compleja, y sólo se puede realizar cuando la energía del flujo alcanza determinados valores.

Por este motivo, un motor 2T puede empezar a alcanzar un buen rendimiento cuando el motor gira a regímenes elevados y se estabiliza el proceso de renovación de la carga. En contrapartida, cuanto más elevado es el régimen de giro, más carga térmica tiene el motor.

De esta manera, el motor 2T ha de ser un motor con regímenes de trabajo elevados y de cilindradas bajas, de forma que la carga térmica no sea excesiva.

Paralelamente a estos efectos, la posibilidad del cortocircuito provoca la presencia de contaminantes elevados, a parte del aceite de lubricación que se quema en cada combustión. Este motivo refuerza el hecho de la utilización de este tipo de motor en cilindradas pequeñas, ya que el volumen de contaminantes no será muy elevado.

Por tanto, un motor 4T podrá ser un motor de mayor cilindrada, con un par más elevado, pero con menor potencia que un motor 2T de igual cilindrada. Este hecho condiciona la elasticidad del motor, siendo más elástico el motor 4T.

En un motor 2T de barrido por cárter, la película de aceite entre pistón y cilindro se realiza mediante el aceite que hay en suspensión en la carga fresca. Por lo tanto, es un sistema de lubricación a aceite perdido, ya que si no se quema, se pierde por el escape.

La característica de los aceites de los 2T ha de ser tal que generen las mínimas incrustaciones y la mínima carbonilla durante la combustión, ya que si no se deteriora la pared interior del recinto.

De todas maneras, eliminar totalmente la carbonilla que genera la combustión del aceite no es posible y ésta sale por el escape, donde normalmente se deposita, obturándolo, hecho que genera ineficiencia de funcionamiento del motor y aumenta el coste de mantenimiento.

En contrapartida, en el motor 4T la lubricación se realiza mediante un sistema de engrase directo por bomba, que es más fiable y eficiente y no es a aceite perdido, de forma que es menos costoso y contaminante, y evita el mantenimiento del tubo de escape, si bien complica notablemente su diseño.

Un motor 2T tiene como virtudes su ligereza, simplicidad, economía de fabricación y sus elevadas prestaciones. En contrapartida tiene dos graves inconvenientes; la contaminación y el elevado consumo específico.

La contaminación proviene de la existencia del cortocircuito, de la combustión del aceite de lubricación y por la combustión incompleta que se produce a elevados regímenes de giro por falta de tiempo.

Respecto al consumo específico elevado, se produce porque el motor 2T es muy sensible a las variaciones respecto al punto de funcionamiento óptimo para el que ha estado diseñado, de forma que al disminuir o aumentar el régimen de giro, la renovación de la carga pierde la eficiencia y disminuye rápidamente el rendimiento del motor.

10 Combustibles para motores de combustión interna

10.1 Introducción

La energía térmica que se transforma en energía mecánica en un motor de combustión interna procede de las sustancias que denominamos genéricamente combustibles.

La reacción de estas sustancias con el oxígeno (combustión) se produce de forma exotérmica; esta energía térmica liberada procede de la energía inherente a la estructura molecular de los componentes de los combustibles.

Su estado en condiciones normales de presión y temperatura nos permite clasificarlos, independientemente de su procedencia, en tres grandes grupos :

- Combustibles sólidos
- Combustibles líquidos
- Combustibles gaseosos

Esta clasificación no comporta relaciones con su origen. Hoy por hoy, después del carbón, ya relegado a un plano secundario, el petróleo ha sido, y es, la fuente principal de recursos energéticos, de lo cual el motor de combustión interna no está desligado, ya que nace por las mismas fechas en que se inician las primeras perforaciones para buscar el petróleo, 1859.

En 1860 Lenoir inventa el motor con gas de alumbrado, en 1883 Daimler aplica los descubrimientos de Otto a un motor alimentado con gasolina y en 1892 Diesel patenta el motor que lleva su propio nombre.

Desde hace, por tanto, más de cien años, el petróleo es la fuente principal de los combustibles que se emplea en los motores de combustión interna, ya que los combustibles sólidos no sirven realmente para estos motores.

Ahora bien, la seguridad de que esta fuente de energía natural se agotará algún día y la necesidad de un ambiente menos contaminado han derivado hacia la búsqueda de otras fuentes.

De este modo, el gas natural se ha convertido en una fuente energética importante en los procesos industriales y los alcoholes y los ésteres derivados de los aceites vegetales se han convertido en unos posibles sustitutos de los ya clásicos combustibles: la gasolina y el gasóleo.

Las propiedades de los alcanos no ramificados, que constituyen el porcentaje más elevado en la composición de muchos petróleos crudos, no son las más adecuadas bajo el punto de vista de los requerimientos de una gasolina, pero sí de un gasóleo, como veremos más adelante.

Muchos de estos alcanos hierven a temperaturas muy superiores al valor deseado y, al igual que los cicloalcanos, tienen alta autoinflamación. Únicamente los hidrocarburos aromáticos, que generalmente sólo constituyen el 10% de un crudo, y la pequeña proporción de isoalcanos poseen baja autoinflamación, deseable en toda gasolina.

De aquí que en el proceso de refinado del petróleo se sigan diferentes técnicas de conversión química con el fin de separar los hidrocarburos más ligeros, y reformar los alcanos no ramificados y los cicloalcanos, más pesados, para obtener isoalcanos y aromáticos, respectivamente. O bien, isomerar los alcanos no ramificados para convertirlos en isoalcanos.

Otra de las técnicas consiste en el craqueo de los componentes de más alta temperatura de ebullición, obteniéndose alquenos (olefinas), que son hidrocarburos de cadenas lineales no saturadas, ya que contienen átomos de carbono unidos mediante enlaces dobles. La autoinflamabilidad de estos hidrocarburos es inferior a la de los alcanos no ramificados.

10.2.2 Proceso de refinado

Tras el sedimentado de los componentes sólidos y el agua que acompañan al petróleo crudo, éste pasa primero por un calentador y después a la parte inferior de una alta columna de acero, denominada torre de fraccionamiento, con el fin de proceder a la destilación del crudo para separar sus diversos componentes. Esos componentes se llaman fracciones y salen separadas en los diferentes niveles.

A diferentes alturas, en el interior de la columna hay platos horizontales, que pueden tener perforaciones o válvulas. La columna se mantiene muy caliente en la parte inferior y la temperatura desciende gradualmente hacia la parte superior, obteniéndose un gradiente de temperatura para la condensación de los diferentes vapores.

La mayor parte de las fracciones del petróleo entran en la columna en fase de ebullición, por lo que se vaporizan rápidamente y suben por la columna. A medida que cada fracción llega al plato, cuya temperatura es apenas inferior a su punto de vaporización, vuelven a su estado líquido y salen por las conducciones correspondientes.

Las fracciones que alcanzan mayor altura en la columna reciben el nombre de *fracciones ligeras* y las que se condensan en los platos inferiores, el de *pesadas*. La más ligera es el gas de refinería, que permanece en forma de vapor y se utiliza como combustible en la misma refinería. Otras fracciones ligeras son los gases licuados de petróleo, GLP, la gasolina y la nafta.

Las fracciones pesadas comprenden el queroseno y el gasóleo; por último, las fracciones más pesadas se extraen de la base de la columna, en forma de fuelóleo o residuos.

Después de la destilación, muchos de los productos separados son refinados para extraer las impurezas que contienen. Los residuos se redestilan al vacío para obtener la materia prima de los aceites lubricantes, del asfalto y otros productos que se emplean en procesos subsiguientes.

Sin embargo, los procesos de destilación, no pueden responder al 100% a las necesidades de productos que demanda el mercado. Pongamos por ejemplo el caso de la gasolina y el gasóleo; generalmente, este último constituye entre un 30% y un 50% del rendimiento de la destilación, mientras que la demanda es mucho mayor en el caso de la gasolina. De aquí que las refinерías utilicen técnicas de conversión química para obtener los productos que demanda el mercado.

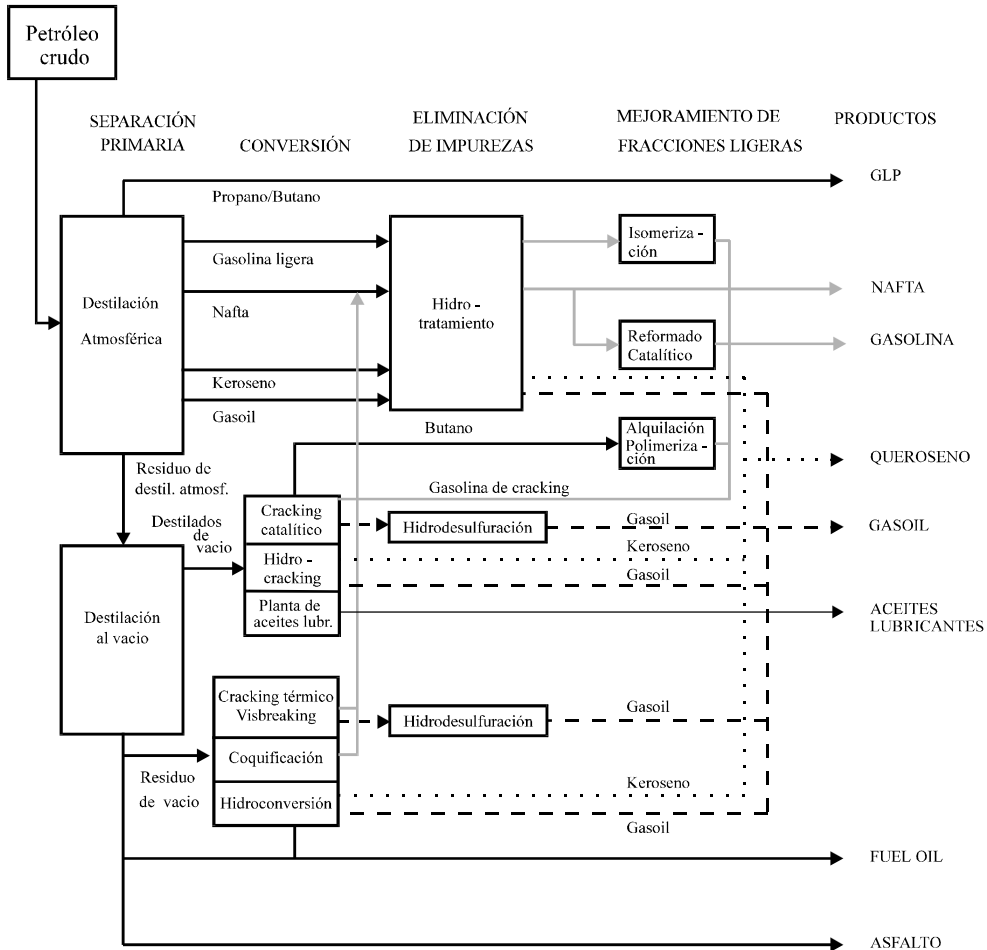


Fig. 10.1 Proceso de refinación del petróleo

La diversidad de técnicas de conversión empleadas en una refinерía dependerá no sólo de las necesidades del mercado, sino también de los tipos de petróleo crudo que deban refinarse.

Entre estas técnicas, son importantes los procesos de *cracking*, que rompen las moléculas grandes de las fracciones pesadas para formar moléculas más pequeñas.

Entre estos procesos tenemos el *visbreaking*, *cracking* térmico, que permite reducir la viscosidad del residuo utilizado, para producir un fuelóleo que requiere menos mezcla con productos de mayor calidad, o el *cracking* catalítico, en el que las fracciones pesadas se desintegran en presencia de un catalizador.

Las técnicas de conversión también se aplican a las fracciones más ligeras; así, por *reforming*, la nafta puede convertirse, en presencia de platino, en componentes de alta calidad para las gasolinas, obteniéndose como subproducto hidrógeno, que se emplea en procesos de hidroconversión Hycon, para la conversión de residuos de refinería.

10.3 Características de los combustibles para MEP

10.3.1 Poder calorífico

El poder calorífico es la capacidad energética de un combustible, y su valor varía en función del contenido en carbono e hidrógeno. La determinación de este valor se realiza mediante la combustión completa del combustible en un calorímetro y en unas condiciones determinadas, ya que la cantidad de calor no es la misma si la combustión se realiza a presión constante o a volumen constante, aunque para los combustibles usuales la diferencia entre estos valores es mínima.

Donde sí que hay que hacer una distinción es entre el poder calorífico superior y el inferior, puesto que en los productos de la combustión aparece vapor de agua.

El poder calorífico superior es la cantidad de calor que se obtiene en la combustión completa de un kilogramo de combustible, con enfriamiento de los productos de combustión hasta el punto de condensación del vapor de agua contenido, mientras que el poder calorífico inferior es la cantidad de calor que se obtiene en la combustión completa de un kilogramo de combustible sin enfriamiento de los productos de combustión, de modo que no hay condensación del vapor de agua contenido.

Como en los motores térmicos la temperatura de los gases de la combustión tienen una temperatura muy superior a la temperatura ambiente, no hay que considerar la condensación del vapor de agua y, por tanto, se utilizará siempre el poder calorífico inferior.

Tal como se ha comentado, el poder calorífico depende del contenido en carbono e hidrógeno, y será mayor cuanto mayor sea el contenido en hidrógeno del hidrocarburo. De aquí que los compuestos oxigenados, cuya principal cualidad es su alta capacidad antidetonante, tengan un poder calorífico inferior a otros combustibles. Como el consumo específico es inversamente proporcional al poder calorífico, cuanto menor sea este último, mayor será el consumo del motor, tal como ocurre cuando se utilizan los alcoholes como combustibles.

Todo cuanto se ha comentado en este apartado es extensible a los combustibles para motores de encendido por compresión, ya que esta característica es independiente del tipo de motor al cual vaya destinado el combustible.

10.3.2 Peso específico

En ningún caso el peso específico ha de servir para determinar el combustible a emplear, ya que combustibles con similares pesos específicos difieren mucho en otras cualidades ni tampoco ha de servir para deducir comportamientos como la volatilidad o la capacidad antidetonante, ya que por ejemplo un gasolina con

alto contenido en aromáticos tiene un peso específico más elevado y su volatilidad y su capacidad antidetonante muy buenas.

Como los elementos que regulan la alimentación dependen del volumen y no del peso del combustible, se fijan los límites superior e inferior del peso específico para no tener que realizar modificaciones en los mismos. Si aumenta el peso específico del combustible, la riqueza aumentará y aparecerán problemas de distribución de la mezcla en los cilindros, y de igual modo aparecerán problemas de dosificación y distribución, si este disminuye.

10.3.3 Volatilidad

En los motores de encendido provocado que emplea, en la combustión, una mezcla homogénea de aire y combustible líquido, la volatilidad de este último debe ser la necesaria para dar la correcta relación vapor-aire en todas las condiciones operativas del motor, incluyendo las más críticas de arranque en frío y posterior calentamiento.

El método para determinar la volatilidad de un combustible es el normalizado por la *American Testing of Materials*, mediante el cual se determina la curva de vaporización, siendo puntos característicos de dicha curva las temperaturas a las cuales vaporiza el 10%, el 50% y el 90% del volumen del combustible analizado.

Así como los combustibles puros, como es el caso del etanol o del metanol, dan una curva de vaporización que es lineal, ya que evaporan a una temperatura definida, el caso de los combustibles que son mezcla de hidrocarburos es bien diferente.

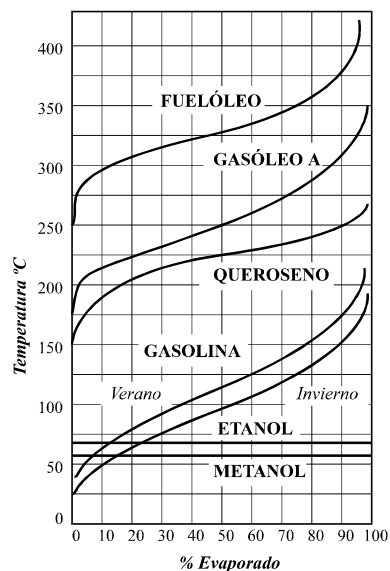


Fig. 10.2 Curvas ASTM de vaporización

La gasolina es una mezcla compleja de más de 100 componentes y solo cuatro o cinco de ellos representan cada uno más del 5 por ciento de esa mezcla. Las temperaturas a las cuales esos hidrocarburos pasan del

estado líquido al gaseoso tiene importancia no sólo en el proceso de obtención de la gasolina, sino también en el funcionamiento del motor.

Los hidrocarburos que componen las gasolinas tienen diferentes puntos de ebullición, que van desde la temperatura ambiente hasta aproximadamente los 220°C. Cuando se realiza la mezcla con el aire en el interior del motor, las temperaturas a las cuales se vaporizan estos hidrocarburos son inferiores a sus puntos de ebullición.

Sin embargo, los puntos de ebullición son una buena indicación general de la volatilidad; si una gasolina se describe como de alta volatilidad, quiere decir que una proporción relativamente grande de sus hidrocarburos hierven a temperaturas que corresponden al extremo inferior de la escala de los puntos de ebullición.

Tal como se ha comentado, la volatilidad afecta al comportamiento del motor, así una volatilidad demasiado baja puede crear serias dificultades para arrancar el motor y alcanzar la temperatura de régimen. Si por el contrario es demasiado alta, puede haber problemas de calado del motor o funcionamiento no uniforme cuando la temperatura ambiental es alta. La volatilidad también tiene efecto en el uso económico del carburante y puede influir en la acumulación de depósitos en el motor.

10.3.4 Puntos característicos de la curva de vaporización

Analizaremos a continuación los puntos característicos de la curva de vaporización.

En el arranque en frío y, en especial cuando la temperatura ambiente es baja, es necesario que el combustible contenga suficientes hidrocarburos ligeros, como es el butano en el caso de las gasolinas, que hiervan a bajas temperaturas. Una medida de la buena capacidad de arranque en frío es que al menos el 10% del volumen del combustible se evapore por debajo de los 70 EC. Si esta temperatura es más alta, se producen dificultades en el arranque.

Ahora bien, si la temperatura a la cual se vaporiza este 10% es muy baja también se producen problemas, debido a la formación muy rápida de combustible vaporizado, lo cual se traduce en pérdidas por evaporación en el depósito de combustible y formación de burbujas de vapor en el colector de admisión.

Otro de los puntos característicos de la curva de vaporización es la temperatura a la cual se vaporiza el 50% del volumen de combustible. Este punto puede resultar crítico si es muy bajo, ya que con temperaturas ambientales inferiores a los 10 EC, y una humedad relativa superior al 65%, se puede producir la solidificación del vapor de agua contenido en el aire de admisión, ya que, por ejemplo, el calor latente de vaporización de la gasolina es de 335 J/g y superior en el caso de los alcoholes. El resultado es la formación de hielo en los elementos de formación de la mezcla.

El otro punto a considerar es la vaporización del 90% del volumen del combustible. Los hidrocarburos pesados y menos volátiles, si la temperatura de vaporización es muy elevada, pueden originar dos problemas principales.

En primer lugar, es posible que permanezca en el cilindro todavía en forma líquida, con lo cual tienden a desplazar el lubricante de las paredes del cilindro y a pasar a la parte inferior del motor, con la consiguiente dilución del aceite.

Y en segundo lugar, cuanto más pesados sean los hidrocarburos, más difícil suele ser su combustión y pueden originar depósitos de carbonilla en los cilindros y válvulas, con lo cual el funcionamiento del motor será irregular.

Además, los hidrocarburos de alto punto de ebullición de las gasolinas tienen una gran importancia en los niveles de emisiones de hidrocarburos y de aldehídos, una reducción de 40°C en la temperatura final de ebullición reduciría en un 25% las emisiones de benceno, butadieno, formaldehído y acetaldehído, y en un 20% las emisiones de hidrocarburos sin quemar.

10.3.5 Presión de vapor

Entre el punto inicial de ebullición de las gasolinas, normalmente a temperatura ambiente, y el punto final de ebullición, alrededor de los 220 EC, máximo, hay una zona relativamente estrecha por la cual debe pasar la curva de temperaturas de ebullición, a fin de que pueda asegurarse el funcionamiento satisfactorio en todos los motores. Los límites de esta zona dependen, en parte, de las condiciones ambientales y generalmente se ajustan según las estaciones del año; por ello en la mayoría de los países se vende gasolina de verano y de invierno.

La presión de vapor de un combustible es también una medida de la volatilidad de dicho combustible, ya que presiones de vapor elevadas indican que un combustible puede formar fácilmente burbujas de vapor en el sistema de alimentación. Por ello, de acuerdo con las estaciones del año y las condiciones ambientales, se limita la presión de vapor del combustible; así en el caso de la gasolina, la presión de vapor en el período que va del 1 de abril al 31 de octubre se sitúa entre 48 y 64 kPa y en el período que va del 1 de noviembre al 31 de marzo está comprendida entre 55 y 78 kPa, dando lugar a lo que se denomina *gasolina de verano* y *de invierno*.

10.3.6 Características antidetonantes de los combustibles para MEP

Cuanto más alta sea la relación de compresión de un motor, mayor será el rendimiento efectivo, ya que aumenta el rendimiento termodinámico, y mayor la potencia desarrollada, pero la relación de compresión no puede aumentarse más allá del punto en que aparece la detonación. De aquí que los combustibles empleados en motores de encendido provocado deban tener una baja tendencia a la autoinflamación que permita trabajar con presiones mínimas de 60 a 70 bars.

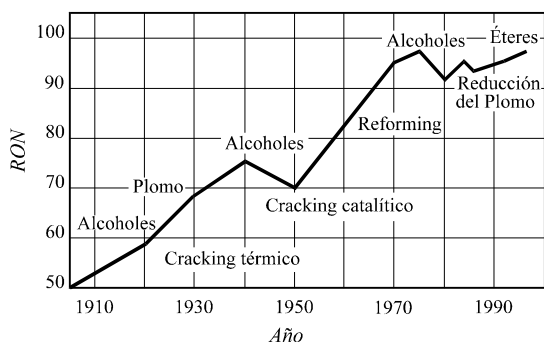


Fig. 10.3 Evolución del NO en las gasolinas

La medida del poder antidetonante de un combustible viene dada por el número de octano NO, y se obtiene por comparación con los de diferentes mezclas de iso-octano C_8H_{18} (2,2,4-trimetilpentano), un hidrocarburo de la serie isoparafínica que tiene un alto poder antidetonante y al que se asigna el valor 100, y el heptano C_7H_{16} , de la serie parafínica, que posee cualidades antidetonantes muy bajas, al que se asigna el valor 0.

El ensayo normalizado se efectúa en un motor monocilíndrico CFR, *Cooperative Fuel Research Comitee*, o en un motor de pruebas BASF, *Badische Anilyn-und Soda-Fabrik*.

Los métodos empleados son dos: El método *Research*, que se realiza en condiciones de ensayo relativamente moderadas y mediante el cual se obtiene el índice RON, *Research Octane Number*, que es el NO que se indica comercialmente. El otro método, es el método *Motor*, que se caracteriza por el precalentamiento de la mezcla, régimen de giro del motor más alto y ajuste variable del punto de encendido. Mediante este método se obtiene el índice MON, *Motor Octane Number*, que resulta siempre inferior al RON, así por ejemplo, una gasolina super tiene un RON; de alrededor de 98 y un MON de 88.

La diferencia entre estos dos índices se denomina *sensibilidad del combustible*, ya que indica la reacción del combustible a cambios en las condiciones de operación del motor.

Los dos números de octano tienen aproximadamente la misma importancia y, en Norteamérica, para describir el octanaje, se utiliza el promedio de ellos y se denomina AKI, *Anti-Knock Index*.

El protocolo de ensayo para estos dos métodos es el siguiente:

En primer lugar se ajusta la relación de compresión en las condiciones operativas del método que se este siguiendo, hasta obtener con el combustible a ensayar una detonación medida por el captador de detonación.

A continuación se buscan dos mezclas de iso-octano y heptano que se diferencien como mucho en dos unidades de NO, y que para la relación de compresión obtenida antes, sus valores de detonación queden uno por encima y otro por debajo del obtenido con el combustible objeto del ensayo.

Se determinan los números de octano de las dos mezclas y el NO del combustible ensayado se obtiene por interpolación.

Tabla 10. 2 Condiciones de ensayo para la determinación del NO

CONDICIONES OPERATIVAS	MÉTODO MOTOR		MÉTODO RESEARCH
	CFR	BASF	CFR
Régimen	900 rpm	900 rpm	600 rpm
Avance al encendido	f(rel.comp)	f(rel.comp.)	13°
Relación de compresión	variable	variable	variable
Precal. del aire admisión	38 °C	ninguno	52 °C
Precal. de la mezcla	149 °C	165 °C	ninguno

Al variar la composición química de un combustible varía el NO. La resistencia a la detonación es mayor con estructuras complejas: cadena cerrada, cadena ramificada, etc., mientras que disminuye al crecer la longitud de la cadena. Por ello los hidrocarburos más resistentes a la detonación son los aromáticos, y la resistencia va disminuyendo progresivamente para los nafténicos, los olefínicos y los parafínicos.

El octanaje, como la volatilidad, es una propiedad muy importante para el funcionamiento del motor: cuanto más alto sea el número de octano de un carburante, mayor será la resistencia a la detonación y más eficientemente funcionará el motor.

10.3.7 Influencia del NO en la relación de compresión y en el avance al encendido

Diversos factores son responsables de que en un motor se produzca la detonación, bien sean factores de diseño, o bien por alteraciones durante el funcionamiento. Se analizará a continuación la importancia de la capacidad antidetonante del combustible en la determinación de la relación de compresión máxima y en el mapa de avance al encendido.

Tal como se ha comentado, cuanto más alta sea la relación de compresión de un motor, mayor será el rendimiento efectivo, ya que aumenta el rendimiento ideal del ciclo. Cuanto más próximos a la situación de detonación se haga trabajar al motor, mayor será el rendimiento efectivo, pero ello obliga a instalar un sensor de detonación que actúa por detección de las vibraciones en la cámara de combustión.

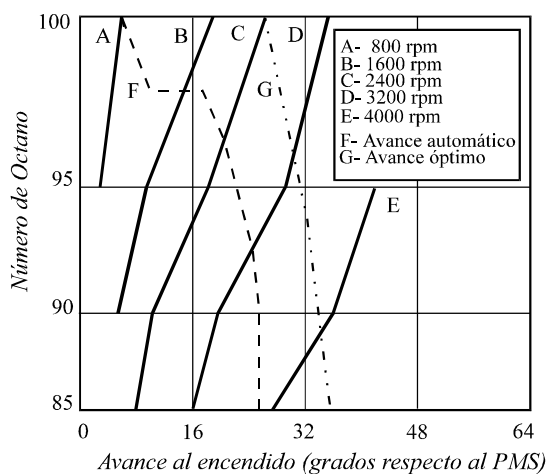


Fig. 10.4 Influencias del NO en el avance del encendido

Por otra parte, cuanto menor es la relación de compresión, menor es el número de octano requerido, pero eso sí, menor es el rendimiento efectivo. Así por ejemplo, con una relación de compresión de 8/1 es suficiente un NO de 92 y con una relación de compresión de 10/1, el NO es de 95.

La tendencia a la detonación aumenta con el avance al encendido, así por ejemplo un motor que tiene un avance de 6° respecto al PMS precisa un combustible de 93 NO, pero si este avance es de 8° el combustible ha de tener 96 NO.

Al avanzar el encendido, el frente de llama se desarrolla antes y consecuentemente se dispone de mayor tiempo para la autoignición de compuestos formados antes de que se alcance el punto óptimo de máxima presión.

El mapa de encendido ha de tener en cuenta el combustible a emplear en el motor, de modo que proporcione un avance adecuado para que la combustión esté siempre centrada después del PMS.

Como la detonación se produce a cargas altas, se puede incrementar la relación de compresión, de modo que el sistema de regulación de la combustión detonante actúe sobre el avance al encendido, retrasándolo. Sin embargo, con este sistema se aumenta el consumo en alta, pero se optimiza el consumo a cargas parciales y se aumenta el rendimiento del motor en las condiciones habituales de utilización.

10.4 Características de los combustibles para MEC

10.4.1 Viscosidad y volatilidad

En este tipo de combustibles, ambas propiedades no pueden ser modificadas una independientemente de la otra, ya que ambas están relacionadas, como así lo demuestra el hecho de que si un gasóleo aumenta su volatilidad al mismo tiempo decrece su viscosidad; sin embargo, se analizarán separadamente para poder determinar su influencia en el comportamiento del motor.

En la gráfica 10.2, correspondiente a la curva de destilación ASTM, se puede observar que los problemas de volatilidad que se presentan en los combustibles destinados a motores de encendido provocado no se presentan en los de encendido por compresión, ya que el combustible se inyecta en una masa de aire caliente. Pero es interesante observar, en estos combustibles, la temperatura a la cual finaliza la vaporización, ya que si ésta es muy elevada la combustión de los componentes menos volátiles es incompleta, las gotas de combustible llegan hasta las paredes del cilindro y se produce dilución del aceite de engrase, con lo que aumenta el desgaste, la formación de carbonilla en la cámara de combustión y los residuos en los segmentos.

En cuanto a la viscosidad, hay varios aspectos del funcionamiento del motor en los que incide esta característica del combustible.

Es evidente que la viscosidad debe ser lo suficientemente baja para que pueda fluir el combustible a la temperatura más baja a la cual haya de trabajar, evitando así dificultades en el arranque en frío, pero por otra parte la viscosidad ha de ser suficientemente elevada para que el combustible cumpla la misión de lubricante en la bomba de inyección.

Si la viscosidad es muy baja, se pierde la acción sellante que ejerce el combustible en los émbolos de la bomba de inyección y es inevitable que se produzca, consecuentemente, un desgaste excesivo en los elementos móviles en contacto de la bomba y del inyector, una disminución del combustible inyectado como resultado de dicha pérdida de hermeticidad, y la posibilidad de goteo en la tobera del inyector cuando está cerrado.

Por otra parte, la viscosidad determina el tamaño de gota que puede obtenerse con una tobera de inyector determinada. Este tamaño de gota determina a su vez el grado de atomización y la capacidad de penetración de la gota en el interior de la cámara.

Con viscosidades altas, el grado de atomización es bajo, como además un combustible de alta viscosidad es poco volátil, las gotas pueden penetrar, dentro de la cámara hasta las paredes más alejadas del inyector. La consecuencia es la posibilidad de dilución del aceite, formación de carbonillas y lacas, que afectan muy directamente a las toberas de los inyectores y a los segmentos, y aparición de humos negros en los gases de escape.

Este incremento de la formación de humos al aumentar la viscosidad del combustible se produce, para un motor determinado, sea cual sea el régimen o la carga del motor.

Si, por el contrario, la viscosidad es muy baja, el combustible presentará mayor volatilidad; el grado de atomización será ahora alto, pero la penetración será muy baja, lo que supone una mala distribución del combustible en el interior de la cámara, una insuficiencia local de oxígeno para quemar ese combustible y de nuevo se produce la aparición de humos negros en los gases de escape.

En motores con cámara de precombustión, la elevada turbulencia del aire y la alta temperatura en la garganta permiten la utilización de combustibles con viscosidades más elevadas, pero en motores con cámara abierta, si bien las toberas de orificios múltiples atomizan mejor, el empleo de combustibles de viscosidades altas, conjuntamente con las altas velocidades y las altas presiones de inyección, dan lugar a un mayor desgaste y con frecuencia llegan a la obstrucción de los inyectores.

10.4.2 Comportamiento a bajas temperaturas

Dada la naturaleza de los combustibles empleados en los MEC y principalmente los gasóleos, es muy importante determinar sus características de comportamiento a bajas temperaturas, ya que esto puede crear serios problemas en la alimentación del motor.

El punto de congelación o de enturbiamiento determina la temperatura a partir de la cual el gasóleo se empieza a enturbiar y los cristales de parafina se empiezan a formar. El sistema de inyección solo puede funcionar cuando el combustible es fluido, es decir, cuando éste está por debajo de su punto de enturbiamiento; si la temperatura es demasiado baja, los filtros se llegan a obstruir.

Los compuestos de tipo polimetacrilatos, aunque no disminuyen el citado punto, sí que inhiben la formación de nuevos cristales de parafinas, aunque hayan aparecido las primeras muestras de enturbiamiento.

También se realiza un ensayo de obstrucción de filtro frío, *Cold Filter Plugging Point*, CFPP, en el cual el combustible es conducido a través de un malla filtrante de 45 micras de luz de malla y gradualmente enfriado a intervalos de 1°C hasta que la malla se bloquea. La prueba sirve para indicar el grado de separación de la parafina, que a temperaturas bajas se deposita sobre los filtros y los obstruye.

El punto de enturbiamiento aparece a temperaturas más altas que el punto de obstrucción de filtro frío. En general, este test es un buen indicador del comportamiento real en el motor; sin embargo, el diseño

del sistema de alimentación puede variar dicho comportamiento, al igual que puede conseguirse mediante la variación de la composición del combustible o mediante la incorporación de aditivos.

10.4.3 Peso específico

El peso específico de un combustible destinado a un motor MEC es una característica que ha quedado hoy en día relegada a un segundo término frente a la viscosidad y a la calidad de ignición, que son más importantes bajo el punto de vista de la combustión.

Un combustible más pesado proporciona más calorías por unidad de volumen pero sin embargo las dos características que acabamos de comentar son peores y en ningún caso el peso específico ha de servir para determinar el combustible a emplear ya que combustibles con similares pesos específicos difieren mucho en otras cualidades, al igual que se comentó en los combustibles para MEP.

Sin embargo, se fijan los límites superior e inferior del peso específico para no tener que realizar modificaciones en los elementos que regulan la alimentación, ya que éstos dependen del volumen y no del peso del combustible.

El peso específico solamente se especifica para los gasóleos; sin embargo, esta característica es de gran interés para los usuarios de fuelóleos, ya que es necesaria para realizar las transformaciones volumen/peso y por las relaciones que existen entre esta característica y otras propiedades, como por ejemplo los poderes caloríficos superior e inferior, el contenido en hidrógeno y el volumen de aire para la combustión estequiométrica.

10.4.4 Contenido en azufre, residuo carbonoso, cenizas y sedimentos

La calidad del combustible no sólo se ha de considerar por la calidad de ignición y el poder calorífico, sino también por otros aspectos que afectan directamente a la durabilidad del motor y a la calidad de la combustión.

Valores elevados del residuo carbonoso, azufre y cenizas son los causantes, entre otros problemas, del enlodado del motor y de un exceso de desgaste, sobre todo en motores lentos.

El contenido en cenizas que resulta después de quemar un combustible para estos motores debería ser bajo, con el fin de evitar el desgaste sobre todo en los aros, en las paredes de los cilindros y en las válvulas.

El análisis de las cenizas de los gasóleos y fuelóleos muestra la presencia de sílice y silicatos procedentes de los estratos petrolíferos, sales y arcillas, óxidos de hierro que provienen del almacenamiento y transporte, y compuestos organometálicos a base de sodio, calcio, potasio y vanadio.

El sodio y el vanadio originan corrosiones a altas temperaturas, mientras que los compuestos de vanadio **actúan como catalizadores en la formación de SO_3** , coadyuvando a la corrosión sulfúrica a bajas temperaturas. El contenido en cenizas de un fuelóleo en la actualidad es muy bajo, del orden del 0.05%.

Es conveniente, también, que el combustible no contenga sedimentos sólidos y agua, aunque es muy difícil obtener un combustible absolutamente limpio o conservado limpio durante el transporte y almacenamiento.

El agua contribuye en la aglomeración y posterior separación de sedimentos. Estos sedimentos pueden acumularse en los depósitos, o bien pueden ser arrastrados con el combustible ocasionando obstrucciones en el circuito de alimentación.

Existen aditivos dispersantes de lodos, entre los más extendidos están los compuestos de aminas para los gasóleos y los naftenatos alquílicos para los fuelóleos.

Es importante evitar la presencia de gomas y su formación durante el almacenamiento. La presencia de estas impurezas no sólo afecta al motor, sino que también afecta al filtro de combustible, a la bomba de inyección y a los inyectores. El ensuciamiento de las toberas de los inyectores puede dar lugar a deficiencias en el chorro de inyección sobre todo en los inyectores multiorificios, o a obstrucciones totales en los de un solo orificio.

El azufre se encuentra en el crudo en forma de mercaptanos, disulfuros, tiofenos y azufre elemental, dependiendo de la ubicación geográfica y de la época geológica del yacimiento.

La presencia de azufre es la causa de aparición de corrosión en el motor, tanto a bajas temperaturas como a altas temperaturas, incluso en el cárter, ya que por efecto de la condensación del vapor de agua en tiempo frío, el ácido formado puede afectar al engrase.

El mejor sistema para evitar corrosiones, a bajas y altas temperaturas, es efectuar la combustión estequiométrica o con muy bajo exceso de aire.

El contenido máximo en azufre debe ser inferior al 0.3% en los gasóleos de tipo A y en los gasóleos de tipo B. El problema del azufre en los motores de encendido por compresión queda descartado con el empleo de los biocombustibles, ya que su naturaleza vegetal no contiene este elemento.

10.4.5 Calidad de la ignición

Una alta calidad de ignición en un combustible para MEC se traduce en un corto periodo de retraso; sin embargo, no debe olvidarse que el concepto de alta calidad de ignición es el opuesto a una buena resistencia a la detonación.

Por tanto, los combustibles empleados en estos motores deben poseer una elevada tendencia a la autoinflamación, evitando así la acumulación excesiva de combustible antes de que se produzca la combustión.

Los hidrocarburos que mejor cumplen con esta condición son los de cadena lineal, las n-parafinas, y las olefinas.

Para determinar la calidad de ignición, se toma como referencia un hidrocarburo parafínico con una óptima calidad de ignición, el cetano, $C_{16}H_{34}$, al que se asigna el índice 100, y un hidrocarburo nafténico de escasa autoinflamación, el alfa metilnaftaleno, $C_{10}H_7CH_3$, al que se le asigna el índice 0.

El valor del número de cetano, NC, indica el porcentaje en volumen de cetano contenido en una mezcla con metilnaftaleno, con la cual se obtiene el mismo periodo de retraso a la autoinflamación que el del combustible que se analiza.

El procedimiento para la determinación del NC es similar al empleado para la determinación del NO. Se emplea un motor de ensayos normalizados CFR o BASF, y el protocolo del ensayo se describe a continuación.

En primer lugar, se ajusta el ángulo de retraso hasta conseguir el valor estándar, para ello se varía la relación de compresión en el ensayo CFR, o bien se varía el caudal de aire de admisión en el ensayo BASF.

A continuación, se determinan dos mezclas de cetano y alfa metilnaftaleno tales que para el ángulo de retaso estándar, den valores de la relación de compresión o del caudal de aire, por encima y por debajo del valor obtenido con el combustible que se está ensayando.

Se determinan los números de cetano correspondientes y el NC del combustible ensayado se obtiene por interpolación.

El número de cetano de los gasóleos destinados a motores de cuatro tiempos está comprendido entre 45 y 55 NC, mientras que en motores marinos, que emplean fuelóleos residuales, tienen un NC de 20 o inferior.

Tabla 10.3 Condiciones de ensayo para la determinación del NO

CONDICIONES OPERATIVAS	MOTOR	
	CFR	BASF
Régimen	900 rpm	1000 rpm
Avance de la inyección	13°	20°
Relación de compresión	variable: 7/1- 28/1	18.2/1
Combustión	cámara turbulenta	precámara
Inicio de la combustión	PMS	PMS
Ángulo de retraso	13°	20°

Otro procedimiento para expresar la calidad de ignición de estos combustibles es el índice Diesel (ecuación 10.1), que es una función de la densidad del combustible y de su punto de anilina.

$$ID = \frac{d_{API} \cdot P_A}{100} \quad (10.1)$$

La densidad d_{API} está expresada en grados API y el punto de anilina P_A es un índice del contenido en parafinas del gasóleo ensayado. Es decir, que cuanto más elevado sea el punto de anilina, menor contenido en aromáticos tiene el gasóleo y por tanto más alto será el NC.

Al igual que ocurre con el NO, el NC de un combustible para MEC depende de la procedencia del crudo, de los métodos de refinado y de los aditivos, o aceleradores de ignición incorporados.

Los compuestos más efectivos para reducir el periodo de retraso son: El nitrato de amilo, el nitrato de etilo y el nitrito de etilo. El porcentaje que se incorpora de los mismos depende de las características del combustible y suele ser, en líneas generales, inferior al 4%.

10.4.6 Influencia del Número de Cetano

El NC está directamente relacionado con la facilidad de arranque en frío del motor, con la marcha dura del mismo y con la relación de compresión.

El hecho de que cuanto mayor es el NC más fácil es el arranque en frío del motor es una de las mayores ventajas de los combustibles de alto número de cetano. Así, los combustibles volátiles de alta inflamabilidad como el éter, se introducen en pequeñas cantidades en el aire de admisión cuando las condiciones de arranque en frío son muy severas.

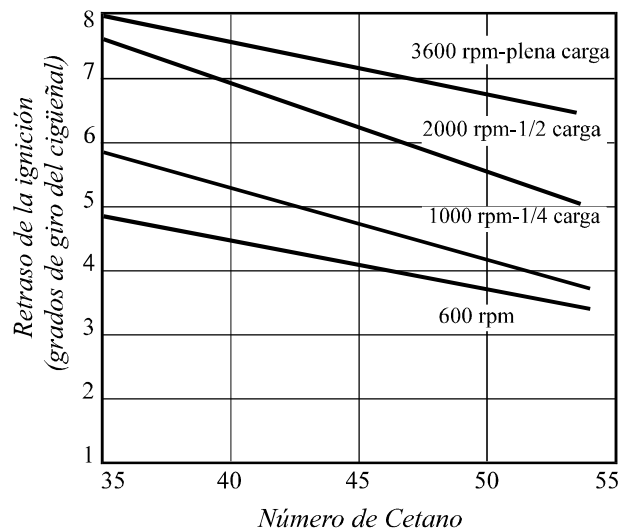


Fig. 10.5 Influencia del NC en el retraso de la ignición

Cuando el periodo de retraso es grande, la cantidad de combustible acumulado en la cámara es elevada y en el momento de la combustión se produce un fuerte gradiente de presión; es lo que se denomina *marcha dura* del motor. Si el retraso es muy largo, se producen variaciones de presión muy importantes acompañadas de violentas vibraciones en la masa de gas.

De aquí la relación del NC con el funcionamiento del motor, los gasóleos de alto índice de cetano darán una marcha suave del motor, mientras que los gasóleos de bajo índice de cetano, como son los procedentes de *cracking*, darán lugar a una marcha dura del mismo.

La relación de compresión máxima viene limitada en los MEC por consideraciones mecánicas y el valor mínimo por la necesidad de un buen arranque en frío. Es evidente que cuanto mayor sea el NC del combustible, más bajo será el valor de la relación de compresión y menores las tensiones mecánicas en el motor.

Por ello, con combustibles de baja calidad de ignición o para mejorar el comportamiento del mismo, se buscan soluciones en el arranque como son calentadores, bujías de precalentamiento o incluso la inyección de un combustible auxiliar.

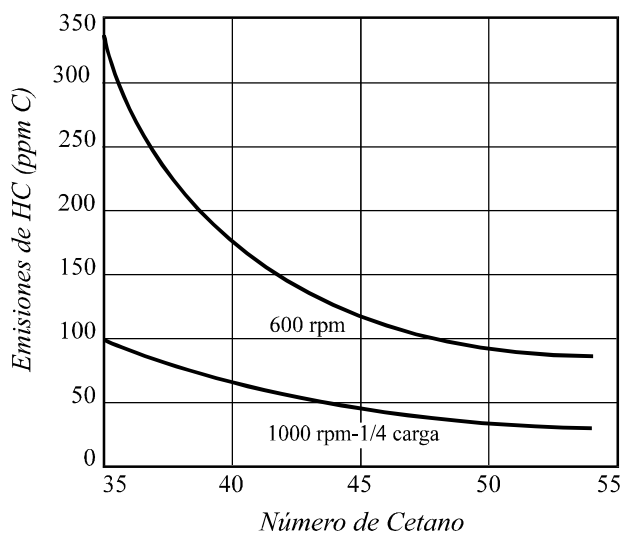


Fig. 10.6 Influencia del NC en las emisiones de inquemados

10.5 Gasolina

La gran demanda y las especificaciones técnicas que se requieren para este producto han dado lugar a que las gasolinas se fabriquen mezclando la producción de varios procesos de refino. Hay que tener presente que la gasolina obtenida por destilación primaria del petróleo crudo no basta para cubrir las necesidades actuales y además tiene un bajo octanaje.

10.5.1 Obtención de los componentes de la gasolina

Los componentes de mezcla de la gasolina se obtienen de diversas fuentes y técnicas de conversión, tal como veremos a continuación :

- El *isomerado* se obtiene por isomerización de fracciones de la gasolina de destilación directa para obtener mayor octanaje.
- El *reformado* procede del *reforming* catalítico de los alcanos no ramificados en isoalcanos y los cicloalcanos en aromáticos. El empleo de un catalizador de platino, *platforming*, permite obtener gasolina de alto número de octano. El *reforming* catalítico es el proceso más importante para la producción de gasolina; así, por ejemplo, una gasolina de verano contiene alrededor del 70% de producto reformado.
- El *cracking* catalítico produce gasolinas por rotura de las fracciones pesadas, cuyo punto de ebullición es superior a 370°C, formándose olefinas no saturadas y moléculas ramificadas con alto número de octano. El contenido en diolefinas es controlado a la salida de la refinería, ya que con el calor y el almacenamiento estos compuestos pueden dar lugar a la formación de gomas. Para evitar estos problemas, a las gasolinas procedentes del *cracking* se añaden antioxidantes y detergentes dispersantes.

- El *hydrocracking* produce gasolinas por rotura de moléculas grandes, pero también agrega hidrógeno. El producto obtenido contiene principalmente alcanos de bajo número de octano, que no son adecuados directamente para la gasolina, pero que constituyen una buena alimentación para el *reforming* catalítico.
- La *alquilación* produce gasolinas de alto número de octano, por combinación de isoalcanos de bajo peso molecular con olefinas no saturadas de bajo peso molecular.

Tabla 10.4 Principales hidrocarburos que componen la gasolina

<i>HIDROCARBUROS</i>	<i>RON</i>	<i>Pto. ebul. °C</i>
2-metil propano	>100	-11.7
butano	93.6	-0.5
2-metil butano	92.3	27.9
pentano	61.7	36.1
2-metil pentano	73.4	60.3
3-metil pentano	74.5	63.3
hexano	24.8	68.7
metil ciclo-pentano	91.3	71.8
benceno	>100	80.1
2-metil hexano	-	90.0
3-metil hexano	65	91.9
tolueno	>100	110.6
xilenos y octanos	-	115-145
etilbenceno	>100	136.2
cumeno	-	152.4
1-metil, 2—etil benceno	>100	165.1

Además, algunas características son mejoradas con la aditivación de otros compuestos, tal como se comenta en el siguiente apartado; así, para mejorar la volatilidad en el arranque en frío, se añade butano, y para mejorar el número de octano, se emplean actualmente compuestos oxigenados como son ciertos alcoholes y éteres.

10.5.2 Aditivos

Desde la década de los setenta los avances tecnológicos en el motor han llevado parejos una mejora en la calidad del combustible y aunque existen unos mínimos de calidad estandarizados, cada productor aditiva su gasolina con el fin de obtener una mejor calidad final.

Estos aditivos son :

- Antioxidantes
- Desactivadores

- Inhibidores de la corrosión
- Anticongelantes
- Colorantes
- Aditivos antidesgaste
- Detergentes
- Antidetonantes

Antioxidantes

Los antioxidantes son añadidos para prevenir la oxidación o espesamiento durante el almacenamiento. Las gasolinas procedentes del *cracking*, que contienen olefinas, son propensas a reacciones de oxidación-peróxido-polimerización. Estos aditivos son del tipo aminas o fenoles complejos, que se adicionan en cantidades del orden del 0.001% al 0.02% en peso.

Desactivadores de metales

Los desactivadores de metales están en una proporción aproximada de 10 ppm. Inhiben la acción del cobre que es un activo catalizador de la reacción de oxidación de los hidrocarburos no saturados, produciendo espesamiento o gomosidad. Estos aditivos contienen grupos amino, p.e.: N,N-disalicilidenoetileno-diamina.

Inhibidores de la corrosión

En una proporción aproximada de 5 ppm. Se trata de surfactantes de aceite soluble que previenen la corrosión causada por condensaciones de agua en depósitos de combustible y en sistemas de alimentación.

Anticongelantes

Usados principalmente para motores con carburador, usualmente suele ser un surfactante, alcohol o glicol.

Colorantes

Con finalidades legales.

Aditivos antidesgaste

Los aditivos antidesgaste suelen ser aceites muy ligeros o, en el caso de motores, que no emplean catalizador, se emplean derivados del fósforo. Su finalidad es controlar el desgaste en la parte superior del cilindro donde hay contacto de la gasolina.

Detergentes

Destinados a la protección de la acumulación de depósitos y en algunos casos se llega a su eliminación. Los detergentes se utilizaron por primera vez en la década de los cincuenta con la finalidad de limpiar los carburadores, en los setenta aparece una segunda generación de mayor efectividad.

Los depósitos formados son acumulaciones gomosas de partículas de carbón y otros compuestos resultantes de los componentes de la gasolina y del aceite. Las zonas de acumulación son el carburador o el inyector, colectores, válvulas y cámara de combustión.

Las consecuencias de estos depósitos pueden ser varias: estrangulación del paso de mezcla, deficiencia en el suministro de combustible, aumento del consumo, aumento de las emisiones contaminantes y posibilidad de detonación, entre otras.

Cuando se introdujeron los sistemas de control de vapor de aceite y la recirculación de gases de escape, se hizo necesario la incorporación de detergentes para eliminar los depósitos que se formaban en el carburador como consecuencia de la reacción de algunos componentes de la gasolina con los gases mencionados.

Los sistemas de inyección presentan problemas en el inyector a consecuencia de la oxidación de los hidrocarburos no saturados, principalmente las olefinas. Los aditivos empleados suelen ser las succinimidas de polibuteno o aminas de poliéter.

Los depósitos en la válvula de admisión son debidos a los hidrocarburos no saturados, principalmente las olefinas, a los alcoholes y al aceite de lubricación de la guía de válvula, aunque este último depende del tipo de aceite y de la cantidad. Las válvulas de admisión trabajan a unos 300°C; si la válvula se mantiene húmeda, los depósitos no se forman, pero al incorporarse los nuevos sistemas de inyección con aportación de combustible de forma intermitente la válvula no está permanentemente humedecida y se forman los depósitos. Los aditivos empleados contiene un detergente y/o un dispersante cuya baja volatilidad permite mantener la válvula siempre humedecida.

Los depósitos en la cámara de combustión son responsables entre otras acciones del incremento de emisiones contaminantes. Los actuales aditivos detergentes-dispersantes eliminan y previenen la formación de gran parte de los depósitos, pero no de todos ellos, ya que algunos son resultantes del propio empleo de aditivos.

En los motores que emplean gasolina con plomo, las bujías sufren deterioro por deposición de compuestos procedentes del plomo tetraetilo sobre el aislamiento cerámico. Como aditivos para evitar estos depósitos, se emplean fosfatos.

Por último, hay que mencionar los aditivos destinados a mejorar la capacidad antidetonante del combustible, los cuales serán analizados en el siguiente apartado.

10.5.3 Aditivos antidetonantes

En las refinerías, se utilizan una gran variedad de procesos para obtener componentes de la gasolina que tengan la gama de volatilidad y la de números de octano necesarios. Sin embargo, para satisfacer las actuales especificaciones de octanaje relativamente alto, es necesario utilizar otros medios de aumentar

el poder antidetonante de esos componentes, ya que un aumento del contenido en aromáticos, composición deseable para aumentar el octanaje, no lo es tanto porque las emisiones tóxicas de los mismos aumentan.

Los primeros aditivos antidetonantes fueron los compuestos tetraetilo y tetrametilo de plomo, los cuales se vienen utilizando ampliamente desde que fueron descubiertos en la década de los veinte. Se han ensayado muchos otros aditivos antidetonantes, pero ninguno ha dado un resultado comparable al de esos dos, a un costo equivalente. Una cantidad típica de 0.4 g/l de plomo agregado a la gasolina, por ejemplo, aumenta su RON alrededor de seis unidades.

Para evitar que el plomo se deposite en forma de óxidos en la cámara de combustión, se añade bromuro y cloruro de etileno, los cuales transforman los óxidos en bromuros y cloruros, que son compuestos volátiles a las temperaturas de trabajo de la cámara.

Por razones de protección ambiental, en Europa, el contenido típico de plomo permitido en la gasolina con plomo es ahora de 0.15 g/l y en EE.UU. es de 0.03 g/l; esto constituye el nivel más bajo necesario para que puedan funcionar los motores más antiguos, en los cuales se necesita plomo para lubricar los asientos de las válvulas de escape.

Si bien los antidetonantes en base a plomo fueron los primeros, la adición de alcoholes en las gasolinas aparece en los años treinta, y el metil tercio-butil-éter MTBE como antidetonante en gasolinas comerciales se introduce en Italia en 1973 y en los EE.UU. en 1979.

Tanto los compuestos de plomo como los oxigenados son efectivos suprimiendo la detonación; sin embargo, la forma química de actuar es diferente. El MTBE actúa retardando el progreso de la baja temperatura o reacciones de la llama fría, consumiendo especies con radicales, particularmente radicales *OH* y produciendo isobuteno. El isobuteno consume, a su vez, radicales *OH* adicionales y produce radicales estabilizados no reactivos tales como: alilo, metil-alilo, así como especies estabilizadas como el aleno, altamente resistente a la oxidación.

En contraste con los compuestos oxigenados, los antidetonantes en base a plomo interfieren en la ramificación de la cadena del hidrocarburo, en el rango de temperaturas en el que el es el HO_2° radical más importante. El plomo actúa como oxidante, tanto en forma de partículas sólidas como en fase gaseosa, reacciona con el radical HO_2° y lo separa del grupo permitido de radical, desactivando de este modo la secuencia indeseable de la reacción que se produce en las cadenas de los hidrocarburos de alta inflamabilidad.

En la actualidad el empleo de aditivos con plomo ha sido eliminado por motivos medioambientales, introduciéndose la denominada *gasolina sin plomo*.

A efectos de la directiva de la Comunidad Europea, se entiende por gasolina sin plomo toda gasolina cuyo grado de contaminación por los compuestos de plomo, calculado en plomo, no exceda de 0.013 g Pb/l. La gasolina sin plomo es esencial para los motores que tienen sistemas catalíticos de control de emisiones. Ahora bien, la producción de gasolina sin plomo en volúmenes suficientes para satisfacer la demanda de todos los motores presenta algunos problemas.

Si se reduce o elimina el plomo, es necesario elevar el número de octano de alguna otra manera; si no, los motores deberán funcionar con carburantes de octanaje más bajo y tendrán que reducirse las relaciones de compresión.

El número de octano puede incrementarse por procesos de modificación de la gasolina, tales como el *reforming* catalítico y la isomerización. Esos procesos pueden ser costosos, ya que el rendimiento del *reforming* catalítico, por ejemplo, baja a medida que aumenta el número de octano y se necesita más petróleo crudo para el mismo volumen de producción. Otra posibilidad, más cara, es la de mezclar compuestos oxigenados, que tienen altos números de octano.

Por normativa europea todos los vehículos fabricados a partir de enero de 1990, independientemente de la cilindrada del motor, están preparados para utilizar gasolina sin plomo; además, todos los vehículos fabricados a partir de 1993 incorporan catalizador y la boca de su depósito sólo permite la entrada de las mangueras de gasolina sin plomo.

A la hora de utilizar gasolina sin plomo es importante tener en cuenta dos aspectos :

- Primero, para usar solo gasolina sin plomo, el motor debe ser metalúrgicamente compatible con ella, es decir, debe tener asientos de válvula de escape templados. El plomo, además de mejorar las características antidetonantes, actúa como lubricante de las válvulas y evita el desgaste. Pero la cantidad necesaria es pequeña y hasta los motores sin asientos de válvulas templados pueden funcionar con gasolina sin plomo siempre que se llene el tanque con gasolina con plomo cada tres cargas de gasolina sin plomo.
- Segundo, las necesidades de octano del motor deben corresponder con las de la gasolina sin plomo que vaya a usarse. En Europa, se ha adoptado un octanaje normal de RON 95 MON 85, denominada *eurosuper*, que es inferior al de los tipos de gasolina con plomo.

Los motores diseñados para carburante de alto número de octano que quieran utilizar esta gasolina de más bajo octanaje necesitarán que se retrase el encendido, lo cual podrá reducir un poco su rendimiento, o bien utilizar la gasolina super extra 98 sin plomo.

Tabla 10.5 Tabla comparativa de las características de la gasolina con otros combustible para MEP

COMBUSTIBLE	Poder Calorífico kJ/kg	Densidad kg/dm ³	RON	MON
GASOLINA	43700	0.75	98	85
METANOL	19700	0.79	112	92
ETANOL	26800	0.79	120	99
ETBE	36000	0.74	117/119	99/104
GLP	45900	2.2	112	97
HIDRÓGENO	120000	0.089	-	-

10.6 Gasóleo y fuelóleo

Los combustibles para motores Diesel, procedentes del petróleo, se obtienen principalmente de las fracciones situadas entre el queroseno y los aceites lubricantes. Los productos obtenidos cubren un amplio rango de densidades y rangos de destilación que permiten su aplicación a diferentes tipos de motores.

Así, en motores Diesel rápidos se emplean gasóleos ligeros de baja densidad y viscosidad, mientras que en motores lentos marinos y en calderas de calefacción, se emplean gasóleos pesados denominados fuelóleos.

Las especificaciones para estos combustibles permiten un amplio margen a los productores, indicando tan solo los valores máximo y/o mínimo, tal como se indican en las tablas correspondientes.

10.6.1 Gasóleos

Estos combustibles pertenecen a la categoría de destilados puros, es decir, tanto los destilados atmosféricos como los condensados por destilación al vacío y los de procesos de *cracking*. Están compuestos por una gama de hidrocarburos con un número de átomos de carbono comprendido entre los 14 y los 20, y sus temperaturas de ebullición se encuentran entre los 220°C y los 390°C.

De acuerdo con sus características y en función del tipo de uso, los gasóleos se clasifican en:

- Gasóleo A, destinado a motores rápidos por ser el de mejor calidad; no está limitada su utilización, con lo cual no tiene ningún tipo de desgravación fiscal.
- Gasóleo B, destinado a determinadas actividades productivas, fundamentalmente en la agricultura, y por tanto subvencionado estatalmente. En cuanto a sus características, son las mismas que las del gasóleo A.
- Gasóleo C, de calidad ligeramente más baja que los del tipo A y B; este combustible se destina principalmente a generadores de calor de cualquier potencia térmica, aunque también puede emplearse en el grupo de actividades del gasóleo B. Es el tipo de gasóleo utilizado como fuente de energía en la industria. Al igual que el gasóleo B, este gasóleo está subvencionado.

A los gasóleos B y C, se les incorporan trazadores y colorantes con el fin de que no puedan ser empleados en automoción.

Tabla 10.6 Características de los gasóleos

(*Entre el 15 de septiembre y el 31 de marzo; **Entre el 1 de abril y el 14 de septiembre)

CARACTERÍSTICAS	LÍMITES DE ESPECIFICACIÓN		
	Gasóleo A	Gasóleo B	Gasóleo C
Color	2 máx.	Rojo	-
Densidad (kg/dm ³)	0.8250.860	0.8250.860	0.9 máx.
Viscosidad a 40 °C (cSt)	máx. * 5.2 máx. **	4.3 máx. * 5.2 máx. **	7.0 máx.
Azufre (% en peso)	0.3 máx.	0.3 máx.	0.3 máx.
Pto. de Inflamación °C	55 mín.	55 mín.	60 mín.
Agua y Sedim. (% vol.)	0.1 máx.	0.1 máx.	0.1 máx.
Agua (% vol.)	-	-	-
Pto. de obstrucción filtro frío °C	-8 máx. * 0 máx. **	-8 máx. * 0 máx. **	- 6 máx.
Pto. de enturbiamiento °C	-1 máx. * + 4 máx. **	-1 máx. * + 4 máx. **	+ 4 máx.
Poder Cal. Sup. (MJ/kg)	43.96 mín.	43.96 mín.	43.18 mín.
Poder Cal. Inf. (MJ/kg)	43.2 mín.	43.2 mín.	-

Los gasóleos mantienen su composición y unas características regulares durante su almacenamiento y su utilización. Es muy difícil la presencia de partículas extrañas, dado que éstas se decantan fácilmente por la diferencia de densidad con respecto al gasóleo y por el débil rozamiento que puede haber. En cuanto a la presencia de agua y sedimentos, en cantidades muy reducidas, lo normal es que se encuentren en disolución.

10.6.2 Fuelóleos

Estos combustibles pueden provenir como productos residuales de los procesos de destilación atmosférica y de destilación por vacío, pero con el fin de adaptar sus propiedades a las especificaciones normalizadas, se suelen obtener por mezcla con productos menos viscosos o por otros procesos como el *visbreaking*.

Tabla 10.7 Características de los fuelóleos

CARACTERÍSTICAS	LÍMITES DE ESPECIFICACIÓN	
	Fuelóleo 1	Fuelóleo 2
Color	Negro	Negro
Densidad (kg/dm ³)	-	-
Viscosidad a 100 °C (cSt)	25 máx.	37 máx.
Azufre (% en peso)	2.7 máx.	3.5 máx.
Pto. de Inflamación °C	65 mín.	65 mín.
Agua y Sedim. (% vol.)	1.0 máx.	1.0 máx.
Agua (% vol.)	0.5 máx.	0.5 máx.
Poder Cal. Sup. (MJ/kg)	42.29 mín.	41.45 mín.
Poder Cal. Inf. (MJ/kg)	40.19 mín.	39.36 mín.

El hecho de que en estos combustibles se encuentren emulsionados hidrocarburos en forma sólida o gaseosa, impurezas y emulsiones de gotas de agua que generalmente contienen sales metálicas solubles, además de un contenido de azufre más elevado que en los gasóleos, hace que su aplicación prioritaria sea en el campo industrial.

Así, el fuelóleo n° 2 se emplea fundamentalmente en centrales térmicas, y en plantas de cogeneración con motores alternativos. Para solucionar el problema de la baja calidad del combustible en el arranque, debido a su alta viscosidad y densidad, estos motores arrancan con gasóleo ligero y cuando están a régimen pasan a utilizar el fuelóleo; en el momento de la parada se vuelve a inyectar gasoil para facilitar el posterior arranque y evitar la formación de depósitos.

El fuelóleo n° 1 de más bajo contenido en azufre se emplea en procesos industriales en donde la acción de los contaminantes derivados del azufre pudiera afectar al proceso o a los componentes del sistema. Cuando el contenido en azufre de este fuelóleo no supera el 1% en peso, se denomina fuelóleo n° 1 BIA.

10.7 Compuestos oxigenados orgánicos

A efectos de su utilización como combustibles o aditivos de combustibles se pueden emplear los siguientes compuestos oxigenados orgánicos: metanol, etanol, alcohol isopropílico (2-propanol), alcohol butílico (1-

butanol), alcohol butílico secundario (2-butanol), alcohol terciobutílico (TBA 2-metil-2-propanol), alcohol isobutílico (2-metil-1-propanol) y otros mono-alcoholes cuyo punto de final de destilación no sea superior al fijado en las especificaciones de las gasolinas.

Tabla 10.8 Características principales de los compuestos oxigenados

<i>COMBUSTIBLE</i>	<i>Poder Calorífico kJ/kg</i>	<i>Densidad kg/dm³</i>	<i>Tensión de vapor (bar)</i>	<i>RON</i>	<i>MON</i>
METANOL	19700	0.79	2.66	112	92
ETANOL	26800	0.79	1.54	120	99
ETBE	36000	0.74	0.3	117/119	99/104

También se han de incluir en este grupo el metil tercio-butil-éter (MTBE tercio-butoximetano), el etil tercio-butil-éter (ETBE 2 etoxi-2-metil-propano) y otros éteres cuyo punto de final de destilación no sea superior al fijado en las especificaciones de las gasolinas y cuyas moléculas contengan cinco o más átomos de carbono.

10.7.1 Utilización

La utilización del alcohol como combustible en motores de encendido provocado arranca de los comienzos de este siglo, en que algunos motores térmicos funcionaban con alcohol puro o con mezclas al 50% de alcohol y benzol.

Posteriormente, el empleo del alcohol derivó hacia mezclas con gasolina; si bien hoy en día se utiliza de forma delimitada alcohol al cien por cien, la tendencia es a la utilización en mezclas con gasolina, en proporciones en alcohol o éteres, que oscilan entre el 5 y el 15%.

Debido a que ciertos alcoholes y éteres tienen números de octano muy altos, se utilizan como componentes de mezcla, a fin de mejorar las características antidetonantes.

Los alcoholes empleados como combustibles son: el metanol, obtenido del gas natural o el carbón; el etanol, obtenido por fermentación de la biomasa, de aquí que también se le denomine bio-etanol; y los alcoholes sintéticos superiores, tales como el alcohol terciobutílico o TBA.

También se emplean los éteres derivados de estos alcoholes, que son el MTBE metil tercio-butil-éter, obtenido a partir del isobutileno y el metanol, y el ETBE etil tercio-butil-éter, obtenido a partir del isobutileno y el etanol.

10.7.2 Consideraciones generales sobre el empleo de alcoholes y éteres

Estos compuestos proporcionan un alto índice de octano, por lo que son utilizados en las gasolinas sin plomo. Su inferior poder calorífico, que conlleva una pérdida de potencia, puede compensarse por el aumento del rendimiento del motor debido al efecto del número de octano.

Las mezclas de gasolina-alcohol absorben agua y, cuando dicho contenido llega a un nivel crítico, alrededor del 0,5%, se produce una separación en dos capas, flotando la gasolina por encima de la mezcla de agua y alcohol, de modo que deberá tenerse cuidado de que no penetre agua en el sistema de distribución del combustible.

Los alcoholes también aumentan la volatilidad de la gasolina y pueden causar corrosión de los componentes del sistema de combustible. El metanol es el alcohol que presenta mayores problemas a este respecto y siempre debe ser utilizado junto con un alcohol superior cosolvente, como por ejemplo el TBA.

Las experiencias efectuadas en varios países y más concretamente en Alemania han demostrado que las mezclas de metanol/TBA/gasolina son carburantes totalmente aceptables, siempre que se tomen las precauciones adecuadas.

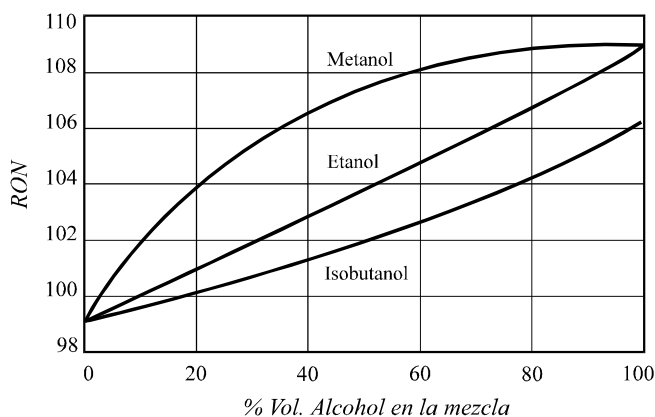


Fig. 10.7 Influencia en el índice RON del porcentaje de alcohol en la mezcla con gasolina

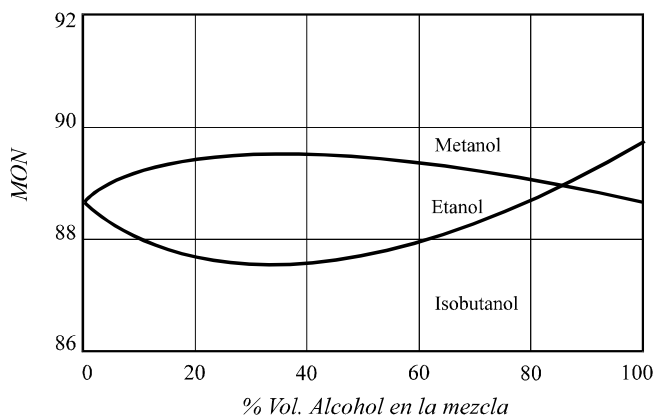


Fig. 10.8 Influencia en el índice MON del porcentaje de alcohol en la mezcla con gasolina

El etanol es menos agresivo que el metanol y se utiliza como componente de la gasolina en diversos países, así en Estados Unidos se vende una mezcla con 10% de etanol, denominada gasohol, y en el Brasil toda la gasolina se mezcla con más del 20% de etanol.

La utilización de alcoholes como carburantes sin mezclarlos sólo es posible en motores especialmente diseñados.

10.7.3 Utilización en motores de encendido provocado

Tal como ya se ha comentado anteriormente, tanto el metanol como el etanol presentan un poder calorífico inferior al de la gasolina, un 53% el metanol y un 32% el etanol; sin embargo, no es correcto comparar estos compuestos solo por el contenido energético, pues existen otros factores que permiten compensar esta diferencia.

El elevado índice de octano de estos alcoholes permite aumentos importantes en la relación de compresión del motor, del orden de 14:1, lo que supone un importante incremento del rendimiento térmico. Además, se puede operar con mezclas aire-etanol muy pobres, ya que los límites teóricos de inflamabilidad se amplían, 0.5-2.9 frente a 0.7-2.5 de la gasolina, consiguiéndose ahorros de combustible de un 2%.

La mayor eficiencia de conversión de energía que se obtiene con los alcoholes no impide el hecho de que, para obtener una misma potencia, el consumo se vea incrementado del orden del 25%.

El calor latente de vaporización del etanol 922 J/g es superior al de la gasolina 335 J/g, esto supone que si bien mejorará el rendimiento volumétrico, tendremos graves problemas en el arranque en frío. Este problema se soluciona utilizando un calentador eléctrico en la línea de alimentación del combustible o utilizando un sistema suplementario de gasolina.

También se emplea una recirculación de los gases de escape para calefactar el colector de admisión, ya que al ser la densidad de los alcoholes mayor que la de la gasolina, la vaporización en los tubos de admisión y en el cuerpo del carburador es incompleta, lo que provoca irregularidades en el suministro a los cilindros y vibraciones durante el funcionamiento del motor.

En cambio, el alcohol en mezcla hasta el 5% no dificulta el arranque en frío, y, al dar aceleraciones más precisas, procura un mejor comportamiento del motor.

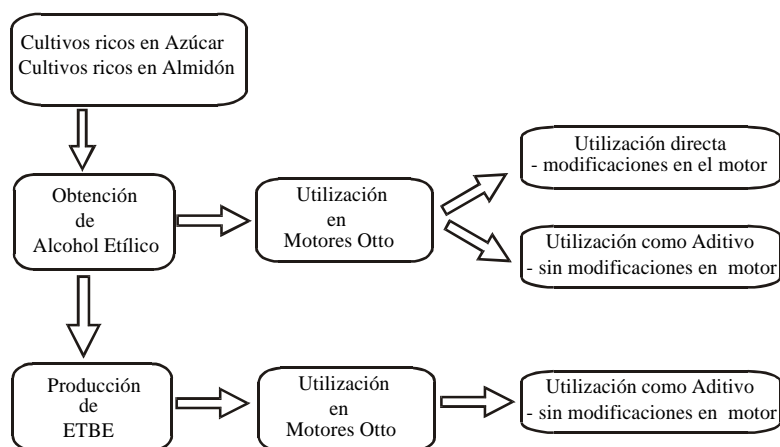


Fig. 10.9 Obtención y utilización de los compuestos oxigenados

La volatilidad de los alcoholes es muy elevada, especialmente el metanol, con lo que disminuciones de la presión y temperaturas elevadas pueden producir el fenómeno de *vapor-lock*, obstruyendo parcial o totalmente el circuito de alimentación.

Otro aspecto a considerar son los efectos de los alcoholes en la corrosión de diferentes materiales del motor, debido tanto al agua que contiene, de aquí la necesidad de emplear alcoholes anhidros, como a la elevada actividad química de los mismos antes y después de la combustión, que puede producir no sólo la corrosión en canalizaciones y juntas, si no se emplean los materiales adecuados, sino también la dilución del agua con el aceite por efecto del *blow-by*.

Resumiendo, la utilización de alcoholes como combustibles al 100% en motores no especialmente diseñados para ello presenta aspectos negativos tales como:

- Alta temperatura de inflamación
- Tensión de vapor y volatilidad elevadas
- Mayor densidad
- Bajo poder calorífico
- Efectos corrosivos y dilución del aceite

Aspectos que se traducen en:

- Problemas de arranque en frío
- Aumento del consumo
- Necesidad de precalentamiento
- Sustitución de materiales

Sin embargo, los aspectos positivos son:

- Mejor comportamiento del motor caliente
- Poder antidetonante elevado
- Aumento de potencia

10.7.4 Utilización de alcoholes y éteres mezclados con gasolina

El etanol obtenido a partir del maíz local, mezclado con gasolina en cantidades de hasta un 10%, es muy utilizado en el sur de los Estados Unidos. En Brasil, el etanol obtenido a partir de caña de azúcar es introducido en una proporción del 20%. En ambas zonas geográficas se juega con la ventaja de las temperaturas que permiten un arranque en frío sin problemas.

Una mejor funcionamiento del motor, y en especial en el arranque en frío, se obtiene sustituyendo el etanol puro por el ETBE o el MTBE.

La utilización de uno u otro de estos éteres responde a razones económicas; en general se prefiere el MTBE, ya que el metanol obtenido a partir de petróleo o de gas natural es más barato que el etanol producido a partir de remolacha o trigo.

En Estados Unidos, se utiliza el MTBE en proporciones del 20%, adicionándole TBA para evitar los problemas de demixión.

El alcohol, mezclado con gasolina, hasta un 10%, o en forma de ETBE o MTBE, empleado en motores con sistema de inyección y encendido electrónico es viable, ya que se eliminan todos los inconvenientes antes mencionados.

Actualmente las compañías petroleras ya pueden introducir legalmente el ETBE o el MTBE en la gasolina sin plomo hasta un 15%, límite impuesto por la CEE.

10.7.5 Utilización en motores de encendido por compresión

La utilización de alcoholes en estos motores presenta en primera instancia la dificultad en la ignición por compresión debido a su bajo número de cetano, y su baja viscosidad. Sin embargo, las ventajas que presenta el motor Diesel a cargas parciales ha promovido la búsqueda de soluciones que hagan viable el empleo de estos combustibles.

Se han probado mezclas de metanol con aceite de ricino, adicionándole aceleradores de encendido como el amino. Otras posibilidades ensayadas son la utilización de bujías de ignición y la utilización de una superficie caliente para iniciar la combustión. También se están desarrollando motores Diesel completamente transformados en un motor de alcohol, como es el motor GARO (Georges Abache, Roger Oswal) que presenta una relación de compresión más baja, nuevos sistemas de inyección, lubricación y refrigeración, y la combustión viene facilitada por la adición de AVOCET (dinitrato-etileno-glicol).

La utilización de mezclas de alcohol y gasóleo no es practicable, ya que estas mezclas son inestables por la poca solubilidad del alcohol, lo que obliga a preparar emulsiones por métodos mecánicos que permanezcan estables, al menos hasta la llegada al inyector.

Otra posibilidad es la utilización del alcohol como combustible de apoyo, sistemas Dual-fuel, que consisten en la vaporización del alcohol en el conducto de admisión. Se trata, por tanto, de incorporar un segundo sistema de inyección que realice la operación de fumigación del alcohol. Tras un arranque basado en la utilización de gasóleo, se aumenta el porcentaje de etanol.

Aunque estos motores presentan un mejor rendimiento en el empleo de alcohol, no resultan muy viables, dado el costo de la transformación y del precio del alcohol en según que países.

Se pueden llegar a obtener rendimientos térmicos similares a los de los motores Diesel convencionales, pero con un mayor consumo específico. No hay que olvidar que la adición de alcohol hace que el comportamiento del motor sea más inestable, debido a la combustión irregular de la fase alcohólica, caracterizada por una fuerte oscilación en el diagrama indicado del motor. La introducción de alcohol produce alteraciones no sólo en la fase de combustión, sino también en las previas a ella.

10.8 Aceites vegetales

La utilización de plantas oleaginosas para la obtención de aceites vegetales destinados a ser utilizados como combustible no es una novedad, ya que este aspecto está contemplado en la patente de R. Diesel de 1912.

10.8.1 Características

Las características de estos aceites son inferiores a las del gasoil, acercándose más a las del fuelóleo, tal y como se puede comprobar en la tabla de características.

El inferior poder calorífico de estos combustibles da como consecuencia incrementos en los consumos específicos en torno al 5/10%, sin embargo, no es este el problema principal.

Tabla 10.9 Tabla comparativa de las características de los combustibles con otros combustibles para MEC

COMBUSTIBLE	Poder Calorífico kJ/kg	Densidad kg/dm ³	Viscosidad (37.8 °C) mm ² /s	NC
GASÓLEO	43200	0.83	3.2	50
FUELÓLEO	41000	0.95	25-37	40
A. VEGETAL	37400	0.90	35-39	32-36
BIO-DIESEL	37700	0.88	4.2-4.8	49-52

La alta viscosidad y la baja volatilidad, comparadas con la del gasóleo, son responsables de la formación de depósitos en la cámara de combustión, creando problemas en los asientos de válvulas, en la tobera del inyector y engomado de los segmentos y presentando, incluso, problemas de dilución del aceite.

El resultado es un empeoramiento del funcionamiento del motor y un aumento de las emisiones de CO y de hidrocarburos inquemados.

10.8.2 Utilización

Si bien, en motores de inyección directa, el aceite de girasol es el que da resultados más satisfactorios, la utilización de aceites vegetales queda limitada a mezclas con gasóleo entre un 10 y un 15% de aceite.

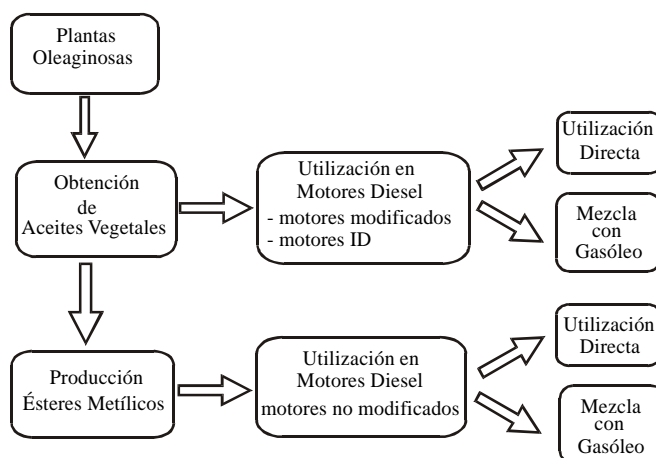


Fig.10.10 Obtención y utilización de los combustibles derivados de las plantas oleaginosas.

En igual situación nos encontramos en motores de inyección indirecta. Aunque en estos motores jugamos con la ventaja del precalentamiento, que facilita el arranque en frío y el inicio de la combustión se realiza en la precámara, el funcionamiento con aceite puro es muy difícil; se podría pensar en la utilización de mezclas de aceite y gasóleo hasta un 10%, pero realizando verificaciones periódicas y utilizando aceites super-detergentes.

La única vía posible es el desarrollo de motores especiales que proporcionen todas las condiciones necesarias para asegurar la combustión completa del aceite, es decir, creando una fuerte turbulencia para obtener una mezcla homogénea, inyectando a alta presión para obtener un tamaño de las gotas microscópico y teniendo un control de las temperaturas en la cámara de combustión.

Los motores ELKO o los nuevos DELTZ de inyección directa efectúan el arranque con gasóleo para alcanzar la temperatura necesaria para la combustión del aceite. La turbulencia la generan mediante un adecuado diseño de las válvulas de admisión y de la cabeza del pistón que provoque este fenómeno, y la inyección se realiza a 1000 bar.

Los resultados obtenidos son:

- Reducción de las emisiones de CO en un 33%
- Reducción de hidrocarburos inquemados en un 50%
- Reducción de un 20% en las emisiones de NO_x

En estos motores el aceite vegetal puede utilizarse, bien sea puro o en diferentes proporciones, con gasóleo.

En principio no parece que estos aceites sean una alternativa para los motores Diesel rápidos, pero podrían ser substitutivos en motores lentos que emplean mezclas de gasóleo y fuelóleo o en calderas, en donde el aceite vegetal podría sustituir perfectamente al fuelóleo.

10.9 Ésteres metílicos de aceites vegetales

Tal como se ha comentado, la utilización de aceites vegetales en motores Diesel sólo es viable en proporciones del orden de un 15% en motores rápidos y en proporciones superiores en motores lentos, siendo la viscosidad una de las principales causas del mal comportamiento de los aceites vegetales en los motores Diesel de inyección directa.

10.9.1 Biodiesel

Mediante la transesterificación de aceites vegetales con alcoholes ligeros, tales como el metanol y el etanol, se obtienen los ésteres ligeros de los ácidos grasos.

Los ésteres metílicos del aceite de girasol y colza (biodiesel) pueden utilizarse como combustibles en cualquier tipo de motor diesel. Los precios de los mismos son competitivos con los del gasóleo, si se establece una adecuada política de subvenciones para combustibles de origen vegetal.

Más concretamente el éster metílico de colza, EMC, también denominado *biodiesel*, que se produce industrialmente a partir de aceite vegetal, principalmente de colza, es un carburante que puede substituir parcialmente al gasóleo en motores Diesel de serie.

Las experiencias realizadas muestran, en general, y a pesar de que la viscosidad es ligeramente superior a la del gasóleo, un buen comportamiento, sin apreciar deterioro ni formación de depósitos en las toberas de inyección después de miles de kilómetros recorridos, tanto en el caso de mezclas de ésteres con gasóleo como utilizando ésteres puros.

Sin embargo, se observa un aumento en el consumo del orden del 5 al 10%, que corresponde, lógicamente, a las diferencias en los poderes caloríficos y a las densidades de los combustibles ensayados respecto al gasóleo. Los resultados finales muestran que los mejores rendimientos tanto técnicos como económicos se obtienen con mezclas que se sitúan alrededor del 30%.

10.9.2 Obtención

Estos combustibles se obtienen por transesterificación de los triglicéridos con alcoholes, en presencia de catalizadores o de enzimas. Los catalizadores pueden ser ácidos, como el ácido sulfúrico, o básicos, como el KOH.

En cuanto a los alcoholes, se emplea especialmente metanol, ya que reacciona prácticamente en su totalidad con los aceites de baja acidez. El proceso es más complejo con el etanol, sobre todo si el que se utiliza no es completamente anhidro, obligando, además, a que los aceites utilizados estén totalmente exentos de impurezas.

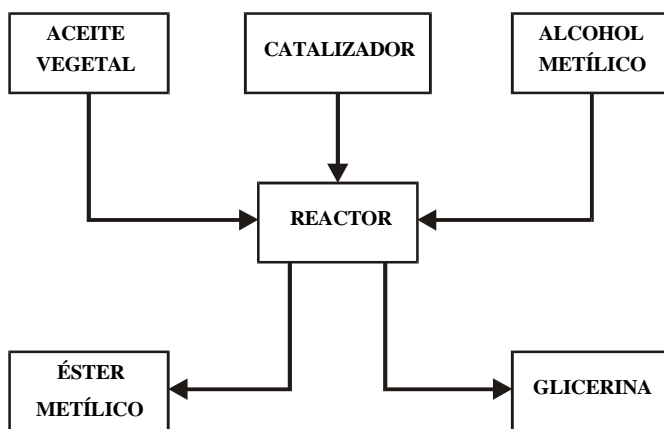


Fig. 10.11 Esquema del proceso de obtención del Bio-diesel.

Teniendo en cuenta que se puede utilizar cualquier aceite vegetal, son las condiciones económicas las que han marcado la tendencia a utilizar el aceite de colza fundamentalmente, seguido muy de cerca por los aceites de girasol y de soja.

Dependiendo del tipo de catalizador empleado, la reacción se puede efectuar a diferente temperatura, así en presencia de catalizadores básicos la reacción puede efectuarse a temperatura ambiente; en presencia de catalizadores ácidos, la temperatura ha de ser superior a los 100°C, y en ausencia de catalizadores, se precisan temperaturas superiores a 250°C.

Como productos de la reacción, se obtiene el éster metílico y el glicerol, que debe ser separado. Los rendimientos que se obtienen en estas reacciones suelen ser superiores al 90%.

10.10 Combustibles gaseosos

A pesar de tener un poder calorífico prácticamente igual o ligeramente superior al de los combustibles líquidos convencionales, la utilización de combustibles gaseosos en motores de combustión interna tiene un campo muy limitado de aplicación, debido al hecho de su difícil almacenamiento, lo cual ya limita su utilización en motores destinados a vehículos, y de otra parte, al poco desarrollo que han tenido los motores realmente concebidos para trabajar con estos combustibles.

En este sentido, pueden utilizarse depósitos a presión o depósitos criogénicos, en los que el combustible se almacena licuado a la temperatura que determine su cambio de fase, en función de la presión de almacenamiento.

La gran mayoría de los motores que actualmente emplean combustibles gaseosos son motores diseñados para trabajar con gasolina o con gasóleo, y principalmente estos últimos por razones de robustez, ya que, si bien las presiones de combustión son inferiores a las que se alcanzan trabajando con gasóleo, no ocurre lo mismo con las cargas térmicas que son más elevadas. La otra razón es la posibilidad de disponer de una amplia gama de motores Diesel como motores estacionarios.

A continuación analizaremos los combustibles gaseosos que por su poder calorífico son realmente utilizables en motores de combustión interna.

10.10.1 Gas natural

La composición del gas natural es variable según el lugar de procedencia, pero en general está compuesto por un porcentaje elevado de metano entre un 80 y un 90%, un porcentaje menor de etano, hidrocarburos ligeros y pequeñas cantidades de CO₂ y N₂.

Es un gas más ligero que el aire y su licuación se consigue a muy bajas temperaturas. A presión atmosférica su punto de ebullición es de -162 EC, lo cual condiciona totalmente su almacenamiento y transporte.

Por otra parte, bajo el punto de vista de la combustión, el índice de octano más elevado permite modificar la relación de compresión en los motores de encendido provocado.

La utilización del metano como sustituto de los combustibles líquidos en motores destinados a vehículos presenta tres posibilidades:

La primera posibilidad sería el poder disponer del gas en el mismo vehículo, lo cual obliga a un almacenamiento a alta presión, unos 220 bars, aunque se están desarrollando nuevos sistemas mediante absorbentes en el interior del depósito que permitirán almacenar la misma cantidad de gas a una presión de 35 bars. El problema es el peso, el volumen y la seguridad de los recipientes a presión, lo cual ha limitado su utilización a vehículos destinados al transporte público.

Una alternativa dentro de esta primera posibilidad es la de licuar el gas, con lo cual no se precisan depósitos preparados para resistir altas presiones, pero sí muy bien aislados térmicamente para reducir la vaporización incontrolada del gas natural licuado. Los costos son más bajos que los del gas comprimido, pero el principal inconveniente viene dado por los tiempos de parada máxima de los vehículos que no puede superar unos pocos días, sin que se produzca una vaporización que obligue a una despresurización parcial del depósito.

Los motores que operan con gas natural con depósitos a presión recibe la denominación de *motores de GNP* y los que operan con gas natural licuado *GNL*. A efectos comparativos, en la tabla 10.10 y 10.11 se ofrecen las densidades de energía del almacenamiento mediante los dos sistemas.

Tabla 10.10 Principales características indicativas del almanaje de GNP

Presión [bar]	Densidad [kg/m ³]	Energía [kJ/m ³]	Energía [kJ/kg]
1	0,75	36675	48900
10	3,04	148656	48900
50	42,39	2072871	48900
100	90,51	4425939	48900
150	140,99	6894411	48900
200	184,24	9009336	48900
250	221,36	10824504	48900
300	248,68	12160452	48900
350	270,41	13223049	48900
400	287,60	14063640	48900

Tabla 10.11 Principales características indicativas del almanaje de GNL

Presión [bar]	Temperatura Cambio de fase [°C]	Volumen específico [m ³ /kg]	Densidad [kg/m ³]	Energía [kJ/m ³]	Energía [kJ/kg]
1	-161,8	0,00229	436,68	21353712	48900
2	-152,63	0,00237	421,94	20632911	48900
3	-146,57	0,00244	409,84	20040984	48900
4	-141,81	0,00246	406,50	19878049	48900
5	-137,8	0,00251	398,41	19482072	48900
6	-134,42	0,00254	393,70	19251969	48900
7	-131,38	0,00258	387,60	18953488	48900
8	-128,54	0,00261	383,14	18735632	48900
9	-126,18	0,00265	377,36	18452830	48900
10	-123,9	0,00268	373,13	18246269	48900

La segunda posibilidad es la de transformar el metano en metanol, y utilizar el metanol obtenido como combustible.

Por último, está la posibilidad de transformar el metano en hidrocarburos líquidos por síntesis indirecta, procedimientos Mobil y Shell, o por vía térmica directa, propuesta por el IPF (Instituto Francés del Petróleo).

En cualquier caso, estos procedimientos dan un coste por barril bastante elevado, solo rentables si el precio del barril de petróleo bruto sube por encima de los 30 dólares, y actualmente se encuentra en los 20.6 dólares.

Donde sí puede hablarse una aplicación real, es en su utilización en turbinas destinadas a la cogeneración y en motores alternativos estacionarios destinados al mismo fin. Estos motores suelen ser de tipo Diesel y deben ser transformados en motores de ciclo Otto para poder utilizar el gas natural como combustible al 100%.

Se puede utilizar el gas natural en motores de ciclo Diesel sólo si mantiene una inyección parcial simultánea de gasóleo, en lo que se conoce como *motor dual*. La proporción gas/gasóleo suele ser de 9/1 y puede variar en función del régimen del sistema de regulación y del propio sistema de inyección.

10.10.2 Gases licuados del petróleo

Los GLP son una mezcla de hidrocarburos ligeros obtenidos en el proceso de refinado del petróleo, compuestos principalmente por butano y propano en proporciones variables, que suelen ser del orden del 60% de butano y un 40% de propano.

A presión atmosférica su punto de ebullición es de -17°C , lo cual facilita su almacenamiento y transporte. El elevado índice de octano y su poder calorífico, superior al de los combustibles líquidos, juntamente con el hecho de que con presiones entre 5 y 15 bars son líquidos, hace que su utilización como sustituto de los combustibles líquidos en vehículos sea viable desde hace ya más de treinta años.

La utilización puede realizarse a tres niveles:

- Empleo de GLP como único combustible.
- Sistema bi-fuel, gasolina-GLP, es decir, como combustible alternativo a la gasolina en un motor de encendido provocado.
- Sistema dual-fuel, como combustible adicional enriqueciendo el aire de admisión en un motor de encendido por compresión, siendo el gasóleo el combustible principal.

El hecho de que se tengan que emplear recipientes a presión como depósitos es la razón por la que su aplicación se ha limitado a transportes públicos, bien sean autobuses que utilizan las soluciones primera y tercera, o taxis, solución segunda.

La experiencia a lo largo de más de treinta años de utilización muestran que los aspectos medioambientales, como son el menor nivel sonoro que se obtiene con el empleo de este combustible y la disminución de las emisiones contaminantes, eliminándose los humos negros, pesan más que las consideraciones económicas o de prestaciones.

La utilización de GLP provoca que a altos regímenes la potencia disminuya y en cargas parciales el rendimiento volumétrico sea inferior, debido al sistema de regulación por estrangulación. El consumo volumétrico es superior empleando este combustible, debido a su densidad.

Sin embargo, es un combustible que en general es excedentario, con un coste mucho más bajo que el del gasóleo, del orden de un 40% más barato.

Su combustión es total, no forma residuos, disminuye el desgaste, el peligro de gripaje y el consumo del lubricante, a la par que aumenta su durabilidad, ya que es más larga la conservación de la estanquidad de

la cámara de combustión. La homogeneización de la mezcla es óptima y la distribución en los cilindros mejor, permitiendo el arranque en frío sin necesidad de enriquecer la mezcla. No precisa aditivos antidetonantes dado su alto índice y puede incorporar catalizador sin ningún problema.

10.10.3 Otros combustibles gaseosos

Derivados del carbón

Existen otros gases que pueden ser empleados como combustibles, tales como el gas de gasógeno, el denominado gas de iluminación, el gas de horno de coque o el gas de alto horno.

Todos ellos tienen un denominador común: son gases resultantes de reacciones en las que interviene un combustible sólido, el carbón. Su poder calorífico es más bien bajo, excepto en el caso del gas de iluminación y su aprovechamiento está limitado, actualmente, a situaciones muy puntuales y localizadas, con lo que puede hablarse de ellos como combustibles de uso general.

Se están desarrollando tecnologías de utilización del carbón para la generación de electricidad que simultáneamente consiguen reducir las emisiones de contaminantes. En esta línea, la opción que presenta mejores resultados es la de los ciclos combinados con gasificación integrada, IGCC.

El elemento principal de una planta IGCC es el gasificador, donde el carbón pulverizado es transformado en un gas de síntesis mediante la aplicación de presión y la reacción con vapor de agua y oxígeno. El gas resultante está formado por una mezcla de H_2 y CO con pequeñas cantidades de CH_4 , CO_2 y ácido sulfhídrico. Este último es eliminado tras un proceso de lavado y enfriado. A continuación el gas comprimido se quema con aire en presencia de vapor para reducir la formación de óxidos de nitrógeno.

Los gases resultantes son los que accionan una turbina de gas y alimentan un generador de vapor.

La calidad del carbón a utilizar depende del tipo de gasificador.

Hidrógeno

Otro combustible sobre el que se está investigando es el hidrógeno, que frente a los restantes combustibles gaseosos presenta dos grandes ventajas:

- Poder calorífico muy superior a todos los combustibles actualmente utilizados.
- Combustión totalmente limpia, ya que en principio el resultado de esta es principalmente vapor de agua con cantidades mínimas de óxidos de nitrógeno.

Sin embargo, existen problemas, principalmente por su almacenamiento y transporte. Si el almacenamiento se efectúa en forma gaseosa, los depósitos han de estar presurizados a 200 atmósferas; si se opta por el gas licuado, la temperatura ha de ser de $-235^\circ C$, y luego se precisan depósitos muy bien aislados térmicamente, y aun así, hay pérdidas por evaporación durante el almacenamiento, lo cual conlleva el riesgo añadido de la alta inflamabilidad del hidrógeno si el depósito no está en un lugar muy ventilado.

Se está trabajando actualmente en el almacenamiento mediante hidruros metálicos, que estabilizan el hidrógeno y lo liberan posteriormente mediante la aplicación de calor.

Dejando aparte su uso como propulsor de cohetes, se ha experimentado su utilización en motores de ciclo Otto, empleándolo bien a temperatura ambiente, sin precisar cambios en el motor, pero con problemas de encendido con el motor a plena carga, o bien a temperatura muy baja, con lo que se subsanan estos problemas y se favorece el rendimiento volumétrico.

La inyección de combustible se puede realizar durante el proceso de admisión, o bien, a muy baja temperatura, durante la compresión, lo que permite emplear mezclas pobres; sin embargo, los consumos para una potencia equivalente empleando gasolina son elevados.

10.11 Comparativa de combustibles

A continuación, en las tablas 10.12, 10.13, 10.14 y 10.15 se ofrece la comparativa de diversos combustibles en cuanto a sus principales propiedades.

Tabla 10.12 Propiedades físico-químicas de gasolina y gasóleo

propiedades	unidades	COMBUSTIBLES	
		GASOLINA	GASOIL
Motor de ciclo	-	Otto	Diesel
Composición química	-	$C_{7,16}H_{12,1}O_{0,1}$	$C_{12,16}H_{24,8}$
Masa molar	kg/mol	0,0992	0,1824
Estado	-	líquido	líquido
Poder calorífico inferior	MJ/kg-MJ/m ³	43,53-32020	42,69-35681
	kcal/kg-kcal/m ³	10398,95-7649307,21	10198,28-8500000
	Termias/kg-Termias/m ³	10,40-7649,31	10,20-8500
Densidad	kg/m ³	705-770	840-890
Densidad relativa	-	0,705-0,770	0,84-0,89
Número de Metano	-	25-40	-
Número de Octano	-	90-100	-
Número de Cetano	-	-	40-60
Viscosidad (40°C)	cSt	-	3,2
Temperatura de autoignición	°C	500	200-400
Punto de ebullición	°C	30-205	180-370
Curva de destilación	°C	30-205	180-370
Dosado estequiométrico mas.	kg aire/ kg comb	14,19	14,62
Dosado estequiométrico vol	m ³ aire/m ³ comb	8853,510	10674,686
Densidad mezcla comb/aire	kg/m ³	1,268	1,266
Límites de inflamabilidad	% (vol)	1,7-6	0,7-5
PCI mezcla comb/aire	MJ/kg	2,86	2,73
Consumo específico habitual inferior	g/kwh	295,95	241,21
Consumo específico habitual superior		360,29	312,68
Emisiones CO ₂ (teóricas)	g/kwh	271,87	270,74
Adaptaciones del motor	sí/no	-	-

Tabla 10.13 Propiedades del biogás y biocarburentes

propiedades	unidades	COMBUSTIBLES			
		BIOGÁS	BIOCARBURANTES		
			Biodiesel	Alcoholes	
			Etanol	Metanol	
Motor de ciclo	-	Otto	Diesel	Otto	Otto
Composición química	-	$0,55\text{CH}_4+0,40\text{CO}_2+\text{otros}$	$\text{C}_{18,7}\text{H}_{34}\text{O}_2$	$\text{C}_2\text{H}_5\text{O}$	CH_3O
Masa molar	kg/mol	0,0264 (*)	0,291	0,046	0,032
Estado	-	gas	liquido	liquido	liquido
Poder calorífico inferior	MJ/kg-MJ/m ³	15,33-18,85	37,30-33103	26,80-21285	19,94-15870
	kcal/kg-kcal/m ³	3662,21-4505,49	8910,65-7914476,63	6402,29-5084905,50	4763,50-3751208,79
	Temias/kg-Temias/m ³	3,66-4,51	8,91-7914,48	6,40-5084,81	4,76-3751,21
Densidad	kg/m ³	1,23	675-900	794	796
Densidad relativa	-	0,853	0,875-0,900	0,794	0,796
Número de Metano	-	133,3	-	70	70
Número de Octano	-	162,53	-	120	120
Número de Cetano	-	-	47-56	-	-
Viscosidad (40°C)	cSt	-	3,5-4,5	-	-
Temperatura de autoignición	°C	700	>100	423,9	470
Punto de ebullición	°C	/	/	78,3	64,7
Curva de destilación	°C	/	72-360	-	-
Dosado estequiométrico mas.	kg aire/ kg comb	5,56	12,53	9,02	6,46
Dosado estequiométrico vol.	m ³ aire/m ³ comb	5,773	9386,659	6045,311	4353,512
Densidad mezcla comb/aire	kg/m ³	1,191	1,279	1,316	1,367
Límites de inflamabilidad	% (vol)	/	/	4,3-19	6,7-36
PCI mezcla comb/aire	MJ/kg	2,34	2,26	2,67	2,85
Consumo específico habitual inferior	g/kwh	837,58	275,44	480,58	646,19
Consumo específico habitual superior	g/kwh	1019,66	357,05	565,05	766,67
Emisiones CO ₂ (teóricas)	g/kwh	189,11	272,97	257,4	248,75
Adaptaciones del motor	sí/no	sí	no	sí	sí

Tabla 10.14 Propiedades del propano, butano y mezcla butano 40% - propano 60%

propiedades	unidades	COMBUSTIBLES					
		GAS NATURAL			HIDRÓGENO		
		liquido	comprimido a 200 bar	gas	liquido	comprimido a 200 bar	gas
Motor de ciclo	-	Otto			Otto		
Composición química	-	$0,9\text{CH}_4+\text{otros}$			H_2		
Masa molar	kg/mol	0,016 (*)			0,002		
Estado	-	liquido	comprimido a 200 bar	gas	liquido	comprimido a 200 bar	gas
Poder calorífico inferior	MJ/kg-MJ/m ³	48,71-33,61			119,86-10,76		
	kcal/kg-kcal/m ³	11636,41-8040,67			28638,32-2570,47		
	Temias/kg-Temias/m ³	11,64-6,04			28,64-2,57		
Densidad	kg/m ³	450	154	0,69	70,8	13,48	0,089
Densidad relativa	-	0,45	119,1	0,6	0,0708	10,41	0,069
Número de Metano	-	85			0		
Número de Octano	-	130			73		
Número de Cetano	-	-			-		
Viscosidad (40°C)	cSt	-			-		
Temperatura de autoignición	°C	560-580			570		
Punto de ebullición	°C	-162			-252,7		
Curva de destilación	°C	-			-		
Dosado estequiométrico mas.	kg aire/ kg comb	16,23			34,59		
Dosado estequiométrico vol.	m ³ aire/m ³ comb	8164,852	2109,749	9,453	2066,569	352,882	2,598
Densidad mezcla comb/aire	kg/m ³	1,257	1,257	1,137	1,218	1,216	0,88
Límites de inflamabilidad	% (vol)	4,5-16,1			4,0-75,0		
PCI mezcla comb/aire	MJ/kg	2,82			3,37		
Consumo específico habitual inferior	g/kwh	264,61			107,23		
Consumo específico habitual superior	g/kwh	322,14			130,54		
Emisiones CO ₂ (teóricas)	g/kwh	174,27			0		
Adaptaciones del motor	sí/no	sí			sí		

Tabla 10.15 Propiedades físico-químicas del gas natural e hidrógeno

propiedades	unidades	COMBUSTIBLES					
		GLP					
		Propano		Butano		Butano+0 Propano60	
Motor de ciclo	-	Otto		Otto		Otto	
Composición química	-	C ₃ H ₈		C ₄ H ₁₀		0,4C ₄ H ₁₀ +0,6C ₃ H ₈	
Masa molar	kg/mol	0,044		0,058		0,0495	
Estado	-	licuado	gas	licuado	gas	licuado	gas
Poder calorífico inferior	MJ/kg-MJ/m ³	48,99-99,68		46,71-122,79		45,99-105,32	
	kJ/kg-kJ/m ³	11079,79-23379,36		10919,73-29333,49		10966,62-25160,06	
	Termia/kg-Termia/m ³	11,08-22,38		10,92-29,33		10,99-25,16	
Densidad	kg/m ³	510	2,02	580	2,68	540	2,28
Densidad relativa	-	0,61	1,66	0,68	2,08	0,54	1,77
Número de Metano	-	32		62		49	
Número de Octano	-	95		108		100	
Número de Cetano	-	-		-		-	
Viscosidad (40°C)	cSt	-		-		-	
Temperatura de autoignición	°C	480		420		483	
Punto de ebullición	°C	-42		-6,2		-17	
Curva de destilación	°C	-		-		-	
Dosado estequiométrico mas.	kg aire/kg comb.	15,72		15,6		15,63	
Dosado estequiométrico vol.	m ³ aire/m ³ comb.	6787,283	26,804	7588,419	35,0837292	7124,306	30,081
Densidad mezcla comb/aire	kg/m ³	1,26	1,215	1,261	1,226	1,26	1,22
Límites de inflamabilidad	% vol	2,37-9,50		1,83-9,42		2,15-9,06	
PCI mezcla comb/aire	MJ/kg	2,77		2,77		2,77	
Consumo específico habitual inferior	g/kwh	277,61		281,31		279,11	
Consumo específico habitual superior	g/kwh	337,96		342,46		339,78	
Emissiones CO ₂ (técnicas)	g/kwh	230,17		239		235,98	
Adaptaciones del motor	otro	si		si		si	

11 Emisiones contaminantes

11.1 Introducción

La preocupación por la contaminación atmosférica nace en los años cincuenta pero no empieza a tener una incidencia importante hasta la década de los sesenta, cuando se producen una serie de episodios contaminantes en algunas grandes ciudades. La evaluación de cuáles eran los focos principales de emisión resultaba muy difícil y la conclusión fue que los causantes de estos episodios eran los automóviles, dada la importante aglomeración que de ellos se producía, y se produce, en los núcleos urbanos.

La consecuencia es que los gases procedentes de la combustión de los motores térmicos de los vehículos pasan a ser protagonistas de una serie de reglamentaciones encaminadas a su control y limitación.

Estados Unidos, y concretamente el estado de California, inicia el proceso legislativo al cual se unió poco después Europa. Desde el año 1963, en que se inicia la legislación de emisiones con el control de los gases procedentes del cárter, hasta los niveles de emisión previstos para el año 2000, la normativa legal ha seguido una tendencia de severidad creciente, lo que ha llevado a poner en entredicho la validez de estos motores, al menos por lo que a preservación del medio ambiente se refiere, y ha supuesto para el fabricante un encarecimiento de los costos de producción.

La solución técnica no es fácil, ya que para llegar al mejor compromiso viable entre unas buenas prestaciones del motor y un estricto control de las emisiones, es necesario conjugar un elevado número de variables, número que además crece conforme los límites de las emisiones se hacen más severos.

Las emisiones contaminantes de un MACI pueden proceder de tres fuentes distintas:

- Evaporaciones del combustible
- Emisiones del cárter
- Gases de la combustión

a) Evaporaciones del combustible

Estas evaporaciones afectan fundamentalmente a la gasolina y se estima que del total de hidrocarburos sin quemar que emite un motor, el 20% se produce por evaporación de los componentes más volátiles en el depósito y en el sistema de alimentación.

El dispositivo que se emplea para regular estas evaporaciones permite retener, cuando se para el motor, los vapores en un recipiente que contiene carbón activo, y reciclarlos en el sistema de alimentación, cuando el motor se pone en funcionamiento.

b) Emisiones del cárter

Estas emisiones están compuestas principalmente por hidrocarburos, si bien es posible encontrar productos procedentes de la combustión debido a fugas de estanqueidad en segmentos y guías de válvulas. En este caso se estima que del total de hidrocarburos sin quemar que emite el motor, el 25% se debe a los gases del cárter.

El dispositivo que se utiliza para su eliminación consiste en la recirculación de estos gases hacia el sistema de admisión.

c) Gases de la combustión

La combustión completa de un hidrocarburo da como subproductos dióxido de carbono y agua, que en principio no son tóxicos, aunque el dióxido de carbono en concentraciones elevadas es el responsable del efecto invernadero. Actualmente está en vías de ser legislada su emisión en EEUU.

Sin embargo, los motores de combustión interna, como resultado de una combustión incompleta, emiten muchos más compuestos, algunos inocuos y otros de elevada incidencia ambiental. Es evidente que cuanto más alejada de la relación estequiométrica más incompleta será la combustión y por tanto será mayor la cantidad de compuestos contaminantes.

El análisis de los gases procedentes de la combustión de un motor de encendido provocado nos da como componentes :

- Nitrógeno
- Oxígeno y gases nobles
- Dióxido de carbono
- Sustancias contaminantes

Estas últimas tan sólo representan el 1% del total de gases emitidos.

Si se procede a analizar las sustancias contaminantes, se encuentran los siguientes compuestos:

- Hidrocarburos sin quemar:
 - Parafinas, olefinas, hidrocarburos aromáticos (C_nH_m)
- Hidrocarburos parcialmente quemados:
 - Monóxido de carbono (CO)
 - Aldehídos (C_nH_mCHO)
 - Cetonas (C_nH_mCO)
 - Ácidos carbónicos (C_nH_mCOOH)

- Productos resultantes del cracking térmico y derivados :
 - Partículas sólidas (C)
 - Hidrógeno (H₂)
 - Acetileno (C₂H₂)
 - Etileno (C₂H₄)
- Otros productos de la combustión :
 - Óxidos de nitrógeno (NO_x)
 - Óxidos y halogenuros de plomo
 - Óxidos de azufre
- Derivados de la acción solar :
 - Ozono
 - Peróxidos orgánicos
 - Peroxi-acetil-nitratos

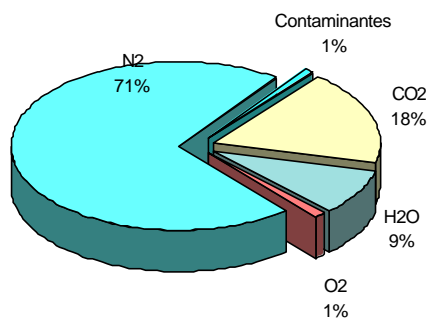


Fig. 11.1 Composición de los gases de combustión de un MEP

Teniendo en cuenta las concentraciones en que estos compuestos se encuentran en los gases de escape, no todos ellos están sometidos a las actuales legislaciones.

Actualmente están establecidas limitaciones y controles para los siguientes contaminantes :

- Hidrocarburos sin quemar (HC)
- Monóxido de carbono (CO)
- Óxidos de nitrógeno (NO_x)
- Partículas sólidas

Los porcentajes de emisiones y las limitaciones establecidas para las diferentes condiciones de ensayo varían según se trate de un motor de encendido provocado o de un motor de encendido por compresión. En la figura 11.1 puede observarse la importancia de los contaminantes en las emisiones de un MEP, y en la figura 11.2 la composición de los mismos.

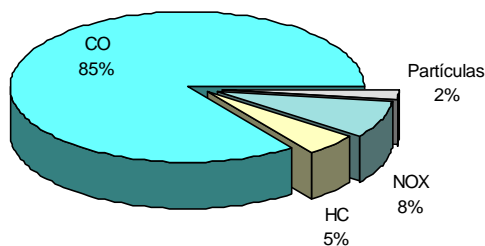


Fig. 11.2 Composición de los contaminantes de un MEP

11.2 Emisiones contaminantes

En este apartado se analizarán las características de los principales gases contaminantes, aunque algunos de ellos no estén todavía sujetos a limitaciones por normativa.

Tabla 11.1 Principales contaminantes, características y consecuencias

Contaminante	Características	Consecuencias
Dióxido de carbono (CO₂)	Incoloro e inodoro. Más pesado que el aire. Generado por la propia combustión.	No tóxico, pero sustituye al oxígeno y reduce su proporción. Principal responsable del efecto invernadero por el volumen generado.
Monóxido de carbono (CO)	Incoloro e inodoro. Más pesado que el aire. Generado por las combustiones incompletas.	Tóxico: Aminorar la oxigenación de la sangre y agrava la insuficiencia cardíaca. En grandes dosis puede provocar problemas sensoriales. En un 0,3% de volumen en el aire, es mortal tras inhalación durante 30 minutos.
Hidrocarburos (HC)	Conjunto de productos emitidos por la combustión incompleta. Podemos distinguir entre los PAH (HC presentes sobretodo en la gasolina sin plomo) y los NPAH (derivados de nitratos presentes en los gases de escape de los motores Diesel).	Algunos pueden contribuir a la formación de ozono. Algunos son sospechosos de ser cancerígenos.
Oxidos de nitrógeno (NO_x)	Incoloro e inodoro. Generados por la reacción del oxígeno y del nitrógeno del aire del motor bajo el efecto de la temperatura.	Tóxico: En particular el NO ₂ . Produce problemas respiratorios, tos y dolores de cabeza.
Partículas	Constituidos por partículas de carbono e hidrocarburos.	Sospechosos de ser cancerígenos.
Oxidos de azufre (SO₂)	Emitidos en la combustión de combustibles sólidos y fuelóleos.	Problemas respiratorios. Olores. Participan en la formación del <i>smog</i> (<i>smoke+fog</i>) y de la lluvia ácida.
Emisiones de plomo	Presente en la gasolina normal y en la super (tetraetil de plomo), retirada del mercado.	Ataca al sistema nervioso. Particularmente peligroso para los niños pequeños (puede perturbar su desarrollo intelectual).

11.2.1 Monóxido de carbono

Es un gas incoloro e inodoro, un 3% más ligero que el aire. Al ser inhalado se combina con la hemoglobina de la sangre, impidiendo la absorción de oxígeno y produciendo asfixia.

El monóxido de carbono se forma al quemar carbono o sustancias compuestas de carbono con una cantidad insuficiente de aire. Una cantidad de 1/100.000 de monóxido de carbono en el aire puede llegar a provocar síntomas de envenenamiento; y una cantidad tan pequeña como 1/500 puede ser fatal en menos de 30 minutos. El monóxido de carbono es el principal componente del aire contaminado en las áreas urbanas.

Se trata de un producto intermedio en la combustión de un hidrocarburo como consecuencia de unas condiciones de presión y temperatura elevadas en la cámara de combustión, conjuntamente con una deficiencia de oxígeno para completar la oxidación del CO a CO₂.

11.2.2 Óxidos de nitrógeno

Los más importantes son el monóxido de nitrógeno (NO) y el dióxido de nitrógeno (NO₂). El monóxido es incoloro e inodoro, se produce como consecuencia de temperaturas y presiones elevadas en la cámara de combustión, conjuntamente con una presencia suficiente de oxígeno. La oxidación posterior del NO da lugar al NO₂, gas de color pardo rojizo de olor penetrante que provoca irritación importante del sistema respiratorio e incluso, si la concentración es elevada, a la destrucción de los tejidos pulmonares.

Las concentraciones elevadas de óxidos de nitrógeno no sólo afectan al ser humano, sino que provocan diversos fenómenos tales como: formación de la niebla fotoquímica como consecuencia de su combinación con hidrocarburos sin quemar bajo condiciones de una fuerte radiación solar, destrucción de la capa de ozono actuando como catalizadores, y su combinación con el vapor de agua atmosférico que da lugar a la formación de ácido nítrico, que posteriormente arrastrado por el agua de la lluvia o depositado por gravedad, se convierte en uno de los componentes de la lluvia ácida.

A igualdad de dosados, la emisión de óxidos de nitrógeno de los MEC es más importante que en los MEP, como consecuencia de la mayor presión y temperatura de trabajo que hace que se aumente la tasa de oxidación del N₂. No obstante, como en los motores tipo diesel no se llegará nunca a niveles de dosado similares a los MEP, el efecto es compensado teniendo niveles similares de emisión de NO_x.

Una fuente de nitrógeno, susceptible de ser oxidado, será el propio combustible empleado. En combustibles diesel se usan compuestos nitrogenados como aditivos que disminuyen el tiempo de retraso (como pueden ser el nitrato de amilo).

Los óxidos de nitrógeno se formarán principalmente por la oxidación del nitrógeno contenido en el aire, debida a las condiciones de elevada temperatura. Los óxidos de nitrógeno se forman en el seno de los gases producto de la combustión como consecuencia de su elevada temperatura y presión. La producción de óxidos de nitrógeno se da durante el pico de presión debido a la combustión rápida, durante la tercera fase de la combustión la producción será menor, ya que la disminución de presión limitará las reacciones.

Las reacciones que tienen lugar durante la formación de NO_x se describen mediante el modelo de Zeldovich, que muestra las reacciones que se llevan a cabo durante la oxidación del N₂ proveniente del aire:



El NO formado inicialmente mediante estas reacciones se oxida con posterioridad, formándose NO₂, en las zonas cercanas a la llama, a partir del NO. Posteriormente el dióxido de nitrógeno se reduce. En los MEC debido a los pobres dosados globales con los que trabajan existen una gran cantidad de zonas frías en la cámara de combustión. De ahí que en los MEC la cantidad de NO₂ sea mayor que en los MEP, llegando a suponer entre el 10% y el 30% del total de óxidos de nitrógeno emitidos.



La emisión de óxidos de nitrógeno se podrá limitar mediante la recirculación de los gases de escape hacia la admisión (EGR) esto provoca un exceso de residuales durante la combustión, lo cual hace que la combustión sea menos perfecta y disminuyan los niveles de presión y temperatura en la cámara.

11.2.3 Hidrocarburos sin quemar

Se engloban bajo este concepto, además de los hidrocarburos no quemados, aquellos que solo lo están parcialmente y los producidos por *cracking* térmico. Los efectos más nocivos se reflejan en que algunos de ellos son cancerígenos y en la participación en la formación de niebla fotoquímica.

Los factores que inciden en su presencia pueden deberse a una combustión incompleta, o a un cortocircuito de la carga fresca, o al denominado efecto pared, o bien, por aparecer situaciones de mezcla fuera de los límites de inflamabilidad.

La emisión de HC sin quemar o parcialmente quemados es consecuencia de que el tiempo de residencia del HC en la cámara de combustión es menor que su tiempo de oxidación completa.

Las emisiones de hidrocarburos serán aproximadamente iguales a las de los MEP para un tamaño de motor similar. Los hidrocarburos saldrán al exterior condensados en el seno de los gases de combustión, provocando el característico humo azul (HC sin quemar) o blanco (HC parcialmente oxidados) de las condiciones de arranque, ya que en frío la cantidad de hidrocarburos expulsada es mayor debido a las peores condiciones en que se da la combustión.

La emisión de hidrocarburos en los MEC, en condiciones de funcionamiento en caliente, es debida principalmente a tres procesos que se dan en la cámara de combustión:

- Mezcla pobre del combustible
- Parte del combustible inyectada tarde
- Extinción de la llama

En primer lugar, como ya se vio durante el estudio de la combustión en MEC, dentro de la cámara de combustión existirá una gran heterogeneidad de mezcla, variando ampliamente el dosado de un punto a otro de la cámara. El combustible que se haya mezclado fuera de los límites de inflamabilidad, tanto en exceso como en defecto, no arderá inicialmente.

No obstante, aquel combustible que está mezclado con dosados ricos será susceptible de combinarse con el oxígeno contenido en la cámara quemándose durante la tercera fase de combustión. Por su parte, el combustible que inicialmente se mezcla con mezclas excesivamente pobres, dosado puntual menor que 0,3, no arderá, siendo expulsado al exterior junto con los gases producto de la combustión. La cantidad de combustible que se mezclará pobremente con el aire dependerá fundamentalmente de la cantidad de combustible inyectada durante el tiempo de retraso, el índice de mezcla durante dicho retraso y las condiciones de autoignición de la cámara.

En general se observa la tendencia de que cuanto mayor resulta el tiempo de retraso mayor es la cantidad de combustible sin quemar expulsado junto con los gases de escape.

La influencia de este efecto se hace más notable a bajas cargas o en vacío.

En segundo lugar, el combustible puede ser ingresado tarde en la cámara de combustión mediante dos mecanismos. Por un lado, el pequeño receptáculo situado en la punta de la tobera delante del asiento de la aguja del inyector quedará lleno de combustible una vez finalizada la inyección. El calentamiento provocado durante la combustión evaporará este fuel que entrará lentamente en la cámara y se mezclará lentamente con el aire siendo expulsado antes de quemarse. Este efecto es menos notable en motores de inyección indirecta.

Por otro lado, bajo condiciones de aceleración se pueden dar condiciones de exceso de inyección. Aunque el dosado globalmente se mantenga constante, pueden aparecer zonas ricas durante la carrera de expansión y escape, provocando la emisión de hidrocarburos.

Por último, la llama se apagará cerca de las paredes de la cámara de combustión debido a que la evacuación de calor en dicha zona es mayor reduciendo la temperatura local y por tanto desfavoreciendo la combustión. La distancia a la que la llama se apagará es función de las condiciones de presión y temperatura en la cámara así como de la evacuación de calor a través de las paredes. Se observa que un incremento de temperatura de 40° a 90° en las paredes de un motor de inyección directa afecta en una reducción del 30% en la emisión de hidrocarburos.

Parte de los hidrocarburos emitidos al exterior como consecuencia de los fenómenos arriba descritos podrá ser quemada total o parcialmente durante la carrera de expansión o de escape.

En los motores tipo diesel, una fuente importante de contaminación son los hidrocarburos parcialmente quemados como consecuencia de una combustión pobre en oxígeno. Dentro de estos se destacarán los aldehídos (R-COH) como el formaldehído y la acroleína causantes del olor característico y de las propiedades irritantes de los gases de escape.

11.2.4 Partículas sólidas

Los motores de encendido por compresión son los principales productores de este tipo de emisiones contaminantes. Las partículas emitidas que suelen tener un diámetro equivalente de 0.1 a 0.3 μm se componen de compuestos orgánicos solubles, principalmente hidrocarburos, y de carbón y otros compuestos no solubles.

A cargas elevadas del motor, el porcentaje de carbón es muy elevado debido a la falta de oxígeno en la combustión, mientras que a bajas cargas el porcentaje de compuestos orgánicos es mayor debido a los hidrocarburos que no se han quemado.

Los factores que inciden en su formación son las altas temperaturas y presiones en la cámara de combustión junto con la falta de oxígeno suficiente para la combustión, lo que da lugar a una rotura de la cadena del hidrocarburo y a su deshidrogenización, con lo que el carbono permanece en forma de partículas sin quemar. Parte de estas partículas, posteriormente se oxidan formando CO_2 .

La emisión de pequeñas partículas junto con los gases de escape será uno de los contaminantes que más limitarán las condiciones de trabajo en los MEC. Así, por ejemplo, el dosado global máximo que se podrá utilizar en MEC viene fijado por el nivel de humos que emita.

Las partículas emitidas pueden ser de dos tipos:

- *Partículas secas*: formada por pequeñas partículas de carbono, causantes de los humos negros.
- *Partículas húmedas*: provenientes de HC sin quemar y combustión de aceites que se depositan sobre un núcleo de carbono.

Los humos estarán formados por una suspensión de partículas sólidas de 20 a 30 μm de diámetro que contienen 105 átomos de carbono con una cantidad de átomos de hidrógeno por átomo de carbono de 0,1.

Las partículas se formarán por la deshidrogenación de los hidrocarburos, que componen el combustible, debida a las altas temperaturas y a la falta de oxígeno para quemarlos. Así pues, la carbonilla se formará en zonas con gran cantidad de combustible como puede ser el núcleo del dardo de inyección. La carbonilla formada podrá arder posteriormente al encontrar zonas más ricas en oxígeno.

De este modo, la formación de carbonilla aumentará con el incremento de combustible inyectado durante la tercera fase, ya que las partículas que se forman tarde no tendrán tiempo a combinarse con el oxígeno presente en la cámara y arder antes de ser expulsadas al exterior.

La formación de carbonilla seguirá un proceso de nucleación y crecimiento. El principal parámetro que controlará la nucleación de carbonilla o fracción seca será la relación local carbono/oxígeno para una mezcla dada; existe un valor crítico para esta relación, este valor varía ampliamente en función del combustible y las condiciones entre 0,5 y 0,8. Este valor crítico aumentará rápidamente al aumentar la temperatura y en menor medida al aumentar la presión. Si se aumenta la relación de C/O por encima del crítico, la formación de carbonilla aumenta rápidamente con la presión.

Una vez formado el núcleo de carbonilla, crecerá gracias a la deposición de carbono hidrogenado intermedio sobre la superficie del núcleo.

11.2.5 Óxidos de azufre

La formación de estos óxidos se debe a la presencia de azufre en los combustibles, fundamentalmente en los gasóleos. La actual legislación en materia de combustibles obliga a contenidos muy bajos de este componente; así, para gasóleos de los tipo A, B y C el porcentaje máximo en peso es del 0.3%.

Su incidencia es muy baja, por lo que no existen limitaciones legisladas, pero sí se deberá tener en consideración en cuanto al empleo de sistemas de oxidación para reducir otros contaminantes en motores Diesel, ya que se favorecería su formación.

11.2.6 Aldehídos

Su formación depende de las características del combustible y de la reacción de combustión. Así, por ejemplo, la oxidación parcial que sufre el gasóleo durante las prereacciones de combustión a baja temperatura dan lugar a la formación de estos compuestos.

Los combustibles alternativos tales como alcoholes, éteres y ésteres metílicos de aceites vegetales que presentan valores de contaminantes legislados, inferiores a los de los combustibles tradicionales, sin embargo dan valores de emisiones de aldehídos muy superiores a los de la gasolina y el gasóleo.

11.2.7 Antidetonantes

La utilización de antidetonantes en las gasolinas nace de la necesidad de aumentar el octanaje al aumentar la relación de compresión de los MEP, para evitar el fenómeno de detonación.

Los más utilizados han sido el tetraetilo y el tetrametilo de plomo. En evitación de que el plomo se deposite en forma de óxidos en la cámara de combustión, se añade dibromuro de etilo, que transforma los óxidos en compuestos volátiles a las temperaturas de trabajo de la cámara de combustión.

La legislación actual ha sustituido estos compuestos por compuestos oxigenados que hacen la misma función, y se ha limitado el contenido en plomo a 0.15 g/l, en Europa, y 0.03 g/l en EE.UU, en las gasolinas destinadas a motores de anteriores generaciones.

11.2.8 Ruido

El ruido se puede considerar también una fuente de contaminación. El nivel de ruido de un motor diesel está relacionado con la tasa de energía liberada durante la fase de combustión de premezcla. Esta cantidad de energía es función de la cantidad de combustible que arde en la combustión espontánea; así pues, la disminución de combustible que se vaporiza, alcanzando niveles de mezcla estequiométricos durante el retraso hará que disminuya el nivel de ruido. De todo ello se desprende que cualquier modificación dirigida a disminuir el período de retraso disminuirá a su vez el nivel de ruido del motor.

11.3 Factores que inciden en las emisiones

Son muchos los factores que inciden en las emisiones, principalmente de diseño y funcionamiento. Analizaremos en este apartado aquellos que son de mayor incidencia.

11.3.1 Riqueza de la mezcla en los MEP

La relación aire-combustible tiene una gran importancia en la emisión de contaminantes y en las prestaciones del motor.

El análisis de las concentraciones de los tres principales contaminantes de un motor de encendido provocado, figura 4.1, nos muestra lo siguiente :

a) Monóxido de carbono

Las emisiones de monóxido de carbono de los motores de encendido provocado dependen principalmente de la relación aire-combustible.

Si el motor trabaja con mezclas ricas, es decir con un factor λ menor que la unidad, la cantidad de oxígeno disponible es insuficiente para la combustión completa de los hidrocarburos en CO_2 y por tanto el porcentaje de CO aumenta rápidamente. Conforme el factor λ va aumentando, la proporción de CO disminuye, pero aun con mezclas muy pobres existe siempre una pequeña emisión de este gas debido en parte a la combustión incompleta de estas mezclas y la lentitud de la reacción de oxidación del CO a CO_2 .

b) Óxidos de nitrógeno

Para la formación de estos óxidos es necesario, por una parte, que se alcancen temperaturas muy elevadas en el interior de la cámara de combustión, y por otra que exista suficiente oxígeno para la reacción.

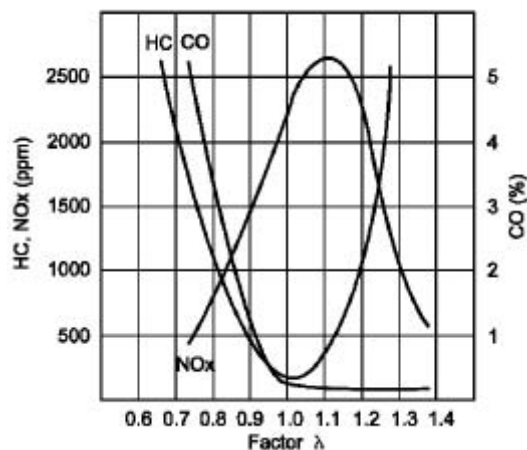


Fig. 11.3 Concentraciones de los contaminantes de un MEP

La elevación de la temperatura en la cámara de combustión se deberá a factores diversos tales como: punto de encendido, parámetros de diseño, régimen del motor y carga del motor.

Puede observarse en la figura 11.3 que la concentración de óxidos de nitrógeno se hace máxima para $I \cong 0.91$, es decir, una zona donde las temperaturas no son las más elevadas, pero hay un ligero exceso de oxígeno. Cuando la mezcla se aleja de esta zona, bien sea hacia las mezclas ricas o hacia las mezclas más pobres, la concentración disminuye notablemente.

Si se tiene en cuenta que la eficiencia térmica del motor aumenta con la temperatura al igual que la formación de óxidos de nitrógeno, habrá que llegar a una situación de compromiso entre ambos factores.

c) Hidrocarburos sin quemar

De los diversos factores que dan lugar a la emisión de hidrocarburos se analizará en este apartado la influencia que tiene la cantidad de oxígeno presente en la combustión.

El valor mínimo de estas emisiones se obtiene con mezclas ligeramente pobres, ya que las condiciones de temperatura y presencia de oxígeno permiten la combustión casi total de los hidrocarburos.

Si se continúa empobreciendo la mezcla, la velocidad de propagación de la llama es muy pequeña y la combustión resulta incompleta incrementándose notablemente el porcentaje de emisiones.

De modo similar ocurre con las mezclas ricas. El dosado de máxima potencia se produce para, aproximadamente, $I \cong 0.87$; si se sobrepasa este valor, la velocidad de propagación de la llama empieza a disminuir y, al igual que en las mezclas pobres, el porcentaje de emisiones aumenta.

Se observa que si se desea alcanzar máxima potencia, el dosado ha de ser rico y, por tanto, se incrementan las emisiones de hidrocarburos sin quemar.

11.3.2 Riqueza de la mezcla en los MEC

En el caso de los motores de encendido por compresión, al análisis de las concentraciones de los tres principales contaminantes se añadirá el de las partículas, ya que en estos motores alcanzan valores significativos. La figura 11.4 nos muestra lo siguiente:

a) Monóxido de carbono

Estos motores precisan una relación aire-combustible superior a la relación estequiométrica para aumentar la probabilidad de que todo el combustible pueda ser quemado, dada la heterogénea distribución del combustible en el interior de la cámara. La dosificación para máxima potencia no se puede alcanzar y el funcionamiento del motor se realiza con un exceso de aire $I \cong 1.45$ o mayor.

En estas condiciones de funcionamiento es evidente que las emisiones de CO son inferiores a las de un MEP, como puede observarse en la figura 11.4; no obstante, a plena carga por falta de oxígeno en la

combustión o a bajas cargas, cuando hay una mala mezcla por deficiencia de la turbulencia o una pulverización del combustible inadecuada, los valores de CO aumentan.

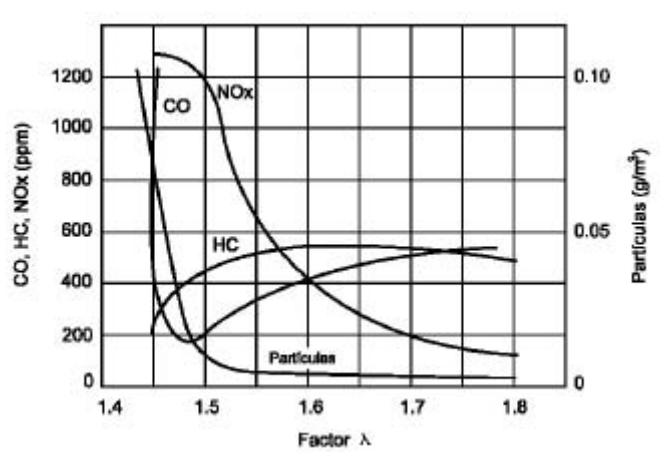


Fig. 11.4 Concentraciones de los contaminantes de un MEC

b) Óxidos de nitrógeno

Tal como se ha comentado, las emisiones de estos óxidos se producen a altas temperaturas con suficiente presencia de oxígeno. Su formación en estos motores se produce durante el periodo de rápida combustión, debido al incremento importante de la presión y la temperatura en el interior de la cámara; de aquí que un aumento del combustible inyectado en el tiempo de retraso haga incrementar las emisiones de NOx.

Al trabajar con un exceso de aire, en estos motores se favorece la oxidación del monóxido de nitrógeno a NO₂.

c) Hidrocarburos sin quemar

En general, las emisiones de hidrocarburos no son debidas a la dosificación, sino a otros factores que posteriormente se analizará, pero en general serán siempre más bajas que en los MEP.

Si las mezclas son muy pobres, evidentemente la combustión se realizará lentamente y por tanto habrá un aumento de estas emisiones.

d) Partículas

Este contaminante, no considerado en los MEP por presentar unos niveles muy bajos, es el más restrictivo para los motores de encendido por compresión.

La falta de homogeneidad de la mezcla da lugar a la presencia de zonas muy ricas con escasez de oxígeno para la combustión completa, como por ejemplo las paredes de la cámara o el núcleo del chorro

de inyección. Durante la tercera fase de la combustión, con velocidad de propagación más lenta que en la segunda fase y unas temperaturas elevadas, las moléculas del combustible que no se han mezclado con el aire sufren un proceso de *cracking*, deshidrogenándose y apareciendo en los gases el carbono como elemento sólido en los gases de escape. Algunas de estas partículas se oxidan antes de ser emitidas a la atmósfera, pero el porcentaje de emisiones sólidas aumenta conforme los dosados se hacen más ricos.

11.3.3 Encendido en los MEP

Un reglaje preciso del punto de encendido permite una combustión completa de la gasolina cuando la mezcla es la apropiada, proporcionando un mínimo de gases contaminantes.

El exceso de avance no tiene influencia sobre la emisión de CO, pero debido a las altas temperaturas y presiones que origina, se aumentan notablemente las emisiones de NOx y, ligeramente, las de hidrocarburos.

Por el contrario, el retraso del punto de encendido supone una reducción importante de los contaminantes mencionados, ya que se reducen las presiones y temperaturas en el interior de la cámara. Pero esta disminución comporta a su vez una disminución de la presión media efectiva y, por tanto, del rendimiento del motor, con el consiguiente incremento del consumo específico.

Pero no sólo hay que considerar el ángulo de encendido, sino que también tiene una influencia decisiva la calidad de la chispa. La mejora de la combustión en general, y la posibilidad de trabajar con mezclas pobres, hace necesario la utilización de encendidos electrónicos capaces de proporcionar la tensión necesaria en el secundario.

11.3.4 Avance a la inyección en los MEC

A efectos de conseguir el máximo rendimiento y la máxima, el ángulo de avance a la inyección debe ser tal que la presión máxima de combustión se produzca unos grados después del punto muerto superior y queda centrada. Si la inyección se realiza próxima al PMS, es decir, retrasando el ángulo de inyección, las presiones y temperaturas son menores, con lo que las emisiones de NOx disminuyen, aumenta la emisión de CO, la de HC prácticamente no varía, pero aumentan notablemente la emisión de partículas y el consumo específico.

El exceso de avance da lugar a elevados gradientes de presión y temperatura, con el consiguiente incremento de las emisiones de NOx. En general, la tendencia es a disminuir el avance para disminuir las emisiones, aunque ello suponga menor tiempo para la formación de la mezcla.

11.3.5 Diagrama de la distribución

Aumentar el ángulo de cruce de válvulas beneficia las prestaciones del motor, ya que supone un aumento del rendimiento volumétrico y por tanto de la presión media efectiva.

Sin embargo, bajo el punto de vista de las emisiones contaminantes, provoca un aumento de las emisiones de hidrocarburos, debido a que se producirá cortocircuito de la mezcla y un aumento de las emisiones de NOx debido al aumento de la presión.

Un sistema de escape diseñado de tal modo que produzca un retroceso de los gases quemados al final del cruce puede eliminar el cortocircuito y disminuir las emisiones de NOx, ya que los gases quemados disminuyen las presiones y temperaturas en el interior del motor.

11.3.6 Relación de compresión

El aumento de la relación de compresión permite obtener un incremento de la potencia y una disminución del consumo específico. En la figura 11.5 se puede observar la relación existente entre la relación de compresión y el rendimiento térmico para diferentes valores de lambda.

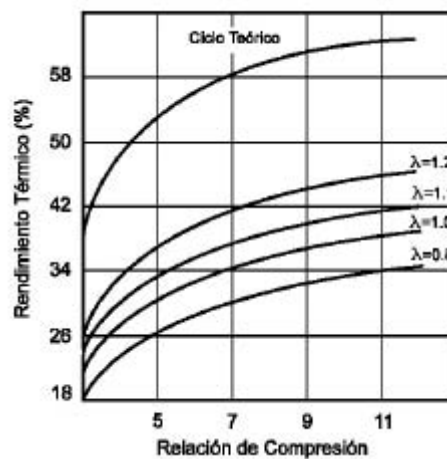


Fig. 11.5 Influencia de la relación de compresión en el rendimiento de un MEP

Bajo el punto de vista de las emisiones, este aumento comporta una más completa combustión de los hidrocarburos y por tanto una disminución de inquemados; sin embargo, las altas presiones y temperaturas que se producen incrementan las emisiones de los óxidos de nitrógeno.

La disminución de la relación de compresión favorece la reducción de emisiones, pero como en los otros factores que estamos analizando, se produce una penalización en las prestaciones del motor.

11.3.7 Diseño de la cámara de combustión

El diseño de la cámara de combustión afecta directamente al proceso de combustión y, por tanto, fundamentalmente a las emisiones de HC y de NOx. Podríamos destacar como características esenciales, bajo el punto de vista de las emisiones contaminantes, las siguientes:

a) Alta turbulencia

La alta turbulencia dentro de la cámara de combustión mejora la homogeneización de la mezcla y la progresión de la llama, con lo que se reducen las emisiones de HC.

b) Ausencia de puntos calientes

Que pueden ser origen de encendido superficial o detonación, lo cual haría aumentar las emisiones de NOx.

c) Relación superficie/volumen

Esta relación se ha de buscar dentro de una solución de compromiso, ya que, si bien es deseable una relación superficie/volumen pequeña para obtener unos recorridos cortos del frente de llama y hacer más adiabático el motor, con lo que las emisiones de HC disminuyen, también es cierto que las temperaturas elevadas aumentan las emisiones de los óxidos de nitrógeno.

Otra consideración que conduce a diseñar cámaras compactas es el efecto pared, es decir, la facilidad que tiene la mezcla, que está próxima a la superficie del pistón, culata y cilindro, de ceder calor y, por tanto, de no alcanzar la temperatura adecuada, con lo que el frente de llama no progresa y se aumentan los HC inquemados. El mismo fenómeno se produce en el huelgo radial existente entre cilindro y la cabeza del pistón.

En general, las emisiones de CO son independientes de la relación superficie/volumen.

11.3.8 Inyección directa e inyección indirecta en los MEC

En los motores de encendido por compresión según sea el lugar donde se inyecte el combustible obtenemos variaciones sensibles de las emisiones contaminantes.

En motores de inyección en precámara las emisiones de NOx son inferiores, ello se debe a que en las dos etapas de la combustión no se dan las condiciones suficientes para su formación. En la precámara, las presiones y temperaturas son elevadas, pero los dosados son ricos, y en el cilindro, con dosados más bajos, la presión y la temperatura ya han disminuido.

El hecho de iniciar la combustión en la precámara, que posee una relación superficie volumen muy pequeña, da lugar a una disminución del efecto pared, lo cual sumado a una mayor homogeneidad de la mezcla producida por la turbulencia, hace que las emisiones de HC y de CO sean inferiores a las de los motores de inyección directa.

11.3.9 Relación carrera/diámetro

La variación de este parámetro tiene los mismos efectos que tenía la relación superficie/volumen; así, si la relación carrera/diámetro es elevada, la relación superficie/volumen disminuirá, lo que supondrá una

reducción de las emisiones de HC. Por el contrario, si se tiende hacia un motor supercuadrado, la relación superficie/volumen aumentará, con lo que se deberá buscar el compromiso entre una mayor potencia y régimen y el aumento de emisiones.

11.4 Reducción de las emisiones

Las soluciones aportadas para reducir las emisiones contaminantes actúan en tres campos distintos:

- Combustibles
- Motor
- Gases de escape

Analizaremos en este capítulo las soluciones que se aportan en cada uno de estos tres campos.

11.4.1 Actuación sobre los combustibles

a) Mejora de los combustibles actuales

Los combustibles actuales contienen porcentajes de azufre, que en el caso de la gasolina es muy bajo, pero que en el caso del gasoil resulta más significativo. El proceso de eliminación supone procedimientos de destilación mejorados, aunque ello encarezca el producto final.

b) Combustibles alternativos

Una solución importante para determinadas emisiones es la utilización de combustibles alternativos tales como alcoholes y ésteres derivados de aceites vegetales, o combustibles gaseosos como el GLP.

Todos ellos tienen en común una disminución general de las emisiones contaminantes de HC, CO, CO₂ y partículas, pero, por ejemplo, el biodiesel (éster metílico de colza) presenta un aumento de las emisiones de NO_x del orden del 15% respecto del gasóleo A, debido a la presencia en su molécula de N₂.

Alcoholes y ésteres, además, emiten aldehídos y cetonas en proporciones superiores a las de los combustibles actuales, que hoy por hoy todavía no están legislados.

La utilización de GLP está avalada por más de treinta años de experiencia, y en cuanto a niveles contaminantes, son muy bajos, con reducción total de partículas, sin embargo presenta el problema general de los combustibles gaseosos: la dificultad de su transporte en recipientes a presión o licuado.

c) Aditivos antidetonantes

Tal como se ha comentado al tratar de los principales contaminantes, los aditivos derivados del plomo en las gasolinas han quedado eliminados. La solución aportada ha sido la mejora en el proceso de refinado de las gasolinas y la sustitución de los compuestos de plomo por compuestos oxigenados.

d) Control de las evaporaciones de combustible

Otra actuación sobre el combustible es evitar las emisiones por evaporación del mismo desde el sistema y el sistema de alimentación. Para ello se dispone de un circuito complementario que recoge las evaporaciones y las devuelve al motor de forma adecuada.

Cuando el motor está parado, los vapores salen del depósito a través de una válvula gravitatoria y son conducidos hasta un depósito de carbón activo, canister, donde quedan retenidos debido a su gran capacidad de absorción de los hidrocarburos volatilizados.

Durante el funcionamiento del motor, los vapores son devueltos al colector de admisión, mediante una corriente de aire que atraviesa el carbón activo, a través de una válvula de impulsos (válvula de purga), que había permanecido cerrada mientras el motor estaba parado. Un filtro impide la entrada de polvo que podría ser arrastrado por la circulación de aire que atraviesa el canister cuando la unión al colector se establece a través de la válvula de impulsos.

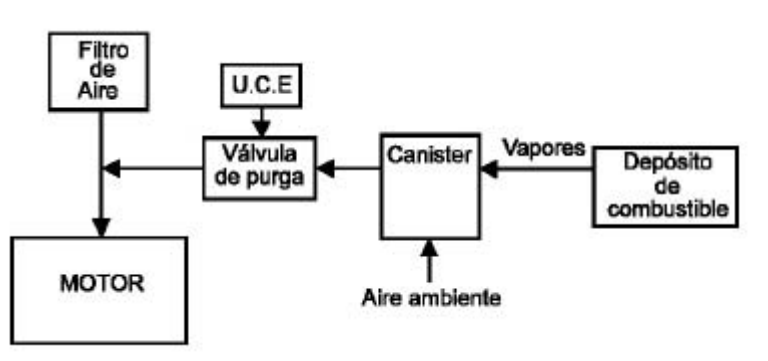


Fig. 11.6 Control de las evaporaciones de combustible

La válvula se pone en funcionamiento accionada por la unidad electrónica de control a partir de que el motor alcance una temperatura de 60° C, para evitar el sobreenquecimiento de la mezcla.

11.4.2 Actuación sobre el motor

a) Control de las emisiones del cárter

Las emisiones procedentes del cárter (*blow-by*), contienen una mezcla de vapores de aceite, hidrocarburos sin quemar y gases procedentes de la combustión. Actualmente se dispone en los motores de un sistema que hace recircular estos gases hacia la admisión, de modo que son introducidos de nuevo para ser quemados, y el aceite que contienen es decantado en un separador y retornado al cárter.

Generalmente se dispone de dos circuitos: un circuito principal, que recoge la mayor parte de los gases después del filtro de aire, y un circuito secundario calibrado que trabaja después de la mariposa y que aspira un caudal inferior cuando el motor se encuentra al ralentí.

b) Regulación de la relación aire/combustible en los motores MEP

Si se analiza la correlación del factor lambda con la emisión de contaminantes, figura 11.3, y la de este mismo factor con las curvas de par y consumo específico de la figura 11.7, se observa que:

- El factor λ para máximo par se sitúa aproximadamente sobre 0.9.
- El consumo específico óptimo se obtiene para $\lambda \cong 1.1$.

Para este factor las emisiones de CO y HC son favorables, pero no así las de NOx.

Al ralentí el factor lambda debe situarse próximo a 1, evitando valores mayores de lambda que harían incrementar las emisiones de HC

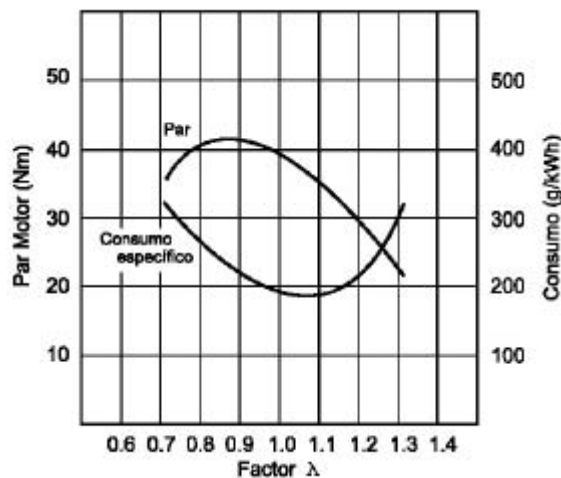


Fig. 11.7 Relación del factor λ y las curvas de par y consumo específico

En resumen, la regulación del factor lambda es una solución obligada para controlar las emisiones contaminantes de los motores de encendido provocado.

Para realizar esta regulación se emplea un sensor denominado sonda lambda, que proporciona información a la unidad de control electrónico sobre el oxígeno existente en los gases de escape.

Estas sondas pueden ser de dos tipos :

- Sonda lambda proporcional UEGO
- Sonda lambda de escalón EGO

La sonda proporcional determina el porcentaje de oxígeno existente en los gases de escape, sea cual sea el tipo de mezcla.

La sonda de escalón determina la presencia y ausencia de oxígeno en los gases de escape.

La regulación lambda es un sistema que permite mantener el factor lambda muy cerca del valor estequiométrico de forma rápida y automática. La unidad de control calcula la cantidad de aire que está entrando en el motor y el tiempo de inyección necesario, pero además existe una corrección de este tiempo determinada por la regulación lambda.

La sonda lambda de escalón analiza continuamente los gases de escape y envía señales a la unidad de control indicando la desviación existente en la mezcla respecto a la estequiométrica. Con esta información la unidad de control corrige el tiempo de apertura de los inyectores.

Así pues, se trata de un sensor electroquímico de oxígeno situado, en el colector de escape o en el tubo de escape, cerca del motor y antes del catalizador. El principio de funcionamiento se basa en la propiedad que tienen determinados materiales cerámicos de conducir los iones de oxígeno a altas temperaturas, por encima de los 300 °C. Por tanto, estas sondas no determinan en ningún momento el tipo y la cantidad de contaminantes, sino que determinan la diferencia de concentración de oxígeno entre las superficies del sensor.

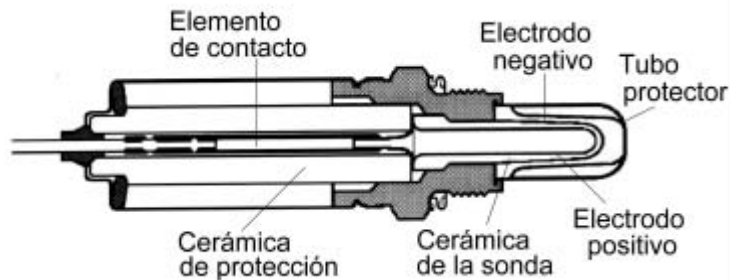


Fig. 11.8 Sonda lambda EGO (BOSCH)

El cuerpo cerámico de la sonda se fabrica con dióxido de circonio que actúa como electrolito. Tanto la superficie interior como la exterior de este cuerpo se recubre con una capa muy fina de platino permeable a los gases, que actúan como electrodos.

La superficie interior está en contacto con el aire, mientras que la exterior está en contacto con los gases de escape. Esta última superficie va recubierta de una capa cerámica porosa para proteger el electrodo de la suciedad que producen los gases de escape.

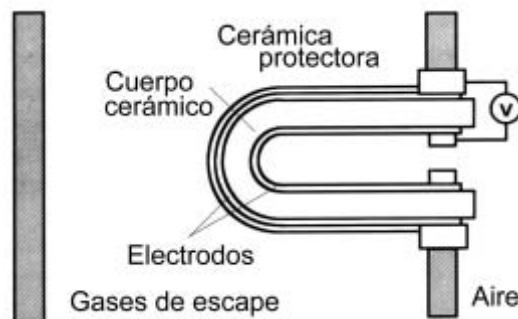


Fig. 11.9 Esquema de la sonda lambda (EGO)

Si en los gases de escape la proporción de oxígeno es inferior a la que correspondería a la combustión de una mezcla estequiométrica, es decir, el motor está trabajando con $\lambda < 1$, se producirá una migración de iones oxígeno de la superficie en contacto con el aire ambiente hacia la superficie en contacto con los gases de escape, lo cual genera un voltaje de unos 900 mV.

Si por el contrario, en los gases de escape hay mayor proporción de oxígeno del que correspondería a la combustión de una mezcla estequiométrica, es decir, el motor está trabajando con $\lambda > 1$, no se produce la migración de iones, con lo que sólo se genera un voltaje residual de unos 100 mV.

La variación de la tensión de la sonda no es lineal y en el entorno de $\lambda = 1$, la variación es muy brusca, lo cual permite detectar fácilmente el paso de mezcla rica a pobre.

Al igual que los catalizadores, la sonda lambda también sufre un envejecimiento progresivo por pérdida de las propiedades de la capa activa.

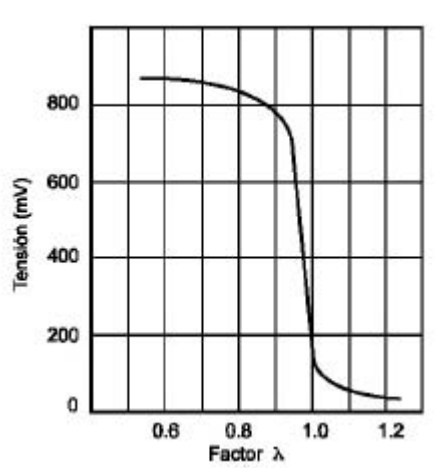


Fig. 11.10 Curva de tensión de la sonda lambda EGO. Temperatura 600°C

El envejecimiento se pone de manifiesto por un incremento del tiempo de respuesta de la señal cuando pasa de mezcla rica a pobre. Aparte del envejecimiento, la mayoría de las averías son producidas por productos depositados sobre la capa de platino o que obstruyen los poros.

La necesidad de que la sonda alcance la temperatura de trabajo lo antes posible, con lo que empezaría a actuar desde el inicio de la puesta en marcha del motor, hace que podamos diferenciar dos tipos de sondas:

- Sonda lambda sin precalentar
- Sonda lambda precalentada

La sonda sin precalentar debe ubicarse lo más cerca posible de la válvula de escape, en el colector, con la finalidad de que alcance los 300°C necesarios para su funcionamiento. Estas sondas cambian su estado de señal, 900 mV o 100 mV, con una frecuencia elevada, ya que recibe los gases de escape de cada cilindro independientemente y su estado varía con la composición de cada uno de ellos.

La sonda precalentada incorpora una resistencia interna que permite alcanzar la temperatura de trabajo en unos 30 segundos y mantenerla independientemente de la temperatura de los gases de escape, con lo cual su ubicación no es tan restrictiva como en el caso anterior, exceptuando que debe situarse antes del catalizador. Otra ventaja de estas sondas es su mayor durabilidad, ya que no sufren, debido a su ubicación, tanta degradación térmica.

En cuanto al empleo de las sondas lambda proporcionales, UEGO, permiten conocer el factor lambda con precisión y no únicamente discriminar el estado rico o pobre que ofrece una sonda EGO.

Este aspecto es relevante en aquellos motores MEP, en especial los de gas natural sobre alimentados, que, al querer aumentar el rendimiento y limitar las temperaturas de trabajo, trabajan con lambda pobre, con valores entre 1,4 y 1,6, que una sonda EGO no permitiría discriminar.

Por otro lado, la regulación en anillo cerrado mediante sonda UEGO es mucho más precisa, ya que en cada punto de funcionamiento se conoce la lambda de trabajo y puede establecerse la distancia de la consigna, normalmente la unidad, a que se encuentra el motor.

En contrapartida, la regulación en anillo cerrado con una sonda EGO sólo discrimina si el estado de trabajo es rico o pobre, con lo que el sistema se ve obligado a generar una estrategia de enriquecimiento o empobrecimiento continuo para conocer cuándo conmuta la señal de la EGO que en esa condición la lambda era la unidad. Esta estrategia está orientada a maximizar el rendimiento de un catalizador de tres vías, como se verá más adelante.

11.4.3 Actuación sobre los gases de escape

Los niveles exigidos por la legislación vigente no pueden ser alcanzados únicamente con las actuaciones hasta ahora analizadas; por tanto, se ha hecho necesario actuar, además, sobre los gases resultantes de la combustión.

Se analizan a continuación las soluciones aportadas en este punto.

a) Aportación de aire (válvula Pulsair)

Se trata de un sistema utilizado para reducir las emisiones de CO y HC mediante aporte de oxígeno para transformar estos contaminantes en CO₂ y H₂O. La válvula Pulsair es una válvula unidireccional de membrana que actúa por efecto de la depresión generada por los gases de escape, en el colector, tras el cierre de la válvula de escape.

La membrana metálica de la válvula oscila según la presión a que está sometida y cada aspiración producida por el cierre de la válvula de escape permite la entrada de aire fresco. Esta aportación de aire será empleada en el próximo ciclo.

En condiciones de motor en retención, con una desaceleración rápida, los gases de la combustión contienen un porcentaje elevado de HC y además su temperatura es elevada, lo cual puede dar lugar a una combustión violenta al encontrarse con la masa de aire fresco en el colector.

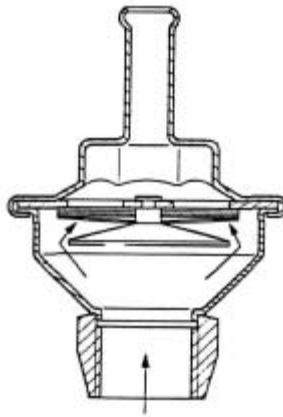


Fig. 11.11 Válvula Pulsair

Para evitar estas situaciones, se incorpora al sistema una válvula auxiliar que controla el paso del aire en función de la depresión existente en el colector de admisión por debajo de la mariposa.

b) Recirculación de gases de escape (válvula EGR)

Una solución para disminuir las emisiones de los NOx es disminuir la temperatura máxima de combustión, lo cual puede conseguirse recirculando parte de los gases de escape hacia la admisión.

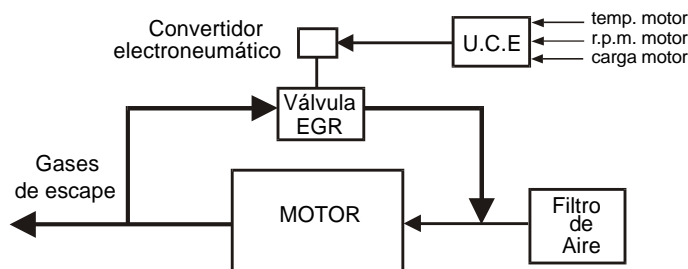


Fig. 11.12 Válvula de recirculación de los gases de escape

Las siglas EGR, que dan nombre a la válvula utilizada en este sistema, responden precisamente a la abreviatura de *Exhaust Gas Recirculation*.

Esta válvula es de mando neumático y está constituida por una cápsula con una membrana que funciona por la diferencia de presión entre los gases de escape y el colector de admisión.

Los sistemas actuales intercalan otra válvula entre la válvula EGR y el colector de admisión que está controlada por la unidad de control electrónico en función del régimen, de la temperatura y de la carga del motor. En la figura 11.13 puede verse esquematizado un sistema de control con válvula EGR, y en la figura 11.14 un sistema EGR instalado en un motor MEC.

Para que haya una recirculación de los gases de escape es necesario que el motor esté a temperatura de trabajo y en unas condiciones de funcionamiento determinadas. Lógicamente, en ralentí la válvula no ha de actuar porque si lo hiciera la mezcla se empobrecería, y a plena carga tampoco, ya que con mezclas ricas los NOx son bajos, en el caso de los motores MEP.

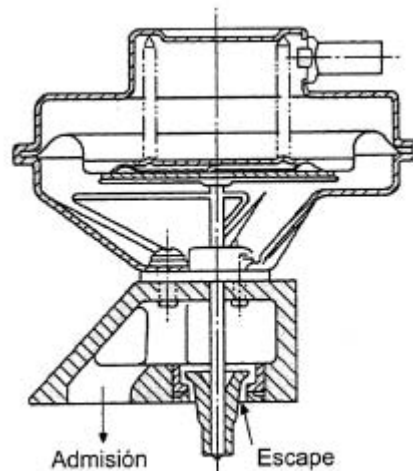


Fig. 11.13 Recirculación de gases de escape



Fig. 11.14 Sistema de recirculación de gases de escape instalado en un motor MEC

El caudal de gases recirculados ha de calibrarse, puesto que la incorporación de estos gases en la admisión provoca una disminución del rendimiento y por tanto un incremento del consumo. A título de

ejemplo, digamos que una recirculación del 15% permite una reducción de los NOx de aproximadamente el 30%, pero aumenta el consumo en un 5%.

c) Catalizadores

La utilización de sustancias catalizadoras es el sistema más efectivo para la reducción de emisiones en los gases de escape de los motores de encendido provocado. Estas sustancias, con su presencia, aceleran la oxidación y reducción de los contaminantes, sin participar en las reacciones.

Los convertidores catalíticos utilizados consisten en un material activo (catalizador) sobre un soporte cerámico o metálico, a través del cual fluyen los gases de escape. El material activo está constituido por metales nobles y distribuido sobre una gran superficie, de modo que el contacto del gas con la sustancia activa permita una elevada eficiencia de conversión.

El convertidor catalítico, denominado comúnmente catalizador, va situado en el sistema de escape, muy próximo al colector, para aprovechar la temperatura elevada de los gases de escape en esa zona.

En un catalizador se pueden distinguir los siguientes componentes principales :

- Cuerpo metálico
- Sustrato y materia activa
- Material expandible

Se construye en acero inoxidable para asegurar la resistencia a la corrosión y resistencia mecánica a altas temperaturas. La rigidez del conjunto se logra mediante nervios transversales, que además evitan posibles deformaciones debidas a las altas temperaturas de funcionamiento o a cambios bruscos de temperatura.

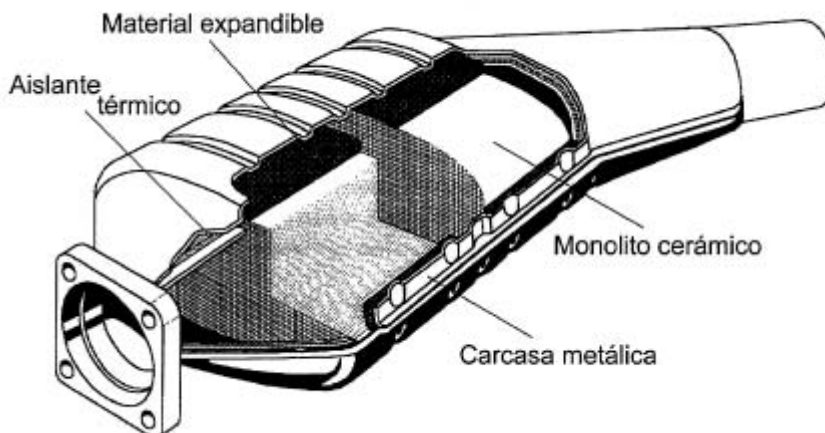


Fig. 11.15 Catalizador seccionado (Fonos S.L.)

Para que las reacciones de conversión tengan lugar eficazmente es necesario que exista un buen contacto de los gases con la materia activa y que este contacto dure el tiempo necesario para completar las reacciones.

Ello es posible si en el reducido tamaño del que se dispone hacemos circular los gases a través de canalizaciones muy finas y muy numerosas. La construcción del sustrato con estas características puede realizarse mediante material cerámico o metálico.

El sustrato cerámico se obtiene por extrusión de la cordierita (silicato de aluminio- magnesio) en estado plástico. La estructura tiene forma de panal de abeja con 400 celdas por pulgada cuadrada y un espesor de pared de 15 centésimas de milímetro. La contrapresión que genera esta estructura es muy bajo, ya que la superficie frontal libre para el paso de los gases es superior al 70%. A este tipo de sustratos se les denomina comúnmente *monolito cerámico*.

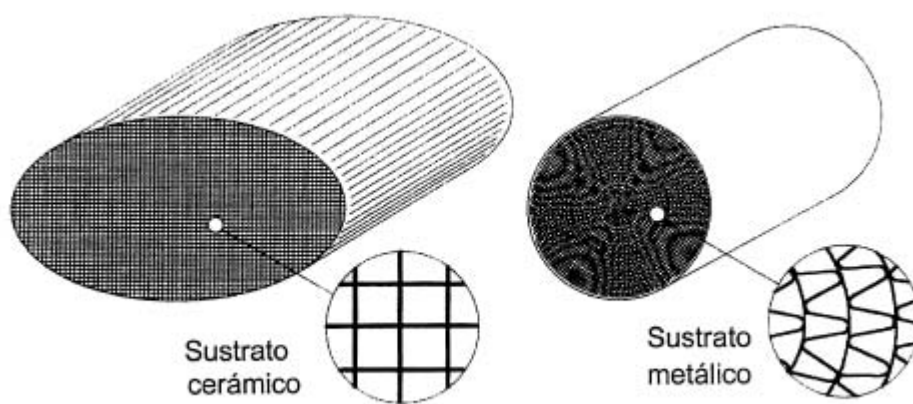


Fig. 11.16 Tipos de sustratos (Fonos S.L.)

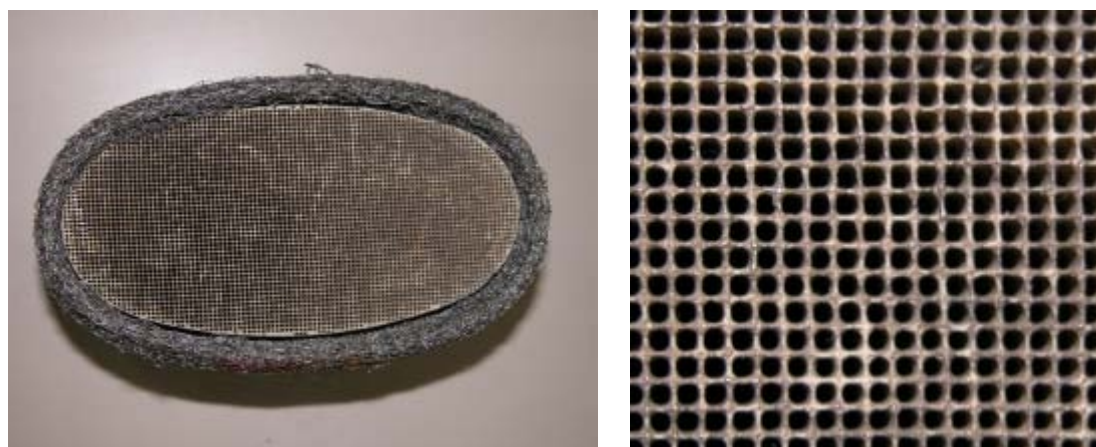


Fig. 11.17 Sección y detalle de un catalizador de sustrato cerámica

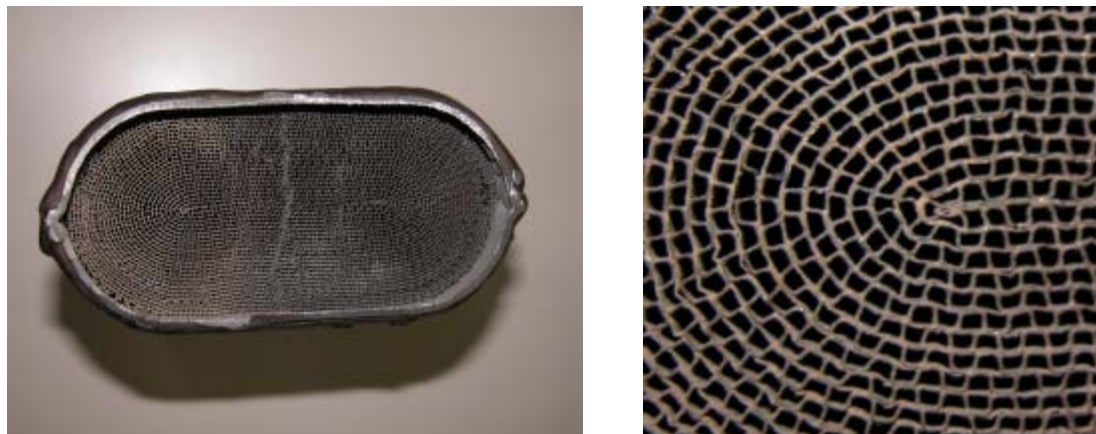


Fig. 11.17bis Sección y detalle de un catalizador de sustrato metálico

El sustrato metálico se construye con lámina de acero inoxidable de una centésima de milímetro de espesor arrollada en espiral constituyendo en conjunto una estructura de panal de abeja de 400 celdas por pulgada cuadrada, igual que con el sustrato cerámico. Al ser el espesor de pared inferior al cerámico, la superficie libre al paso de los gases es superior al 80%, además la resistencia a la temperatura también es mayor.

Sin embargo, estos sustratos tienen el inconveniente del coste elevado, por lo que se utilizan en catalizadores pequeños o en precatalizadores que trabajan a muy altas temperaturas.

Entre el sustrato y la materia activa se coloca un agente poroso Washcoat, con la doble finalidad de aumentar la superficie libre de contacto de los gases con la materia activa y poder adherir dicha materia activa al sustrato. La composición de esta capa varía en función del tipo y proporción de los componentes de la materia activa, así como del proceso de fabricación y su influencia en la efectividad, resistencia y durabilidad del catalizador es muy notable.

La materia activa está compuesta por metales del grupo del platino, principalmente se emplean el platino, el paladio y el rodio. El platino y el paladio actúan favoreciendo las reacciones de oxidación, es decir, aquellas que permitan oxidar el CO y los HC, mientras que el rodio lo hace en las de reducción, es decir, las que liberaran el nitrógeno de los NOx.

En el caso de los catalizadores con monolito cerámico existe un problema de dimensional debido a la diferente dilatación que sufren el cuerpo exterior y el monolito cerámico al alcanzarse las temperaturas de trabajo. El cuerpo del catalizador se dilata, mientras que el monolito prácticamente no sufre ninguna variación, por lo que es necesario la colocación de un material que mantenga fijo el monolito en el interior del catalizador.

Este material puede ser una malla metálica o una fibra cerámica. La malla metálica tiene a su favor la sencillez y el bajo coste, pero tiene el inconveniente que tras muchos ciclos de funcionamiento la fatiga térmica del acero disminuye la capacidad de dilatación de la malla. La fibra cerámica tiene a su favor que se adapta con menos dificultad a las diferencias de dilatación entre el cuerpo y el monolito, y además actúa como aislante térmico; sin embargo, requiere un diseño dimensional muy exacto del cuerpo exterior y puede deteriorarse si los gases de escape inciden directamente sobre ella.

Cuando se clasifican los catalizadores, es usual hacerlo añadiendo el calificativo de vías, que nos indica el número de contaminantes que es capaz de convertir. Aclarado este aspecto, los tres grandes grupos en que podemos clasificar los catalizadores son :

- Catalizadores de dos vías o catalizadores de oxidación
- Catalizadores de tres vías de bucle abierto o catalizadores de tres vías con toma de aire
- Catalizadores de tres vías de bucle cerrado o catalizadores de tres vías con sonda lambda

Los catalizadores de dos vías solo actúan sobre los HC y el CO, activando las reacciones de oxidación pero no actúan sobre los NOx. La materia activa está compuesta por platino y paladio.

La utilización de estos catalizadores es preferentemente en motores que trabajan con mezcla pobre que dan emisiones bajas de CO y HC, y tratan complementariamente los NOx mediante una válvula EGR.

Este sistema es el que se utiliza en los motores de encendido por compresión, que no pueden utilizar catalizadores de tres vías, ya que las mezclas son muy pobres y la temperatura de los gases muy baja. Sin embargo, hay que tener en cuenta que el catalizador de oxidación para estos motores ha de ser selectivo con los óxidos de azufre producidos durante la combustión, debido a la presencia de azufre en el combustible, ya que el SO₂ se oxidaría a SO₃ en el interior del catalizador actuando la alúmina como sustancia catalítica y éste, al reaccionar con el vapor de agua, generaría ácido sulfúrico.

Si se emplean estos catalizadores en motores de mezcla rica, el problema de los NOx desaparece, pero se hace necesario aportar aire adicional al catalizador debido a la falta de oxígeno en los gases.

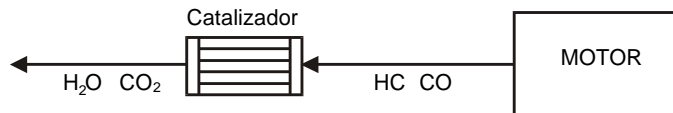


Fig. 11.18 Catalizador de dos vías

Los catalizadores de tres vías van acompañados de la sonda lambda EGO, de modo que la regulación se realiza en un ciclo cerrado. La acción de la materia activa, compuesta por platino, paladio y rodio, sobre los contaminantes es simultánea, oxidando los HC y el CO y reduciendo los NOx al mismo tiempo.

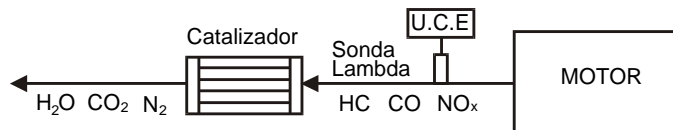


Fig. 11.19 Catalizador de tres vías de bucle cerrado

El funcionamiento eficiente de este tipo de catalizador requiere una relación aire/combustible muy cercana a la estequiométrica, es decir, un factor lambda situado entre 0.995 y 1.005. Si la mezcla se desvía de estos valores, el catalizador elimina o deja de eliminar los contaminantes del siguiente modo:

- $\lambda < 0.995$, la mezcla es rica y hay poco oxígeno. Se eliminan los NOx, pero deficientemente el CO y los HC.
- $\lambda > 1.005$, la mezcla es pobre. Se eliminan el CO y los HC, pero no elimina los NOx y agrava su efecto.

Este tipo de catalizadores por su elevada efectividad es el que se ha impuesto para motores de encendido provocado.

La eficacia o rendimiento de un catalizador se determina, para cada contaminante, en función de las concentraciones antes y después de pasar los gases por el catalizador, y se puede expresar como:

$$\text{Eficacia (\%)} = (\text{Concentración antes} - \text{Concentración después}) / \text{Concentración antes}$$

La temperatura es uno de los factores que más afectan la eficacia del catalizador. A partir de los 250 °C, temperatura de cebado, las reacciones empiezan a tener lugar y no es hasta los 450 °C, aproximadamente, que el catalizador es plenamente eficaz.

La necesidad de alcanzar lo más rápidamente posible estas temperaturas es la que condiciona la ubicación del catalizador lo más próximo posible al colector de escape. Sin embargo, esta proximidad no puede ser excesiva, ya que por encima de los 800 °C el aislante térmico, que realiza el anclaje del monolito en el cuerpo metálico, se puede deteriorar rápidamente.

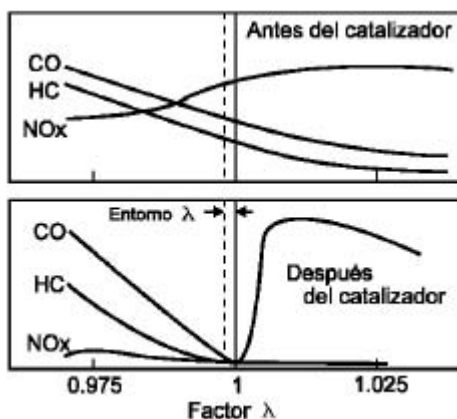


Fig. 11.20 Emisiones antes y después de un catalizador de tres vías de bucle cerrado

En teoría, la materia activa del catalizador perdura indefinidamente; sin embargo, la realidad es que esto no ocurre y el catalizador va perdiendo eficacia a lo largo del tiempo de funcionamiento. Esto se produce principalmente por envenenamiento, debido a partículas metálicas procedentes del motor, aditivos del combustible y el aceite, y las altas temperaturas de funcionamiento, que provocan la sinterización de la materia activa y del monolito.

La eficacia de un catalizador nuevo se sitúa sobre el 95%, pero al cabo de unos 3000 km baja y se estabiliza entre el 80 y el 90% para las reacciones de oxidación y entre el 70 y el 75% para las de reducción. Estos valores perduran hasta el final de su vida útil, que suele estar sobre los 80.000 km.

La degradación del catalizador conduce a una ineficacia total en la eliminación de los contaminantes, sin embargo no altera el funcionamiento del motor.

Esta degradación puede ser debida al envejecimiento natural del catalizador o a que éste se ha envenenado con plomo. El plomo contenido en la gasolina o en algunos aditivos se combina con los metales de la materia activa anulando su capacidad para acelerar las reacciones, incluso puede alterar la sonda lambda si sus componentes son sensibles al plomo. En este caso, se altera el funcionamiento del motor por falta de la regulación de la sonda.

La obstrucción del catalizador provoca una contrapresión en el sistema de escape, lo cual se detecta rápidamente por la pérdida de prestaciones del motor. Las causas pueden ser debidas a un exceso en el consumo de aceite, el límite está en 1 litro por cada 1000 km, o a un mal funcionamiento del motor que provoque la emisión excesiva de partículas.

Un catalizador envenenado por plomo puede llegar a la obstrucción, ya que se pierde la capacidad que tiene el catalizador de eliminar el bajo porcentaje de partículas que emite un motor de encendido provocado.

La causa de fusión del monolito es el paso de combustible sin quemar al catalizador; generalmente es debido a fallos en el sistema de encendido, lo que provoca combustiones incompletas en el motor. El combustible sin quemar se encuentra con la elevada temperatura del catalizador, lo que provoca su combustión, aumentando aún más la temperatura que llega a valores de fusión del material cerámico. Son suficientes dos segundos de falta de chispa en un cilindro, cuando el motor está bajo carga, para producir la fusión total del monolito.

El funcionamiento reiterado con mezclas muy pobres o muy ricas hace que el catalizador trabaje a temperaturas mayores, pudiendo provocar la fusión, aunque no de modo tan fulminante como en el caso del encendido.

Aunque el monolito va protegido, la ubicación del catalizador en un vehículo hace que este sujeto a posibles impactos o que por una mala sujeción del sistema de escape este sometido a vibraciones.

d) Filtros de partículas

Tal como se ha comentado, uno de los principales contaminantes en los motores de encendido por compresión son las partículas. Su eliminación sólo es posible mediante la utilización de filtros que retengan las partículas sólidas de los gases de escape.

Existen varios tipos de filtros, pero los de monolito cerámico y los de arrollamiento de fibra cerámica son los que están dando mayor efectividad.

El filtro monolítico consiste en un monolito cerámico similar al utilizado en los catalizadores, pero con los canales obturados en un extremo, de modo que se obliga a los gases a atravesar las paredes de los canales, que en este caso son poros, reteniéndose las partículas en los poros. El grado de separación de estos filtros oscila entre el 70 y el 90%, en función de la composición de las partículas acumuladas y de la porosidad de las paredes de cerámica.

Los filtros de arrollamientos consisten en un arrollamiento de fibras cerámicas rugosas alrededor de tubos soporte perforados. En este sistema las partículas se acumulan en los intervalos filtrantes del arrollamiento. El grado de separación de estos filtros oscila entre el 60 y el 90%.



Fig. 11.21 Filtro cerámico de partículas con quemador

Para prevenir la saturación del filtro y que no se produzca una resistencia al paso de los gases que afecte a las prestaciones del motor, es necesario eliminar periódicamente los depósitos de partículas acumuladas.

El sistema empleado es la regeneración térmica que consiste en convertir por combustión, el lecho de hollín depositado en CO_2 y vapor de agua. Para realizar eficazmente esta transformación es necesario una temperatura de unos $700\text{ }^\circ\text{C}$, lo que obliga a la incorporación de un quemador en el propio filtro. Existen dos sistemas de regeneración, uno se realiza con el vehículo parado y el otro denominado de pleno flujo, con el vehículo en marcha.

En la actualidad existen sistemas que permiten regenerar el filtro de partículas, cuando se detecta su saturación, que consisten en realizar una inyección de combustible al final de la fase de expansión, que no puede ser quemada en la cámara, para que queme en el filtro y se consiga la temperatura suficiente para la combustión de las partículas.

12 Tecnología y arquitectura de un MACI

12.1 Introducción

El motor alternativo de combustión interna permite obtener trabajo útil en un eje a partir de la energía liberada durante la combustión de la mezcla en la cámara de combustión.

Con tal de posibilitar dicha transformación y bajo los postulados de Beau de Rochas, es necesario crear una serie de mecanismos que, combinados entre sí a través de cadenas cinemáticas, permitan la obtención de dicho trabajo. Así pues, el diseño de cada una de las piezas que forman el motor debe permitir y asegurar el funcionamiento mecánico del propio motor.

El esquema básico de funcionamiento de un MACI se basa en la transformación del movimiento lineal del pistón, en un movimiento circular del cigüeñal a través de un mecanismo de biela-manivela formado por el pistón, la biela y el cigüeñal que recibe el nombre de *tren alternativo*. Las diferentes piezas que forman el motor se pueden dividir en tres grupos: piezas fijas, piezas móviles y sistema de distribución.

Piezas fijas

- Bloque motor
- Culata
- Junta de culata
- Colector de admisión
- Colector de escape



Fig. 12.1 Piezas fijas

Piezas móviles

- Pistón
- Segmentos
- Bulón de pistón
- Biela
- Cigüeñal
- Cojinetes



Fig. 12.2 Piezas móviles

12.2 Bloque motor

12.2.1 Funciones

El bloque motor (Fig. 12.3) es una pieza fundamental en la estructura del motor, a través de él se sustenta el cigüeñal mediante cojinetes de fricción, se fija la culata y alberga y protege el tren alternativo y el sistema de distribución. Además, como todos estos sistemas deben estar correctamente lubricados y refrigerados, engloba de forma interna (mediante orificios y conductos) los sistemas de lubricación y refrigeración, caso de utilizarse mediante líquido refrigerante.

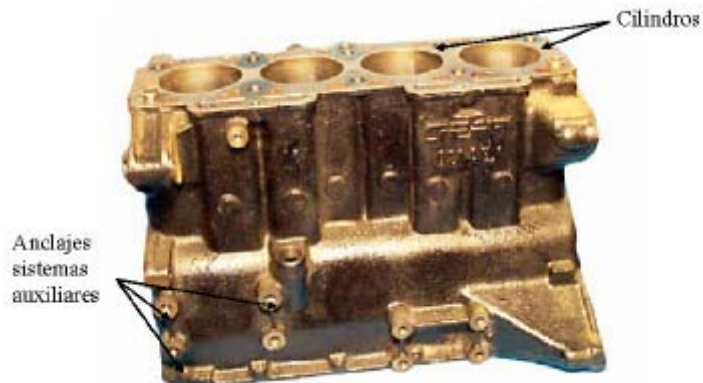


Fig. 12.3 Bloque motor

El bloque motor desempeña principalmente una función estructural, y será a través del bloque que se unirá el motor a la estructura que lo sustenta. Por lo tanto, el bloque motor no solo debe soportar los esfuerzos internos procedentes del tren alternativo, sino también las fuerzas externas de enlace con la estructura o el chasis. Así pues, al bloque motor se le solicitan gran cantidad de funciones, todas ellas fundamentales para el correcto funcionamiento del motor. Entre ellas cabe destacar:

- Permitir el buen funcionamiento de los pistones y los segmentos.
- Soportar el cigüeñal y asegurar su buen funcionamiento.
- Soportar la culata.
- Asegurar la circulación del aceite de lubricación y del agua de refrigeración.
- Ser rígido.
- Resistencia mecánica al desgaste y a la corrosión
- Estabilidad a la dilatación y deformación por efectos térmicos.
- Ser lo más ligero posible.
- Ser colable y mecanizable.
- Ser estanco.

El bloque motor hace de soporte estructural para ciertos órganos auxiliares del motor, y por lo tanto se debe tener en cuenta durante el diseño los diferentes anclajes necesarios para la fijación de dichos elementos. Los principales elementos que sustenta el bloque motor son:

- La bomba de aceite y de agua
- El motor de arranque
- La bomba de inyección (MEC)
- El alternador
- Anteriormente el distribuidor de encendido (en motores de ciclo otto, compresor del aire acondicionado)
- Otros

12.2.2 Concepción del bloque motor

El bloque motor es el elemento más voluminoso y pesado del motor, en él se alojan la gran mayoría de elementos del motor, tanto fijos como móviles. Anteriormente se construían los cilindros separados unos de otros, pero actualmente los cilindros están agrupados en un solo bloque, "monobloque". Este tipo de construcción permite disminuir la longitud total del motor, disminuyendo su peso, al mismo tiempo que aumenta la rigidez y se simplifica el sistema de refrigeración del conjunto. La concepción del conjunto bloque motor está en función de:

- El material utilizado
- Las características técnicas de la pieza
- Permitir la accesibilidad a las piezas móviles para su control, reparación o cambio
- Tipo de refrigeración. Si es por líquido se realizan unas galerías alrededor del cilindro por donde circula el líquido, y si es por aire, normalmente motores monocilíndricos, se disponen aletas en la periferia del bloque para refrigerar mejor el cilindro
- Limitaciones de peso
- Intentar eliminar los puntos con concentraciones de tensiones

- Los procedimientos de colada
- Las cadencias de producción
- Sistemas y métodos de mecanización

El factor que determina las cualidades de trabajo, resistencia y fiabilidad del bloque motor es el material utilizado en su fabricación. Actualmente existen dos procedimientos de amplia utilización, uno es utilizando fundición de hierro con estructura perlítica y con un alto contenido de carbono, aleado con otros metales como el cobre, silicio o níquel; otro, utilizando aleaciones ligeras, fundamentalmente aleaciones de aluminio y silicio. Es importante observar las ventajas e inconvenientes de cada procedimiento:

- *Peso*: La aleación ligera es 2,2 veces menos pesada que la fundición.
- *Precio*: La fundición es más barata, su utilización puede suponer un ahorro del 5% sobre el precio total del motor.
- *Inversión en sistemas de fabricación*: La inversión es menor cuando se utiliza aleación ligera, ya que las técnicas de fabricación son más sencillas.
- *Ruido*: La fundición tiene cualidades de amortiguación sonora superiores a la aleación ligera.
- *Refrigeración*: La fundición presenta unas relaciones de dilatación menores que la de aleación ligera. La conductividad térmica de la aleación ligera es mayor.
- *Diseño de la pieza*: Es favorable a la aleación ligera, ya que podemos obtener una precisión más grande debido a sus buenas cualidades de colabilidad, posibilidad de utilizar coquillas en grandes series de producción, etc.

De todas formas, no existe una solución clara, sino que se trata de encontrar el mejor compromiso entre los costes de producción y el ahorro de peso. La utilización de bloques motor de aluminio es típica en motores destinados a vehículos de competición, finalidades aeronáuticas o motores portátiles, donde se prima la ligereza del conjunto.

El empleo de bloques de aluminio va asociado al diseño específico de los mismos, a menudo realizando el bloque a partes e incrementando las nervaduras internas del mismo, como se observa en la figura 12.4.



Fig. 12.4 Bloque motor de aluminio de un motor MEC

12.2.3 Elementos del bloque motor: cilindros y camisas

Los cilindros son el habitáculo en donde se ubica y se guía el pistón; sus paredes deben ser rectificadas, con un afinado especial para retener mejor la película de aceite que lubrica los segmentos y el cilindro. Geométricamente, los cilindros deben ser estancos, perfectamente cilíndricos, de diámetro constante, sin ovalaciones ni conicidades. A su vez, los cilindros pueden ser mecanizados directamente en el bloque motor o utilizar unas piezas postizas que reciben el nombre de *camisas*; en ambos casos deben presentar una buena resistencia al desgaste.

Las camisas son cilindros desmontables (Fig. 12.5) que se insertan en unos taladros que se han practicado en el bloque motor; la gran ventaja de utilizar camisas es la posibilidad de fabricar el bloque motor con un material menos resistente (más ligero) y al mismo tiempo utilizar un material más apropiado para la fabricación de la camisa (resistencia al desgaste).



Fig. 12.5 Camisas húmedas

Es importante destacar que cuando se utilizan camisas realizadas con un material resistente, que facilita la lubricación y normalmente con un bajo coeficiente de dilatación, y se insertan en el bloque motor, realizado por ejemplo en aluminio, con un coeficiente de dilatación superior al del material utilizado en la camisa y se pone el motor en funcionamiento, al aumentar la temperatura el aluminio del bloque se dilata mucho más que la camisa, produciéndose un juego entre ellos que conlleva la avería del motor. Por eso, el montaje por compresión de las camisas en el bloque debe ser un proceso delicado y preciso.

a) Cilindros sin camisa (cilindros con camisa integral)

Si el bloque motor se ha fabricado en fundición de hierro, el uso de cilindros sin camisa es una de las soluciones constructivas más habituales en los motores de cuatro cilindros destinados a grandes series de producción. Esta solución constructiva es la más sencilla y presenta una excelente geometría de los cilindros, con unas características razonables de resistencia al desgaste, aunque se deba aplicar sobre las paredes de los cilindros un tratamiento químico de endurecimiento superficial a base de cromo-níquel.

Por otro lado, si el bloque motor es de aleación ligera, existen dos procedimientos:

- Utilización de una aleación ligera hipersiliciada, con un tratamiento superficial posterior para obtener una buena resistencia al desgaste. Se trata de un procedimiento costoso y poco adaptado a grandes producciones en serie, además de presentar una mecanización difícil.
- Utilización de aleación ligera clásica (aleaciones de aluminio) y tratamiento superficial electroquímico a base de níquel-silícium sobre las paredes de los cilindros. Debido a la dificultad de realizar el tratamiento superficial es poco utilizado en grandes series de producción, reservándose a motores monocilíndricos.

Los bloques motor sin camisa en los cilindros se pueden diseñar según dos tipos constructivos (Fig. 12.8): como bloque cerrado o como bloque abierto. Los de bloque abierto se caracterizan por su sencillez de fabricación, ya que permite obtener la pieza por colada en coquilla, sin la necesidad de utilizar noyos. Además, permite una mejor refrigeración de la parte superior del cilindro, aunque presenta una rigidez menor que los bloques cerrados. Con los bloques cerrados se obtiene una excelente geometría y rigidez de los cilindros, aunque son necesarios noyos para obtener los conductos y galerías internas por donde circula el líquido de refrigeración.

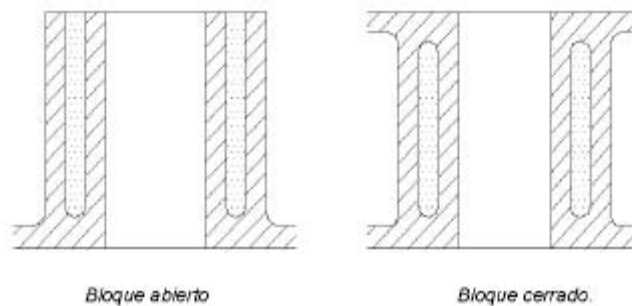


Fig. 12.6 Diferentes tipos constructivos del bloque motor

Los bloques que utilizan camisas integrales son más económicos, pero tienen el gran inconveniente que cualquier error en las cotas de acabado, o por desgaste prematuro de uno de los cilindros puede inutilizar todo el bloque.

b) Cilindros con camisas insertadas durante la colada

Este tipo de camisas, realizadas en fundición aleada, se utilizan en bloques realizados en aleación ligera y se insertan en el bloque durante la colada del bloque. Presenta buenas condiciones de resistencia al desgaste y es interesante debido a la facilidad de construcción, ya que es compatible con la colada en coquilla o mediante colada a presión.

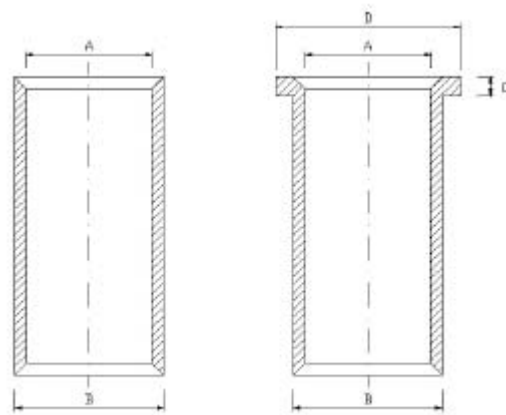
c) Cilindros con camisas separadas

La utilización de camisas comporta ciertas ventajas en lo referente al mantenimiento. Cuando el cilindro se desgasta, se puede insertar una camisa nueva. Esto resulta más económico que el mecanizado posterior

de las superficies interiores de los cilindros a una sobremedida y la inserción de pistones y segmentos sobredimensionados, que es el caso de los motores que no utilizan camisas.

El material utilizado principalmente en la fabricación de camisas para cilindros es fundición de hierro centrifugada aleada con proporciones variables de Ni, Cr, Mo y Cu, con una estructura perlita-ledeburita y con una proporción de ferrita no superior al 5%. Esta estructura molecular fina y uniforme posee grandes cualidades de dureza, resistencia al desgaste y una porosidad suficiente para retener el aceite. Para evitar la corrosión y la erosión por cavitación, las camisas pueden tener las superficies fosfatadas o cromadas.

Las cotas características de las camisas son las que se muestran en la figura 12.7, así como las tolerancias necesarias en función del diámetro del cilindro.



Camisa seca sin pestaña

Camisa seca con pestaña

Fig. 12.7 Cotas características de las camisas

Las tolerancias para camisas secas se recogen en la tabla 12.1.

Tabla 12.1 Tabla de tolerancias para camisas (en mm)

Diámetro exterior de las camisas			
Para $\varnothing A$	50-80	80-120	120-180
$\varnothing B$	+ 0.070	+ 0.080	+ 0.090
	+ 0.046	+ 0.055	+ 0.065
$\varnothing D$	- 0.06	- 0.07	- 0.08
	- 0.10	- 0.12	- 0.15
C	+ 0.2	+ 0.2	+ 0.2

Por otro lado, las cotas características del cilindro deben estar en consonancia con las cotas características de la camisa.

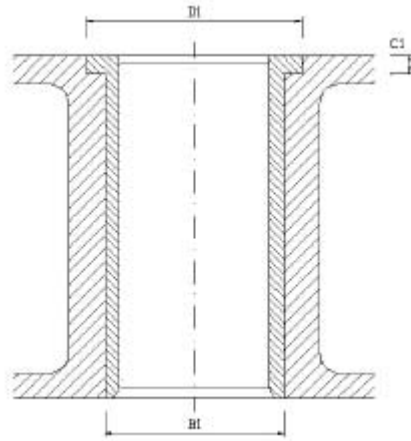


Fig. 12.8 Cotas características del cilindro

Tabla 12.2 Tabla de tolerancias para los cilindros (en mm)

	Diámetro de los cilindros	
Para \varnothing B1	± 0.01	
Para \varnothing D1	+ 0.25	+ 0.10
Para C1	0	- 0.15

Se distinguen dos tipos de camisas: camisas secas y camisas húmedas. Las camisas secas tienen sus dos caras rectificadas y su cara exterior está en contacto con el material del bloque motor; se pueden utilizar tanto en bloques de fundición como de aleación y se insertan en el bloque a presión. Se caracterizan por tener un espesor pequeño para adaptarse perfectamente a su alojamiento, sin sufrir deformaciones a causa de las fuertes presiones y los efectos térmicos a las que están sometidas. Al no estar en contacto con el líquido de refrigeración no precisan de juntas tóricas de estanqueidad.

Las camisas húmedas tienen su cara exterior en contacto directo con el líquido de refrigeración, solo están rectificadas en su cara interior y constituyen la única pared del cilindro, por lo que las paredes son de mayor espesor que en el caso de las camisas secas. Otra característica de este tipo de camisas es que sobresalen respecto al plano superior del bloque para asegurar el apriete y estanqueidad entre la junta de culata, la culata y el bloque. Es importante mantener y vigilar la correcta estanqueidad (mediante juntas herméticas) entre el líquido de refrigeración y el aceite del sistema de lubricación en la parte inferior de la camisa.

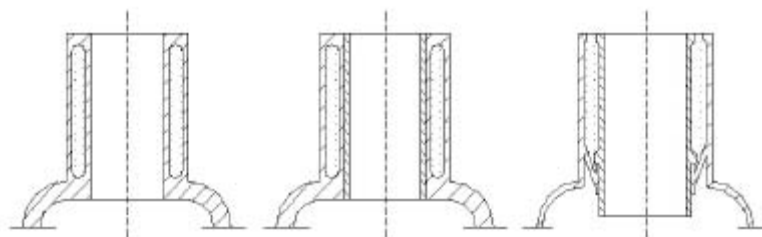


Fig. 12.9 Diferentes disposiciones de cilindros

Las camisas, secas o húmedas, pueden estar provistas de una pestaña circular superior; la ventaja de las camisas con pestaña superior es que en condiciones de servicio desfavorable (pistón gripado) no experimentan deformaciones importantes. Cuando se insertan las camisas con pestaña se debe tener un cuidado especial en la superficie de apoyo de la pestaña, la cual tiene que ser absolutamente paralela a la superficie del bloque; comprobándolo con un calibre de profundidad.

La causa más frecuente de grietas o desperfectos en la pestaña circular es debido a un montaje incorrecto; se deben eliminar todos los ángulos rectos en las superficies de contacto entre la camisa y el bloque (con tal de eliminar puntos con concentración de tensiones. El diámetro exterior de la pestaña de la camisa no puede hacer contacto con la pared del bloque, ya que impediría la dilatación de la camisa por efecto térmico. Finalmente, en algunas camisas, las superficies frontales deben sobresalir un poco por encima de la superficie del bloque motor con tal de asegurar la estanqueidad con la junta de culata y la culata.

Las camisas deben sufrir el roce de los segmentos, cerrar lateralmente la cámara de combustión y resistir la presión y la temperatura de los gases resultantes de la combustión, así como el ataque químico de los mismos. El desgaste de las camisas, ya sean secas o húmedas, depende de varios factores, como el engrase, el material de construcción, la oxidación, la suciedad y las altas temperaturas y presiones. El desgaste no es regular, sino que se hace más importante cerca del PMS, disminuyendo hacia al PMI.

Para minimizar el proceso de desgaste el interior de la camisa, debe ser acabado lo mejor posible con un buen acabado superficial, y aunque parezca extraño, la parte que requiere un mejor mecanizado es la inferior; la parte superior de la camisa pronto se suaviza y toma brillo especular con el roce de segmentos de compresión y de engrase, pero la parte inferior no se desgasta de la misma forma que la parte superior porque los segmentos rascadores no ejercen una presión suficiente sobre la pared del cilindro. Cuando una camisa está desgastada y su parte inferior no fue lo suficientemente mecanizada, se pueden observar las rayas del torneado; a través de estas irregularidades el aceite pasa a la cámara de combustión y se quema, con el consiguiente aumento de consumo, suciedad y problemas de trabajo para los segmentos. Debido a estas razones, normalmente se termina la superficie interior de la camisa con un esmerilado por fuerzas centrífugas, *honing*, con lo que se mejora la lubricación y la resistencia al desgaste. También se pueden revestir el interior de la camisa mediante un cromado, pero no permite una buena lubricación de las paredes, ya en el cromado no existen poros donde se pueda retener el aceite.

d) Cilindros con camisas húmedas

Este tipo de camisas se utilizan en bloques motor fabricados en aleación ligera coladas a presión, siendo su utilización en bloques motor de fundición cada vez menor. Las ventajas de utilizar este tipo de camisas

radica en poder utilizar un material específico, que esté perfectamente adaptado a las condiciones de desgaste y rozamiento al que va a estar sometido. Además, la utilización de este tipo de camisas simplifica de forma notable el proceso de fabricación del bloque, así como la posterior reparación del cilindro. En contrapartida, hay que tener en cuenta que las deformaciones pueden ser importantes y la fijación de la junta de la culata es delicada, sobre todo si se trata de camisas comprimidas. Otro problema reside en controlar la estanqueidad del agua procedente del sistema de refrigeración y la necesidad de realizar operaciones de mecanización suplementarias. Existen dos tipos de montajes:

Camisas húmedas suspendidas: Durante el montaje se debe tener un cuidado especial en dos puntos críticos: por un lado, proporcionar a la parte superior de la camisa unos grosores y formas adecuadas con tal de asegurar una sujeción correcta con el bloque y al mismo tiempo evitar las deformaciones que se producen cuando se une el bloque motor con la culata (Fig. 12.10). Otro punto de interés reside en el montaje de la parte inferior de la camisa, existen varias soluciones y actualmente todas pasan por la utilización de juntas herméticas para realizar la unión entre la camisa y el bloque. El desarrollo de juntas cada vez más eficientes ha permitido solventar dos problemas que anteriormente se presentaban, la aparición de deformaciones importantes y la fuga de líquido del sistema de refrigeración al aceite del sistema de lubricación.

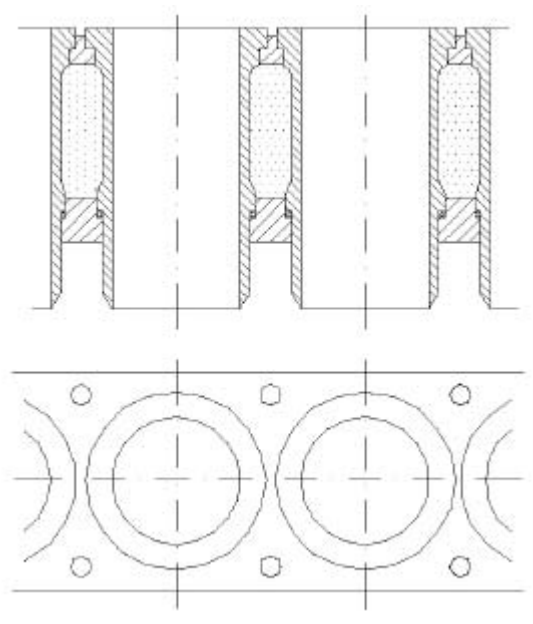


Fig. 12.10 Cilindros con camisas húmedas suspendidas

Las principales características de este tipo de camisas son:

- Perpendicularidad: La superficie de apoyo de la pestaña circular superior que se asienta sobre el bloque debe presentar una perpendicularidad con la superficie de centrado inferior del orden de $0,25\% \wedge$.
- La camisa debe presentar un espesor suficiente para que no aparezcan problemas de rigidez (de lo contrario, pueden presentarse situaciones de ovalización de la camisa) y la pestaña circular superior debe ser lo suficiente rígida para evitar roturas.

- Riesgos de oxidación por rozamiento, *fretting*, proceso de corrosión rápida producido en la intercara de dos materiales fuertemente cargados y sometidos a un leve desplazamiento relativo de origen vibratorio de débil amplitud y elevada frecuencia (sobre todo en motores Diesel).
- Débil refrigeración de la parte superior del cilindro.
- Bloque motor cerrado.
- La pestaña circular superior está montada sin junta entre la junta de culata y el bloque. La camisa sobrepasa el bloque entre 0.02 y 0.1 mm (medido en frío).

Camisas húmedas comprimidas: Este sistema constructivo es el más utilizado en motores aplicados a la automoción, sobre todo en motores de gasolina o en pequeños Diesel. Es importante destacar en este caso que el apoyo inferior condiciona de forma directa el montaje y la funcionalidad de la camisa. La camisa debe tener una buena perpendicularidad entre el apoyo inferior y el eje del cilindro; por su lado, el apoyo inferior debe poseer un espesor y nervios de refuerzo suficientes para asegurar la rigidez del conjunto. Las ventajas más importantes residen en la simplificación constructiva de la parte superior del bloque motor (bloque abierto) y de la posibilidad de fabricarlos mediante colada en coquilla o a presión.

Además presenta una buena refrigeración de la parte superior del cilindro (Fig. 12.11).

La estanqueidad de la parte inferior de la camisa dependen de unas juntas herméticas, las cuales pueden ser de diferente material: papel, amianto-acero, plástico, cobre, juntas tóricas de caucho o silicona, etc. La estanqueidad de la parte superior depende de la junta de culata.

En este tipo de camisas la pestaña circular superior no se apoya en el bloque y sobresale por encima del bloque, entre 0.05 y 0.2 mm, para que a través de la junta de la culata y la culata quede fijada correctamente.

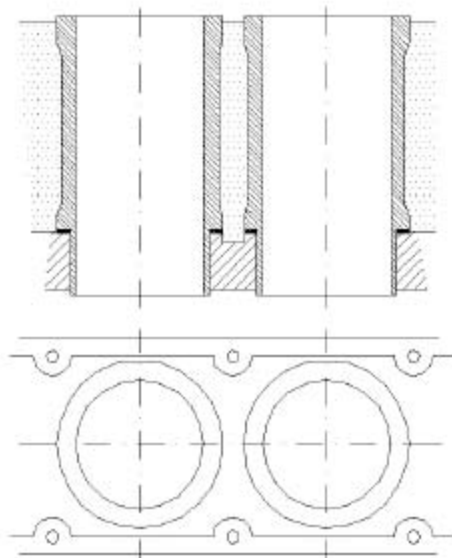


Fig. 12.11 Cilindro con camisas húmedas comprimidas

El inconveniente principal son las deformaciones que presenta la camisa, debido fundamentalmente a que está montada a compresión y a las sollicitaciones que sufre durante el ciclo de trabajo. Para minimizar las

deformaciones se debe trabajar sobre todos aquellos factores que aumentan la rigidez del conjunto: aumentar el espesor de la camisa, incrementar la rigidez del apoyo inferior y minimizar la fuerza que ejerce la junta de culata sobre la camisa.

e) Cilindros con camisas secas

Este tipo de camisas fueron las primeras soluciones constructivas que se utilizaron en motores destinados a la automoción (aunque esta tecnología aun sigue siendo utilizada por algunos constructores), ya que era la única solución posible para motores dotados de válvulas laterales.

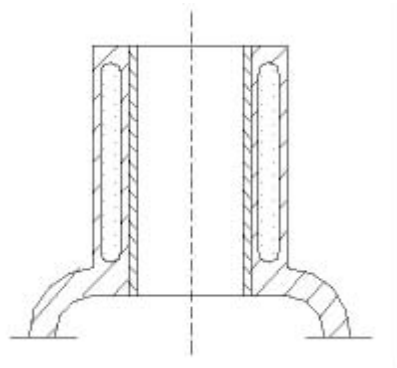


Fig. 12.12 Cilindro con camisa seca

Este tipo de camisas tienen un espesor que puede variar entre 1 y 2 mm y están realizadas en chapa conformada o en fundición, e insertadas posteriormente a presión en el taladro practicado en el bloque motor (Fig. 12.12). Normalmente, la fuerza necesaria para insertar la camisa en el bloque es de 3000 Kg y se realiza mediante una prensa hidráulica que realice la fuerza de forma constante. Para mejorar la inserción no se puede utilizar lubricantes convencionales, aceite o grasa, sino que es necesario usar un agente deslizante, como el disulfuro de molibdeno. Una vez insertada la camisa, se procederá a mecanizar y bruñir su interior al mismo tiempo que el resto del bloque, con tal de llevarla a sus cotas definitivas, eliminando las deformaciones provocadas durante el montaje a compresión. También existen un tipo de camisas secas que no precisan de un mecanizado posterior a su inserción en el bloque motor y reciben el nombre de camisas de asiento deslizante *Slip-Fit*.

Valores mínimos de distancia entre ejes de los cilindros

Cuando se sitúan varios cilindros en un bloque, se debe respetar una distancia mínima entre sus ejes. El valor entre ejes de cilindros consecutivos E condiciona la longitud total del motor, o la cilindrada máxima, si la longitud total del motor está limitada. Por otro lado, el valor entre ejes depende de la refrigeración que precisa el motor según su potencia específica y de la tecnología utilizada en la construcción del bloque motor (tipo de camisas). Así pues, según el tipo de camisas utilizadas:

- Camisas suspendidas: $E = f_{cil} + (10..14 \text{ mm.})$
- Camisas comprimidas: $E = f_{cil} + (8..10 \text{ mm.})$

Y según la refrigeración necesaria:

- Paso de agua entre los cilindros: $E = f_{cil} + (8..9 \text{ mm.})$
- Refrigeración intercilindros por galerías: $E = f_{cil} + 7 \text{ mm.}$
- Sin refrigeración líquida: $E = f_{cil} + (5..6 \text{ mm.})$

Superficie superior del bloque motor

En la cara superior del bloque motor se asienta la culata, y entre ellos se coloca la junta de culata para asegurar la estanqueidad de la unión. Cuando se diseña la bancada superior del bloque se debe tener en cuenta la cantidad y distribución de las fijaciones para poder unir la culata con el bloque, así como la gran cantidad de orificios y galerías para la circulación del líquido de refrigeración y del aceite (circuitos de aceite a presión que suben el aceite hacia la culata, los de bajada, así como los de tránsito de los gases hacia lo alto de la culata debido al fenómeno *blow-by* o “ventilación del cárter”; se trata del paso del fluido motor [aire+combustible] al bloque y al cárter a causa de un fallo de estanqueidad de los segmentos), como se observa en la figura 12.13.

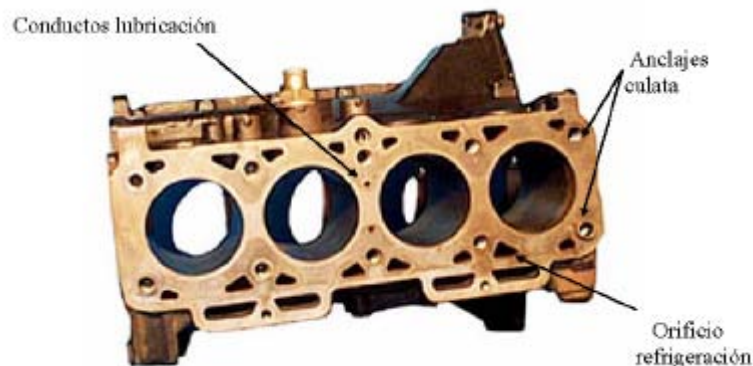


Fig. 12.13 Cara superior del bloque

El diseño y construcción de la bancada superior debe ser lo suficientemente preciso como para asegurar la triple estanqueidad (del aceite, líquido de refrigeración y de los gases). Para asegurar dicha estanqueidad, la bancada superior del bloque debe ser lo más rígida posible, con tal de minimizar las deformaciones de origen térmico y mecánico, aunque el elemento fundamental para ayudar a mantener la estanqueidad de la unión es la junta de culata, la cual debe poder adaptarse y soportar los altos gradientes de presiones locales en el interior de los cilindros. Por último, cuando se monta la culata es importante realizar la presión de forma homogénea y constante.

El número de fijaciones que deben disponerse puede variar entre 4 y 7 por cilindro, según el tipo de motor (Fig. 12.14). El número de fijaciones aumentará en función del aumento de la presión máxima de trabajo en el interior del cilindro. Un motor Diesel deberá tener más fijaciones que uno de gasolina, y un motor sobrealimentado más que uno atmosférico, aunque también se deberá tener en cuenta las solicitaciones térmicas y los esfuerzos máximos aceptados localmente por la culata.

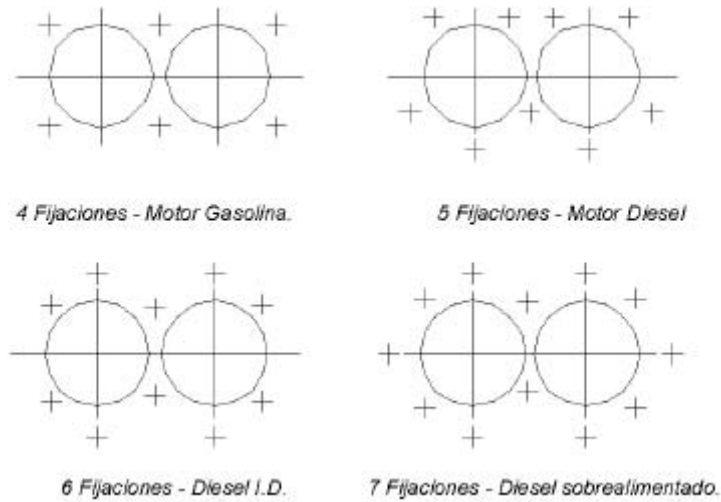


Fig. 12.14 Distribución de las fijaciones según el tipo de motor

Cuando se diseñan las fijaciones se debe conseguir una buena distribución de la presión, y cuando se dude de la resistencia de una fijación se deben utilizar nervios y contornos redondeados para aumentar la resistencia de la fijación.

12.2.4 Elementos del bloque motor: bancada y fijación del cigüeñal

El objetivo principal es obtener una gran rigidez de los asientos semiesféricos en los cuales se apoyan los cojinetes de fricción, que deben estar perfectamente alineados entre si, de tal forma que al montar el cigüeñal no sufra deformaciones importantes ni fenómenos de flexión debido a las grandes sollicitaciones a las que esta sometido (Fig. 12.16). Las piezas que fijan el cigüeñal al bloque motor de forma que el cigüeñal queda suspendido del propio bloque (sombretes de cigüeñal y pernos), deben asegurar la geometría y el correcto centrado del conjunto, sobre todo a nivel de los cojinetes de fricción.

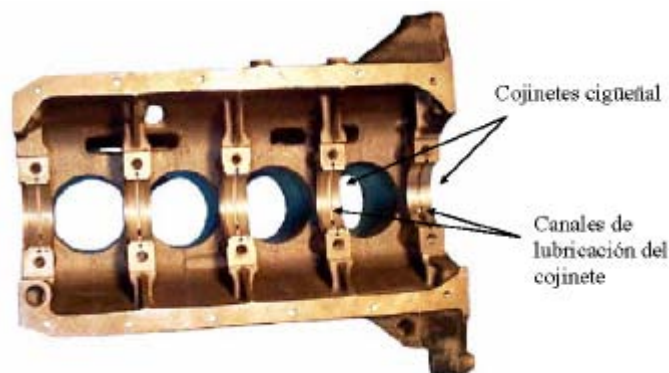


Fig. 12.15 Asientos para fijar el cigüeñal

Cuando se realiza el montaje, el juego entre el cigüeñal y sus apoyos debe ser lo más reducido posible para optimizar su funcionamiento y limitar el ruido. Esto implica un centrado cuidadoso y un mecanizado y montaje riguroso y preciso. En motores de grandes dimensiones, el cigüeñal no está suspendido del bloque, sino que se apoya en una bancada (motores marinos).

12.2.5 Elementos del bloque motor: cárter

Cárter de distribución: Si el árbol de levas se encuentra en la culata y la distribución se realiza por cadena o por cascada de engranajes, el cárter será metálico, ya sea en chapa conformada o en fundición, siendo su principal función asegurar la estanqueidad del aceite que lubrica los elementos de la cadena de distribución. En cambio, si la distribución se realiza por correa dentada, la función del cárter se limita a protegerla del polvo, con lo que se puede construir en chapa conformada o en plástico (menor peso). Si por lo contrario, el árbol de levas se encuentra en el bloque motor, éste lleva en su parte baja unos orificios para acoger los cojinetes del árbol de levas. También será necesario prever unos orificios perpendiculares al árbol de levas para colocar los empujadores que controlan los balancines de las válvulas.



Fig. 12.16 Cárter distribución

Cárter de aceite: Su función es recoger todo el aceite del sistema de lubricación, debido a las pocas sollicitaciones mecánicas que debe soportar se puede construir en chapa conformada (Fig. 12.17). La estanqueidad con el bloque motor se asegura a través de una junta, normalmente de silicona, y se fija con el bloque mediante una corona de tornillos alrededor del perímetro de la junta.



Fig. 12.17 Cárter de aceite

12.3 Culata

12.3.1 Funciones

La culata va montada sobre la parte superior del bloque y cierra los cilindros. La culata constituye el corazón del motor, ya que integra la cámara de combustión, junto con la cabeza del pistón, y las pipas de admisión y escape (Fig. 12.18). Además del sistema de distribución, integra todos los medios de preparación de la mezcla aire+combustible, así como los sistemas de encendido (bujía en motores de gasolina) y ayuda de encendido (bujía de incandescencia en motores MEC).

También alberga el sistema de inyección (inyectores de los motores Diesel e inyectores de gasolina para las nuevas aplicaciones de inyección directa en motores de gasolina, GDI). Por todas estas razones, el diseño de la culata determina la calidad del proceso de combustión.

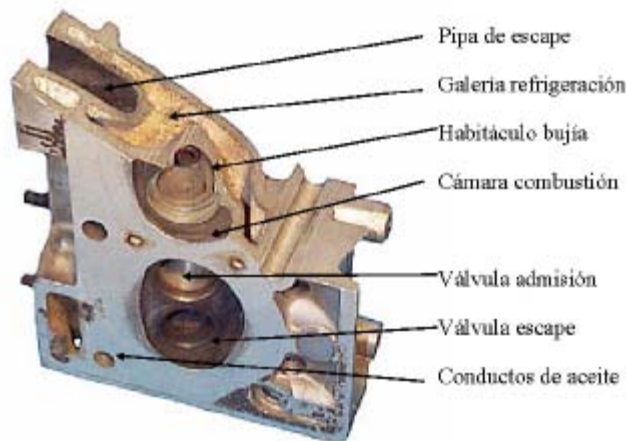


Fig. 12.18 Complejidad de la culata

Por otro lado, el conjunto formado por la culata, el accionamiento de las válvulas y el sistema de admisión determina el rendimiento volumétrico del motor y en consecuencia sus prestaciones y su comportamiento (deportivo, utilitario, turismo, etc.).

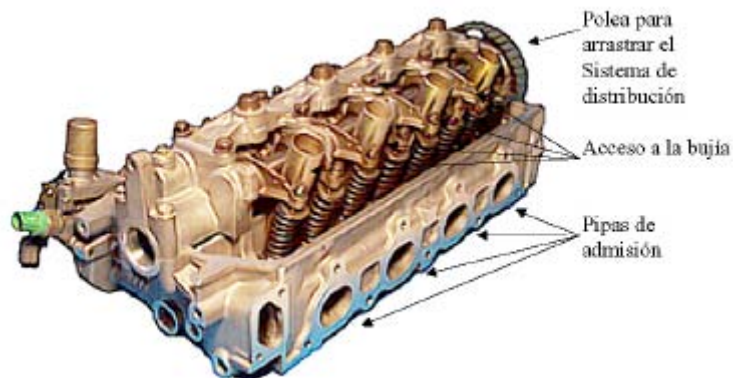


Fig. 12.19 La culata alberga los elementos de la distribución

Por todos estos motivos, la culata es una pieza fundamental del motor y su diseño comporta gran dificultad debido a las altas solicitaciones térmicas y mecánicas a las que está sometida. La culata tiene encomendadas gran cantidad de funciones:

- Alimentar los cilindros con aire+combustible de forma homogénea, y si hace falta, generar un remolino o *swirl* en el interior del cilindro.
- Dar la forma, junto a la cabeza del pistón, a la cámara de combustión. En el caso de motores Diesel de inyección indirecta, integrar la precámara de combustión.
- Asegurar el escape de los gases resultantes de la combustión.
- Integrar el dispositivo para accionar las válvulas, ya que dicho sistema condiciona la posición y el ángulo de las válvulas en la culata.
- Permitir la circulación del líquido de refrigeración, especialmente en las zonas calientes y/o sensibles (cámaras de combustión, zona entre-valvulas, pipas de escape, junta de culata, precámara en los motores Diesel) para evitar la aparición de grietas que debilitan la resistencia de la culata.
- Permitir la lubricación del árbol de levas y de los contactos leva-palpador.
- Permitir la circulación del aceite hacia los bajos del motor y el tránsito de los gases procedentes del fenómeno *blow-by* hacia la parte superior del motor.

Ante tal cantidad de solicitaciones, las principales dificultades que se deben controlar a la hora de diseñar la culata son:

- Geometría limitada, normalmente en automoción por el capó.
- Asegurar una buena resistencia termomecánica del conjunto. Este problema aumenta con los motores de altas prestaciones específicas. Esta resistencia termo-mecánica no es fácil obtenerla debido a la gran cantidad de orificios y galerías que posee la culata.
- Gran rigidez y superficies de contacto bien planas, para asegurar el montaje y la estanqueidad de la junta de culata.
- Resistencia a la corrosión.
- Resistencia a la fatiga térmica debido a los gradientes térmicos.

Además, la culata debe presentar buenas condiciones de colabilidad, cualidad de gran importancia debido a las formas extremadamente complicadas y tortuosas que complican enormemente su moldeo. El proceso de mecanizado debe posibilitar las grandes producciones en serie con un coste controlado.

En los motores destinados a la automoción, en donde el habitáculo del motor es reducido, la culata puede hacer de soporte para otros elementos auxiliares (alternador, compresor de refrigeración, bobinas de encendido) o, a través del extremo del árbol de levas, accionar otros elementos (bomba de vacío para asistencia de frenado o la bomba de asistencia para la dirección).

12.3.2 Concepción de la culata

Para escoger con criterio los parámetros de diseño de la culata y cuál es la solución que más se ajusta al motor que se quiere diseñar, se tomarán como criterio los siguientes elementos comparativos:

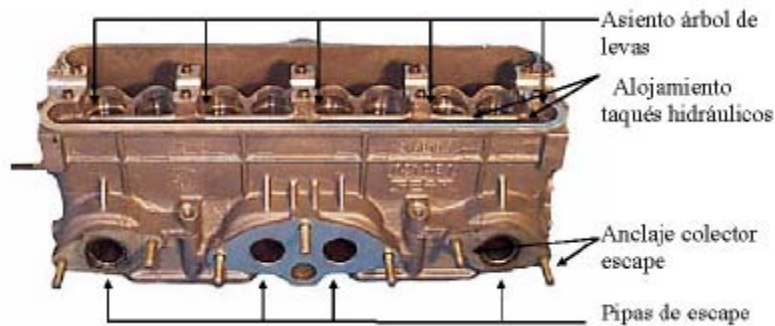


Fig. 12.20 Culata

- Parámetros de combustión: posición de la bujía; trayecto, propagación y frente de llama; grado de turbulencia; refrigeración de la zona detonante
- Respecto a la calidad de llenado del cilindro: diámetro de las válvulas y mecanismo de accionamiento de las mismas
- Parámetros geométricos: refrigeración de la bujía, forma de las pipas de admisión y de escape
- Precio de coste

La concepción de la culata va a depender en gran medida de tres factores:

a) Número de válvulas por cilindro

El número de válvulas utilizadas por cilindro depende de las prestaciones que se quieran obtener con un determinado motor, pero se debe tener en cuenta que a mayor número de válvulas, mayor será la dificultad constructiva (moldeo) de la culata y menor será la rigidez y resistencia de la misma. Las construcciones más habituales son:

- 2 válvulas por cilindro (1 de admisión y 1 de escape)
- 3 válvulas por cilindro (2 de admisión y 1 de escape)
- 4 válvulas por cilindro (2 de admisión y 2 de escape)

Si el número de válvulas por cilindro es impar, generalmente hay una válvula de admisión más, ya que lo que se prima es conseguir el mejor llenado posible de los cilindros, es decir, mejorar el rendimiento volumétrico (η_V).

b) Tipo de cámara de combustión y sus consecuencias sobre la posición y el ángulo de las válvulas

Según el tipo de cámara de combustión que se utilice, la disposición de las válvulas puede variar notablemente. La disposición de las válvulas se puede clasificar según su posición, paralelas o en V. Las disposiciones con válvulas paralelas suelen estar formadas por una válvula de admisión y una de escape; en cambio, las disposiciones en V se suelen reservar para motores con varias válvulas por cilindro (motores multiválvulas).

Las principales cámaras de combustión con válvulas paralelas son: cámara labrada en el pistón o de Herón; este tipo de cámaras se caracterizan por la sencillez constructiva de la culata y porque la cámara de combustión está labrada en la parte superior del pistón, con lo que proporciona un elevado grado de turbulencia al fluido motor durante el proceso de admisión y unas buenas cualidades antidetonantes. El sistema de accionamiento de las válvulas es muy simple.

Otro tipo de cámaras muy utilizadas son las cámaras en techo o de bañera; en este tipo de cámaras, las válvulas están muy poco separadas y la bujía se puede colocar en una posición casi central, siendo buena su refrigeración. El diseño debe ser muy depurado para evitar el flotamiento de las válvulas a altas vueltas. Este tipo de cámara ha caído en desuso a favor de la cámara en cuña o triangular.

Finalmente, la cámara triangular o en cuña, cuya cualidad más importante es concentrar la carga de aire+combustible en torno a la bujía, se trata de una cámara bastante compacta y con las válvulas ligeramente inclinadas respecto al eje del cilindro, lo que dificulta el acceso a los espárragos de fijación de la culata con el bloque.

La principal razón que justifica la utilización de cámaras de combustión semiesféricas con válvulas en V son las altas prestaciones específicas que se obtienen. Las cámaras semiesféricas se caracterizan por su forma abovedada, que permite una sección de paso mayor para las válvulas (mayor diámetro y por lo tanto un mejor llenado del cilindro) y que la bujía tenga una posición central, con lo que se obtiene una cámara muy compacta. La dificultad constructiva estriba en la disposición en V de las válvulas, lo cual dificulta su sistema de accionamiento, que puede ser accionado mediante uno o dos árboles de levas.

c) Sistema de accionamiento de las válvulas

El accionamiento de las válvulas a través de balancines, varillas de empujes, taqué y árbol de levas lateral está totalmente obsoleto en motores aplicados a la automoción, utilizándose únicamente en motores lentos y semirrápidos de grandes dimensiones (motores marinos). En los motores de automoción la tendencia es el empleo de árbol de levas en culata.

12.3.3 Características constructivas

Una vez se tienen perfiladas las directrices de diseño de la culata, se puede empezar su fabricación. Cabe destacar que, a la hora de diseñar una culata, la fijación de los espesores de las paredes, así como sus dimensiones generales, deben ser lo más uniformes posible, tanto geoméricamente como térmicamente, ya que los desequilibrios térmicos producen grietas en la estructura que la debilitan. No hay que olvidar que la culata es la pieza que soporta mayores temperaturas y por lo tanto es la pieza que mejor refrigerada debe estar, por lo que los conductos y galerías de refrigeración tienen que ser generosos. Las culatas se fabrican mediante un proceso de fundición, y actualmente son todas de aleación ligera; los dos materiales más utilizados son:

- AS5U3
- AS7G

Ambos se caracterizan por su peso reducido y su gran capacidad calorífica, con la finalidad de disipar lo más rápidamente posible el calor que desprenden las cámaras de combustión y evitar así los puntos

calientes en el interior de la cámara y que podrían ocasionar autoencendido. La mejora constante de los materiales ha permitido aumentar la relación de compresión en las cámaras de combustión y por lo tanto aumentar las prestaciones específicas del motor y su rendimiento, aunque se pueden encontrar culatas de hierro fundido, ya que éstas son más económicas al no ser necesario el uso de materiales postizos para los asientos y guías de las válvulas.

La colada se introduce en una coquilla que monta machos para obtener las galerías de refrigeración (las cuales deben comunicar con las del bloque motor), y las pipas de admisión y escape. Una vez se tiene la pieza, es necesario realizar un tratamiento térmico de estabilización para limitar las deformaciones de origen térmico. Posteriormente, para aumentar sus prestaciones mecánicas, se debe aplicar un templeado y posteriormente un revenido para disminuir las tensiones internas ocasionadas durante proceso de temple. Será necesario comprobar el correcto espesor de las paredes y que en todos los casos, que la superficie de apoyo con el bloque motor sea totalmente plana, siendo rectificadas para evitar problemas de estanqueidad.

Una vez obtenida la pieza en bruto, es necesario realizar numerosas operaciones de mecanizado para tener la culata en perfectas condiciones de funcionamiento, entre las cuales destacamos:

- Taladrado de agujeros para bujías o inyectores
- Taladrado de los agujeros para los pernos y espárragos de unión que permiten unir los distintos elementos: colectores, tapa de balancines, etc.
- Acabado de los orificios y galerías de los pasos de lubricante y líquido de refrigeración
- Acabado y rectificado de las superficies de apoyo y soportes del árbol de levas
- Taladro de los agujeros para las guías de las válvulas y rectificado de los asientos para las válvulas

Los motores pequeños suelen tener una culata común para varios cilindros, sobre todo si éstos están dispuestos en línea; en cambio, en el caso de motores grandes, cada cilindro posee su propia culata con tal de mejorar y facilitar el mantenimiento del pistón y de la biela. La culata puede ser de una sola pieza, solución poco usual, siendo las culatas divididas en dos partes las más utilizadas. En este tipo de culatas, la parte baja alberga la cámara de combustión, las galerías para el líquido de refrigeración y las pipas de admisión y de escape; la parte alta sirve para apoyar el árbol de levas y los accionamientos. En ambos casos, la culata está cubierta por la tapa de balancines, que protege la parte superior del sistema de distribución (árbol de levas, balancines, vástagos, etc.) y actúa como cárter de aceite de los mismos. La unión de la tapa de balancines con la culata se asegura con una junta de corcho o goma para asegurar la estanqueidad de la unión (Fig. 12.21).



Fig. 12.21 Tapa superior del motor con tapón de llenado para el aceite motor

Los asientos de las válvulas, especialmente las de escape, están sometidas a un fuerte desgaste debido a las elevadas temperaturas a las que están expuestas, por lo que se fabrican asientos de válvula postizos con materiales especiales que resistan las altas temperatura. El montaje de estas piezas se realiza mediante un fuerte apriete térmico para evitar el juego que se podría producir cuando la culata en aluminio y con un coeficiente de dilatación más elevado que el material del asiento postizo se calentara. También se pueden utilizar materiales postizos para las guías de las válvula, utilizando un material con buenas cualidades de resistencia al desgaste por fricción.

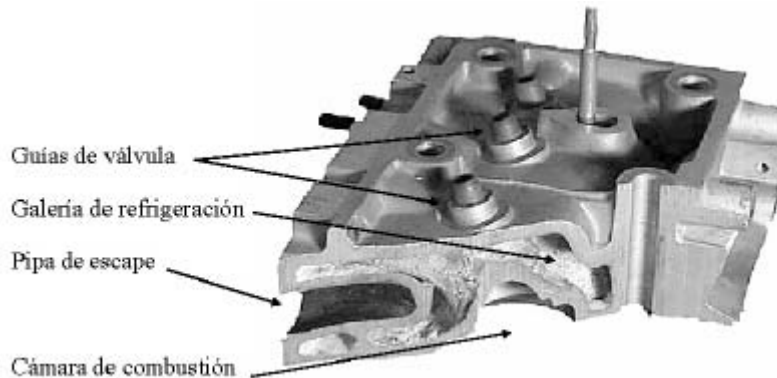


Fig. 12.22 Corte transversal de una culata

Otro factor de diseño importante es el de la situación de las pipas de admisión y de escape (Fig. 12.23); actualmente se están imponiendo las llamadas culatas de flujo transversal, formadas por cámaras de combustión semiesféricas con las pipas de admisión y de escape enfrentados entre sí, con el objetivo de conseguir un mejor llenado y evacuación de los gases del cilindro, especialmente con regímenes de giro altos, y mejorar así el rendimiento volumétrico (η_v). También está aumentando el uso de culatas con cámaras de alta turbulencia, en las que el conducto de admisión se coloca con una inclinación conveniente para obtener una turbulencia apropiada para homogeneizar correctamente la mezcla aire+combustible y para, combinado con la forma apropiada de la cámara de combustión, generar un remolino o *swirl* en el interior del cilindro para mejorar la homogeneización de la mezcla.

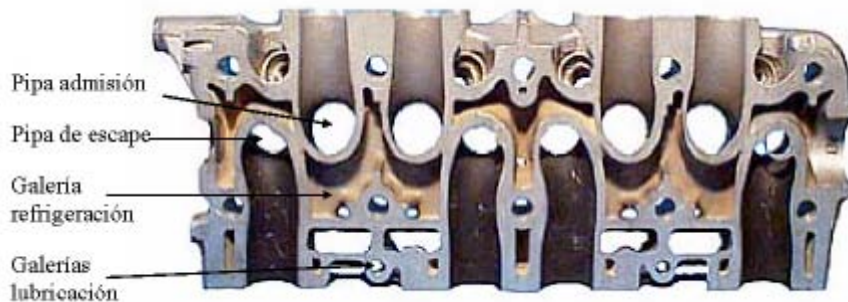


Fig. 12.23 Corte longitudinal de una culata

Entre los numerosos orificios que presenta la culata, existen unos orificios pasantes que sirven para colocar los espárragos que unen la culata con el bloque; el número de espárragos necesarios es un compromiso entre la presión interior de la cámara de combustión (que tiende a separar la culata del bloque), el intento de minimizar el número de agujeros pasantes en la culata (que debilitan la estructura y dificultan el moldeado) y, por otro lado, colocar el número de anclajes suficientes para evitar la flexión y las deformaciones térmicas (con tal de asegurar la estanqueidad de la culata). A la hora de montar la culata sobre el bloque, el ajuste de los espárragos debe ser lo más homogéneo y uniforme posible, desde el centro hacia la periferia, y su magnitud variará según las prestaciones del motor y del material utilizado en su construcción.

12.3.4 Soluciones constructivas

El diseño de la culata depende del tipo de motor que se quiera diseñar, gasolina o Diesel.

a) Motores gasolina

Las culatas de los motores gasolina se pueden dividir en dos grandes grupos, las culatas con dos válvulas por cilindro y las culatas con más de dos válvulas por cilindro “multiválvulas”. Las culatas con dos válvulas por cilindro (uno de admisión y uno de escape) son de amplia utilización en motores con prestaciones específicas medias. Las válvulas suelen ser paralelas entre sí y normalmente están accionadas por un árbol de levas a través de balancines o vástagos.

Las culatas multiválvulas tienen como características común que las válvulas están dispuestas en V. Si el motor tiene tres válvulas por cilindro (dos de admisión y uno de escape), el accionamiento suele ser a través de balancines accionados a través de un solo árbol de levas centrado en cabeza. La disposición de la bujía es casi central y suele combinarse con cámaras de combustión en techo.

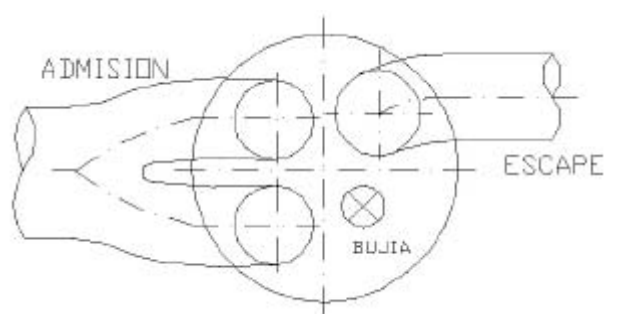


Fig. 12.24 Disposición de un cilindro de 3 válvulas

Los motores con cuatro válvulas por cilindro (dos de admisión y dos de escape) tienen en común una cámara de combustión semiesférica y que la bujía se encuentra en una posición central, como se observa en las figuras 12.25 y 12.26.

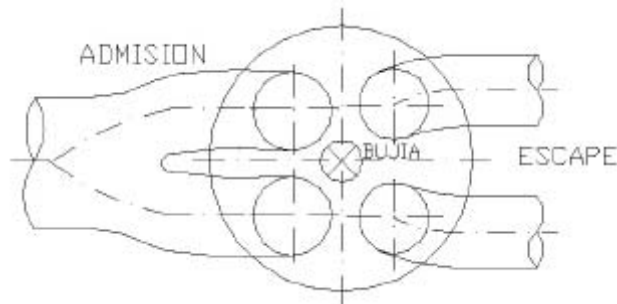
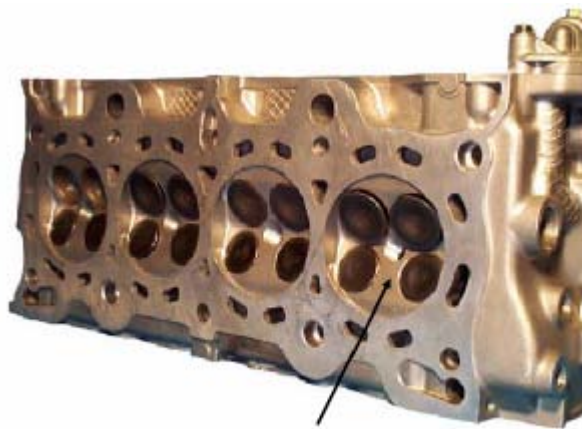


Fig. 12.25 Disposición de un cilindro de 4 válvulas



Cámara de combustión semiesférica

Fig. 12.26 Culata multiválvula

En este tipo de culatas existen varias soluciones constructivas, las más utilizadas son:

- *Tipo A:* Dos árboles de leva accionados por separado. El accionamiento de las válvulas se realiza por ataque directo de la leva sobre la válvula y el ángulo entre válvulas es importante (40° - 50°). Este tipo constructivo permite el uso de válvulas de gran diámetro, con una buena permeabilidad de las pipas de admisión y de escape, adaptándose perfectamente a motores de altas prestaciones específicas. También se puede utilizar un sistema de admisión variable por descentraje de uno de los árboles de leva.
- *Tipo B:* Dos árboles de levas, uno arrastrado por el otro a través de engranajes. La ventaja principal de esta solución constructiva es su disposición compacta, aunque el diámetro de las válvulas es más pequeño y la aplicación de la admisión variable es más complicada. El ángulo entre válvulas es más reducido (20° - 30°) y normalmente el accionamiento de las válvulas es por ataque directo.
- *Tipo C:* Un solo árbol de levas centrado. El accionamiento de las válvulas se realiza normalmente a través de balancines y el ángulo entre válvulas puede ser muy variable (30° - 55°). Este tipo constructivo no está muy bien adaptado a motores de altas prestaciones específicas y su diseño se complica por la gran cantidad de superficies de contacto que hay que dimensionar.

Finalmente, existen motores con cinco o más válvulas por cilindro (tres de admisión y dos de escape), reservados normalmente para la competición o para motores de elevadas prestaciones específicas.

b) Motores Diesel

Este tipo de motores suelen tener dos válvulas por cilindro, paralelas entre sí y accionadas por ataque directo, balancines o vástagos a través de un árbol de levas, aunque actualmente están apareciendo motores Diesel de inyección directa multiválvulas.

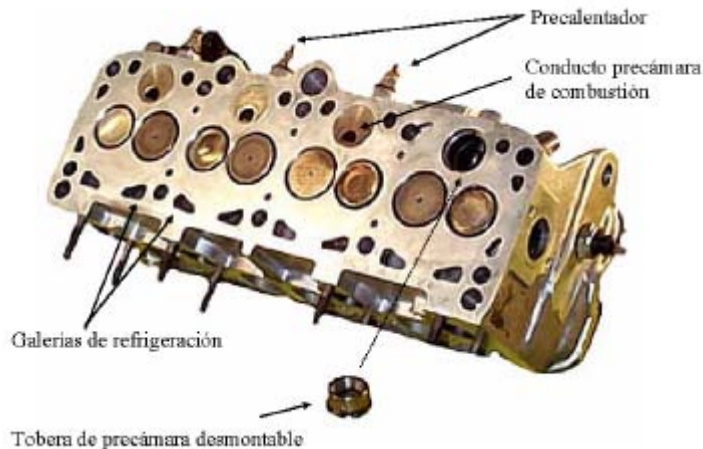


Fig. 12.27 Culata Diesel de inyección indirecta (cámara dividida)

En los motores Diesel el diseño de la culata varía según el sistema de inyección utilizado; si se trata de motores de inyección indirecta, la culata debe albergar la precámara también denominada de turbulencia o de precombustión y además debe prever dos posibles habitáculos para la bujía de incandescencia que facilitará el arranque en frío y el inyector de combustible (Fig. 12.28). Por lo contrario, si se trata de motores de inyección directa, la culata no debe albergar ni la precámara ni la bujía de incandescencia, siendo un poco más compactas, aunque el inyector debe llegar a la cámara de combustión directamente.

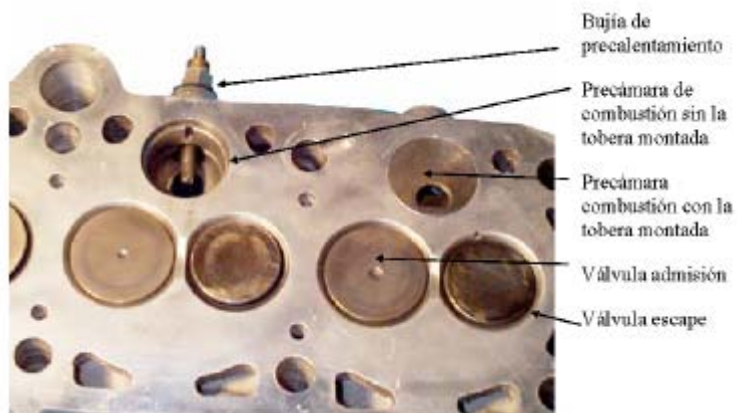


Fig. 12.28 Detalle de la precámara de combustión

En la actualidad, la mayoría de motores emplean culatas de inyección directa, de modo que no es necesario realizar la cámara dividida, con lo que se simplifica la construcción de la culata. En los motores de automoción, la tendencia es el empleo de culatas de dos válvulas por cilindro con el inyector en posición central, de un modo análogo al diseño de los motores de gasolina, pero sustituyendo la bujía por el correspondiente inyector.

12.4 Junta de culata

12.4.1 Funciones

La junta de culata asegura la unión física entre la culata y el bloque motor, o con las camisas si se trata de un bloque motor abierto, evitando que los gases retenidos en la cámara de combustión se escapen. Además de asegurar la estanqueidad, la junta de culata debe permitir la correcta circulación de los diversos fluidos que circulan por el interior del motor. Así pues, la junta debe ser estanca para:

- los gases. El caso de no serlo, la junta se destruirá por sobrecalentamiento local de la zona que ha perdido estanqueidad.
- el líquido de refrigeración. De lo contrario, el líquido se fugará y el nivel de líquido en el circuito de refrigeración disminuirá, aumentando la temperatura del motor, destruyendo la junta por sobrecalentamiento.
- el lubricante. Se deben evitar las fugas de aceite del sistema de lubricación hacia la cámara de combustión o hacia el circuito de refrigeración.

La junta de culata debe asegurar la triple estanqueidad en todo tipo de condición de trabajo del motor, especialmente en:

- motor frío o caliente
- al ralentí
- a plena carga
- transitorios (aceleraciones y frenadas bruscas)

12.4.2 Concepción de la junta de culata

Antes de diseñar la junta, se debe tener presente las grandes sollicitaciones a la que está sometida (Fig. 12.29) y ante las cuales debe asegurar su integridad y correcto funcionamiento. Las principales sollicitaciones son de orden mecánico, químico y térmico. Las sollicitaciones mecánicas provienen de la presión de apriete de la culata, ante la cual no debe ceder, y de la presión de los gases en el interior de la cámara de combustión, aunque no hay que olvidar las dilataciones diferenciales, la presión de los fluidos de circulación interna, las vibraciones y deformaciones mecánicas. Por otro lado, la junta tiene que ser resistente a los hidrocarburos, al líquido de refrigeración y al lubricante.

Debido a los grandes avances actuales en el desarrollo de nuevos materiales, la calidad de las juntas de culata han aumentado notablemente, así como su vida de trabajo. Las características que se requieren a los materiales que se utilizan en la construcción de la junta son:

- Plasticidad superficial (microadaptación); la junta debe tener la capacidad de moldearse sobre las irregularidades de las superficies de contacto.
- Elasticidad interna (macroadaptación); la junta debe poder compensar las deformaciones o los desplazamientos de las superficies.
- Impermeabilidad de los materiales utilizados frente a los fluidos que debe aislar.
- Resistencia química y térmica, los materiales no pueden deshacerse o corroerse en contacto con los fluidos de trabajo.
- Resistencia mecánica a la presión y a los esfuerzos de cizallamiento; no debe fluir, ni deformarse ni rasgarse.

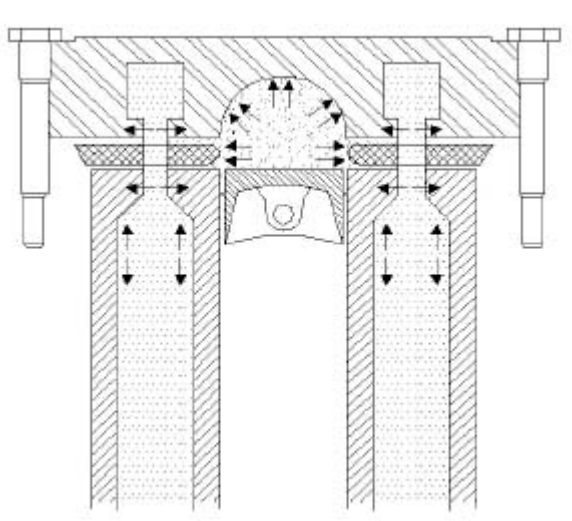


Fig. 12.29 Solicitaciones que sufre la junta de culata

Actualmente el material utilizado en la construcción de la junta está ligado al tipo de estructura o empaquetadura que se utiliza para fabricarla. Los principales tipos de juntas de culata son:

- Realizadas en aluminio o en cobre, cuya dureza es muy inferior a la dureza del bloque motor y de la culata. Este tipo de juntas se utilizan preferentemente en aplicaciones que precisan de un elevado ajuste en los espárragos de unión.
- Juntas metálicas, compuestas por un juego de láminas delgadas tejidas entre sí; la rigidez de la junta puede ser variable localmente, ya que se puede aumentar o reducir el número de láminas metálicas. Este tipo de juntas se utilizan preferentemente en motores Diesel que precisan una presión de ajuste superior a los motores de gasolina.
- Juntas blandas prensadas, constituidas por láminas de cartón de amianto grafitado de alta resistencia térmica y superpuestas sobre una malla de acero que proporcionan a la junta grandes propiedades termorresistentes (Fig. 12.30). Con el fin de aumentar la flexibilidad y vida de la junta, todos los orificios, especialmente los de la cámara de combustión, se rebordean con perfiles metálicos para resistir las elevadas presiones que reinan en el interior de la cámara.

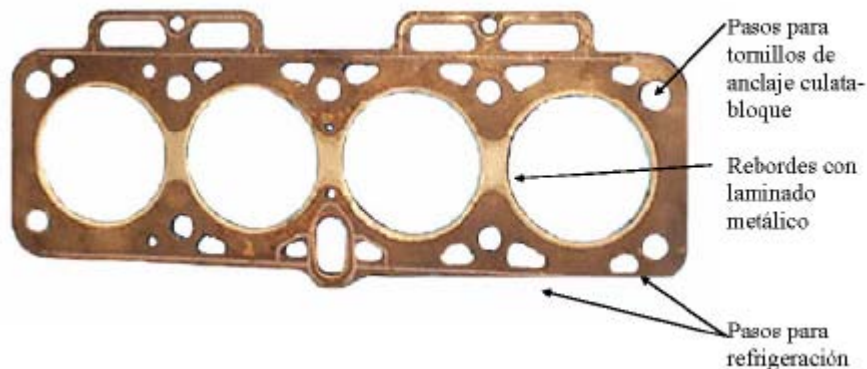


Fig. 12.30 Junta de culata

La forma de junta de culata debe adaptarse perfectamente a la culata y al bloque, dejando libres todos los orificios: cilindros, galerías para el líquido de refrigeración y lubricante, agujeros para los distintos espárragos de fijación y, en el caso de que el árbol de levas esté en el bloque motor, los orificios para las varillas empujadoras.

12.5 Colector de admisión

12.5.1 Funciones

El comportamiento de un motor está íntimamente ligado al rendimiento volumétrico (η_V), el cual da fe de la calidad del proceso de llenado del cilindro. Cuanto mejor sea el llenado, mayores serán las prestaciones del motor. Un elemento que influye directamente sobre el rendimiento volumétrico es el sistema de admisión formado por el filtro de aire, el colector de admisión y los conductos integrados en la culata (pipas de admisión), aunque el más determinante es el colector de admisión. Las funciones que debe cumplir el colector son:

- Permitir el paso del mayor flujo posible (aire+combustible en los motores gasolina y solo aire en el caso de los motores Diesel).
- Mantener la mezcla homogénea y estable, evitando gradientes térmicos a lo largo de los conductos para evitar la variación de densidad del fluido motor.
- Alimentar y distribuir por igual la mezcla en todos los cilindros.

Para asegurar su cometido, los colectores de admisión suelen fabricarse lo más cortos y rectos posible, para, conjuntamente con el colector de escape y aprovechando fenómenos fluidodinámicos, intentar aumentar el rendimiento volumétrico.

Uno de los problemas más difíciles es asegurar la igualdad en la distribución de la mezcla en un motor policilíndrico en todo el abanico de cargas y velocidades de giro del motor. Para poder comprobar e igualar la cantidad de combustible ingresado en cada cilindro se debe medir la presión de compresión en cada uno de los cilindros.

12.5.2 Concepción del colector de admisión

A la hora de diseñar y dar forma al colector se deben tener en cuenta una serie de factores externos que afectan y pueden hacer variar las directrices básicas de diseño. Los principales parámetros externos son:

- Tipo de motor, gasolina o Diesel
- Disposición constructiva de los cilindros, en línea o en V
- Sistema o dispositivo de alimentación: carburador, inyección monopunto o multipunto
- Evitar las pérdidas de carga en el interior de los conductos y que la longitud de cada conducto, entre el cilindro y el sistema de alimentación (carburador o inyector), sea equidistante.
- La superficie interior de los conductos debe ser lo más lisa posible, con tal de evitar retenciones de la mezcla durante el proceso de admisión
- Características específicas del motor: deportivo, turismo, utilitario, etc.
- Habitáculo reservado al motor
- Atenuación del ruido de aspiración

Hasta ahora el principal material utilizado es la fundición de aluminio, ya que el colector de admisión no debe soportar altas prestaciones mecánicas ni térmicas y, por lo tanto, se pueden aprovechar las cualidades del aluminio, sobre todo a nivel de ligereza y facilidad de moldeo, normalmente mediante coquilla con machos de arena para los conductos.



Fig. 12.31 Colectores de admisión, de aluminio y de plástico

Actualmente se están imponiendo colectores realizados con plásticos especiales, especialmente poliamidas, que soportan perfectamente las exigencias a las que está sometida el colector, sobre todo fatiga dinámica (vibraciones) y choques. También poseen resistencia química a los combustibles y una resistencia térmica suficiente para soportar puntas de temperatura de 280°C debidos a los gases de escape, si el motor posee un sistema de recirculación de gases (EGR). La sustitución del aluminio por el plástico se debe a razones de peso y de coste de producción; la solución de plástico resulta ser un 50% más ligera y entre un 20% y un 30% más barata (una vez montado el colector en el motor) que la solución de aluminio.

Otro fenómeno importante que afecta la estabilidad y homogeneidad de la mezcla es la temperatura de los conductos del colector; el combustible pulverizado por el carburador o inyector en el colector no se encuentra totalmente evaporado y parte se condensa formando una fina película en las paredes de los conductos.

Para intentar minimizar dicha película se debe trabajar en dos direcciones; por un lado, intentar alisar los conductos interiores, ya que si son rugosos ofrecen una considerable resistencia al flujo de fluido motor, aumentando el espesor de la película de combustible; por otro lado, para eliminar la película sería necesario la aportación de calor al colector para que las partículas menos volátiles se evaporen. El problema de esta solución es que, si aumentamos la temperatura en el colector, la densidad del aire disminuye y, como el volumen está limitado, la masa de aire+combustible introducido en el cilindro es menor, con lo que las prestaciones disminuyen. Actualmente, se está optando por no aportar calor al colector, más bien todo lo contrario, enfriando el colector, para aumentar la densidad del aire e introducir mayor cantidad de fluido motor por carrera de admisión. Por lo tanto, no existe una solución clara y será preciso encontrar un compromiso entre todas estas directrices de diseño.

En algunos motores, el proceso de arranque en frío es conflictivo, ya que solo se evaporan las sustancias más volátiles del combustible; para aumentar la evaporación del combustible se hace recircular parte de los gases de escape junto a la mezcla fresca para aumentar la temperatura del fluido motor y facilitar así la evaporación de las sustancias menos volátiles, mejorando el proceso de combustión en frío.

Normalmente, los colectores de admisión se montan en la culata enfrentados a los colectores de escape, para así favorecer la renovación de la carga aprovechando la inercia de los gases, especialmente en el caso de que la culata utilice cámaras que favorezcan el flujo transversal. Algunas veces se colocan los colectores de admisión y escape en el mismo lado, de esta forma el colector de escape cede calor al colector de admisión para facilitar el arranque en frío e intentar impedir la condensación del carburante, aunque este sistema está actualmente en desuso.

Sin duda alguna, los parámetros que caracterizan el colector de admisión son el tamaño y la longitud de sus conductos, ya que de ellos depende como se aprovecha un fenómeno fluidodinámico de gran importancia: la resonancia de ondas de presión en el interior de los conductos. El correcto aprovechamiento de este fenómeno puede mejorar sensiblemente el rendimiento volumétrico y, cuando se utiliza correctamente, el colector recibe el nombre de *colector sincronizado*.

12.6 Colector de escape

12.6.1 Funciones

El colector de escape, juntamente con todo el sistema de escape, debe intentar mejorar el rendimiento volumétrico del motor facilitando de la mejor forma posible la evacuación de los gases resultantes de la

combustión y mejorar el proceso de renovación de la carga en el interior de la cámara de combustión. La correcta evacuación de los gases no depende únicamente del diseño del colector del escape, aunque es una pieza clave; el resto de los componentes que forman la línea de escape son el catalizador, el silenciador intermedio y el silenciador trasero. Las funciones que se reclaman al colector de escape son las siguientes:

- Facilitar la rápida salida de los gases.
- Minimizar la cantidad de gases residuales del ciclo anterior.
- Participar, conjuntamente con el colector de admisión y la cámara de combustión, en la mejora del proceso de renovación de la carga en el interior de la cámara de combustión.
- Poseer alta resistencia mecánica, tenacidad y elasticidad suficiente para soportar las altas sollicitaciones térmicas y fatiga dinámica (vibraciones).

Es importante destacar que el diseño de todo el sistema de escape debe minimizar las pérdidas de carga a lo largo de todo el recorrido, y al mismo tiempo conseguir unos niveles de contaminación y unos niveles de ruido que cumplan las reglamentaciones y limitaciones vigentes, todo ello bajo unas limitaciones de espacio, peso, coste y durabilidad. Por eso, no serviría de nada diseñar un colector con muy buenas características y colocarlo posteriormente en una línea de escape mal diseñada; de esto se desprende que se debe estudiar el efecto del sistema de escape como un conjunto sobre el rendimiento volumétrico del motor.

12.6.2 Concepción del colector de escape

Como se ha dicho anteriormente, el colector de escape es una pieza fundamental en el proceso de escape de los gases resultantes de la combustión. Además de diseñarlo para que cumpla correctamente con sus funciones, la forma del colector está supeditada a varios factores externos:

- Arquitectura del motor, ya sea en línea o en V, el número de cilindros y el número de válvulas por cilindro (Fig. 12.32)
- Las características específicas de cada motor, prestaciones, temperatura de salida de los gases, etc.
- De la presencia de sistemas auxiliares, como el turbocompresor, filtro de partículas, sistema de recirculación de gases (EGR) y catalizador
- Limitaciones geométricas
- Para minimizar las pérdidas de carga, es necesario alisar las superficies interiores de los conductos



Fig. 12.32 Colector de escape de un motor el línea y otro en V

Cuanto mayor sean las prestaciones del motor, más lejos deberán agruparse los distintos conductos del colector, para minimizar la interferencia provocada por las ondas de presión que recorren cada conducto.

Debido a las elevadas temperatura a las que está expuesto el colector (800°C-1000°C), el material utilizado normalmente en su fabricación es fundición gris o fundición de acero moldeado con estructura perlítica de gran resistencia; reservando los colectores de acero para los motores de elevadas prestaciones. Todos ellos se fabrican mediante fundición en coquilla con machos de arena para obtener los conductos internos.

12.6.3 Sistema de escape

Un vehículo con catalizador puede alcanzar en los colectores de escape una temperatura próxima a 900°C, llegando en algunos casos a los 1000°C; inmediatamente después del colector va montado el catalizador, siendo su temperatura de trabajo 800°C; es muy peligroso superar dicha temperatura, ya que si se supera hay muchas posibilidades de que el grupo cerámico que está en el interior del catalizador se funda. Si el motor posee un sistema de inyección realimentado con una señal facilitada por una sonda Lambda (Fig. 12.33), será necesario colocarla entre el colector de escape y el catalizador, intentando acercarla al máximo al colector, siempre que la temperatura del mismo lo permita.



Fig. 12.33 Catalizador y sonda Lambda

La salida del catalizador comunica con un silenciador intermedio que reduce la presión de los gases de escape; su temperatura de trabajo varía entre 400°C y 500°C, y es importante destacar la importancia de su diseño, sobre todo a nivel de fiabilidad, ya que si se produjese una rotura o desprendimiento de uno de los tabiques o elementos internos del silenciador intermedio, provocaría la obturación del sistema de escape y aumentaría la temperatura del catalizador con el consiguiente riesgo de fusión del grupo cerámico que hay en su interior.

El silenciador intermedio conecta con el silenciador trasero a través de un conducto intermedio con formas complejas, debido al gran número de obstáculos que tiene que sortear (suspensiones, transmisiones, sistemas de freno y latiguillos), y minimizar al mismo tiempo las pérdidas de carga. Este conducto se suele

fabricar con chapa embutida-soldada y conformada posteriormente de forma conveniente. Debido a la peculiar geometría del conducto intermedio y su temperatura de trabajo, entre 300°C y 400°C, comienzan a licuarse en él diversas sustancias formadas durante la combustión, pasando al silenciador trasero, donde las temperaturas han bajado entre 260°C y 280°C. Por este motivo, la corrosión y la oxidación son muy activas en el tramo del sistema de escape (Fig. 12.34) que va desde el silenciador trasero hasta la salida del silenciador intermedio, siendo este fenómeno especialmente grave cuando se utiliza el vehículo en trayectos cortos, en donde no se alcanzan las temperaturas de trabajo y la cantidad de líquido aumenta, al no ser capaz el sistema de evaporar todos los líquidos que se producen como consecuencia de la combustión. Dichos líquidos reaccionan químicamente transformándose en ácidos sulfúricos y sulfurosos, con lo que la corrosión es muy activa en todo el sistema.

El colector, el catalizador y el silenciador intermedio, al soportar temperaturas de trabajo mayores, poseen una durabilidad superior al del conducto intermedio y el silenciador trasero, aunque la buena conservación de estos componentes es vital para el correcto funcionamiento de las piezas anteriores del sistema.

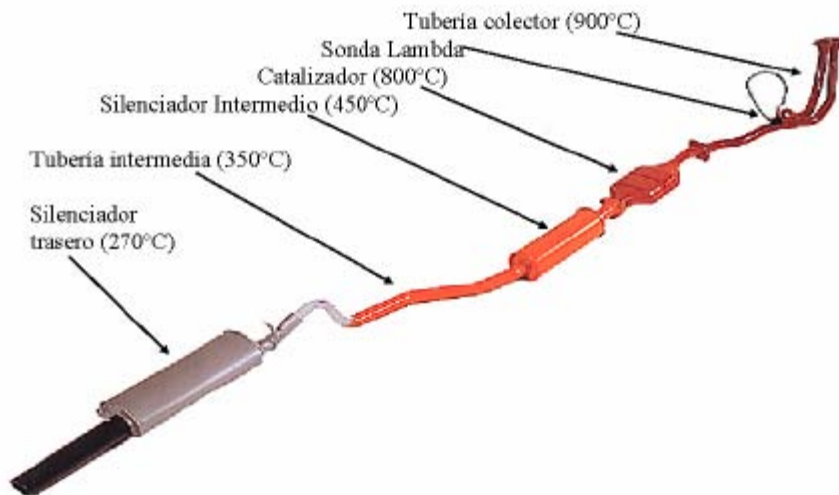


Fig. 12.34 Sistema de escape

Finalmente, la función del silenciador trasero es reducir la presión de los gases de escape y expulsarlos a la atmósfera con un ruido mínimo, su colocación debe ser muy próxima a la salida del sistema de escape. Los silenciadores están formados por una serie de cámaras concéntricas con aberturas entre ellas, los gases entran en la cámara interior y se expanden al pasar por una serie de orificios que comunican con otras cámaras concéntricas, escapándose finalmente a la atmósfera.

El silenciador trasero y el intermedio se tienen que diseñar de forma conjunta para evitar la aparición de ondas de presión pulsantes que pueden dificultar la renovación de la carga y reducir la potencia del motor, provocando un calentamiento del motor y del sistema de escape. La causa más corriente de aparición de ondas de contrapresión es la aparición de depósitos y sedimentos de aceite o carbón que obstruyen los diferentes elementos y conductos del sistema de escape.

12.7 Pistón

12.7.1 Funciones

El pistón es un elemento móvil que transmite al cigüeñal, a través de la biela, el esfuerzo provocado por la combustión y posterior expansión de los gases confinados en la cámara de combustión. El pistón es uno de los elementos más solicitado térmicamente del motor y se trata de una pieza clave en un MACI. Su correcto diseño, ya sea por sus formas, por el material con que se ha fabricado o por sus propias dimensiones, afecta de forma determinante en las prestaciones del motor.

Las funciones básicas que debe garantizar el pistón son:

- Asegurar la transmisión de las cargas procedentes de la combustión y resistir las fuerzas inerciales que le comunica el tren alternativo.
- Absorber gran parte del calor producido durante la combustión y facilitar su evacuación hacia las paredes del cilindro.
- Asegurar la doble estanqueidad: mantener los gases confinados en el interior de la cámara de combustión y no permitir la fuga de aceite hacia la cámara de combustión.
- Ser lo más ligero posible para reducir al máximo los esfuerzos inerciales y los movimientos vibratorios del tren alternativo.
- Trabajar silenciosamente, evitando cabeceos en el interior del cilindro. La precisión en el diseño y en la fabricación, así como el juego de montaje son determinantes para que no aparezcan chasquidos audibles.

Para poder realizar con éxito las tareas asignadas, el pistón debe ser diseñado de forma que mantenga en todo momento las siguientes constantes:

- Buen equilibrio térmico del conjunto
- Buena resistencia mecánica
- Fiabilidad elevada
- Permitir la evacuación del calor sin variaciones bruscas de su estructura

12.7.2 Concepción del pistón

El pistón trabaja bajo unas condiciones extremas, ya que debe soportar directamente las elevadas temperaturas (2500°C) y presiones (50-80 bares) que existen en el interior de la cámara de combustión. Por lo tanto, la directriz principal en la concepción del pistón es que su funcionalidad y estructura pueda mantenerse uniforme durante el funcionamiento del mismo. Su diseño es complicado y precisa de numerosos ensayos experimentales.

El diseño del pistón depende de 2 parámetros fundamentalmente:

- Las dimensiones y formas del pistón, que deben ajustarse en cada caso a las prestaciones y características del motor. Cada una de las zonas del pistón debe ser dimensionada en función de la cantidad de calor que debe evacuar y de las presiones que debe soportar. Si no se consigue evacuar el calor de forma correcta, aparecerán importantes tensiones térmicas producidas por

las diferentes temperaturas a las que están sometidas las diferentes capas de material (400°C en la cabeza y 150°C en la falda), ocasionando una distribución irregular de las dilataciones diferenciales que pueden provocar deformaciones mecánicas y térmicas importantes en forma de grietas, propiciando la rotura del pistón.

- El material utilizado en la fabricación del pistón será determinante en las capacidades de trabajo del mismo.

De la interacción de estos dos parámetros (dimensiones y material), resulta la masa del pistón, que siempre se intentará minimizar para reducir las fuerzas de inercia que originan las masas con movimiento alternativo. Por este motivo los pistones son huecos, aunque esto choque directamente con la necesidad teórica de hacerlos macizos para asegurar su integridad.

Una aproximación teórica para conocer la masa de un pistón de aluminio convencional para un motor de gasolina la proporciona la siguiente fórmula, en donde la masa está en función del diámetro del pistón:

$$Masa_{(kg)} = -0.4972 + 0.010147 \cdot F_{piston (mm)} \quad (12.2)$$

Los pistones para motores Diesel son mucho más pesados, entre un 50% y un 100% respecto a un pistón para motor MEP. Si la cámara de combustión está labrada en el pistón, el peso es aún mayor. Las cotas características de un pistón están recogidas en la figura 12.35.

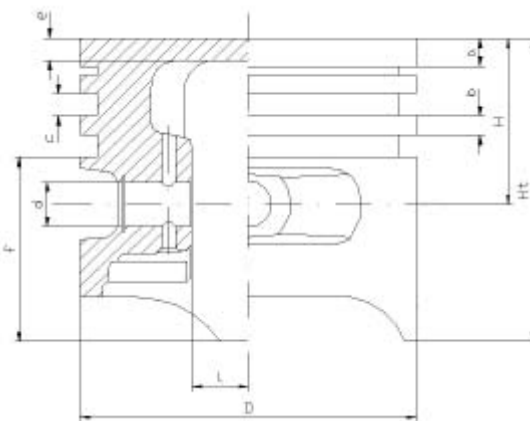


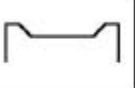






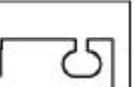


Fig. 12.35 Cotas características del pistón

La forma de la cabeza del pistón está supeditada al tipo de cámara de combustión que se ha elegido, ya sea para primar la concentración de la mezcla alrededor de la bujía o para generar una particular cinética interna del fluido (*swirl*). La forma de la cabeza también juega un papel importante a la hora de evacuar y transmitir calor hacia las paredes del cilindro. Existen gran variedad de formas, tanto para motores MEP como MEC: cabezas planas, curvadas (aumento de la rigidez), perfiladas (direccionar el fluido durante la admisión), inclinadas (localizar y concentrar la mezcla), labradas (especialmente en MEC). Entre las diferentes formas de la cabeza del pistón podemos destacar las siguientes, cuyas principales relaciones geométricas, en función del diámetro del pistón, están recogidas en la tabla 12.3:

Tabla 12.3 Relaciones geométricas en función del diámetro del pistón y el tipo de motor

	M.E.P.		M.E.C.
	2 Tiempos	4 Tiempos	4 Tiempos
Diámetro D [mm.]	35 - 70	65 - 100	75 - 180
Ht/D	0.8 - 1.2	0.8 - 1.10	0.9 - 1.30
H/D	0.5 - 0.7	0.4 - 0.60	0.55 - 0.85
d/D	0.20 - 0.28	0.20 - 0.30	0.32 - 0.40
a/D	0.04 - 0.10	0.08 - 0.12	0.15 - 0.20
b/D	0.04 - 0.05	0.04 - 0.05	0.07 - 0.09
f/D	0.60 - 1.0	0.5 - 0.8	0.6 - 1.10
l/D	0.30 - 0.40	0.3 - 0.4	0.32 - 0.42
e/D	0.08 - 0.12	0.08 - 0.10	0.14 - 0.17

M.E.P.					
	Plana	Curvada	Heron	Perfilada	Inclinada
M.E.C.					
	Ricardo	ω	M.A.N.	Abierta	Turbulenta

Como se ha dicho anteriormente, el tipo de material con que se fabricará el pistón es determinante para su correcto funcionamiento, a la hora de elegir el material utilizado se debe tener en cuenta una serie de características:

- Resistencia a los choques térmicos
- Resistencia al desgaste, entre pistón/cilindro y entre pistón/segmento
- Elevada conductividad térmica
- Ser fácilmente mecanizable
- Densidad reducida, para minimizar el peso del pistón

- Coeficiente de dilatación reducido
- Posibilidad de aplicar tratamientos superficiales

Actualmente, los pistones se realizan en aleaciones de aluminio-silicio (Al-Si), normalmente AS-10 y AS-12. Los efectos del silicio son importantes; a medida que aumenta su proporción en la aleación (desde un 9% hasta un 20% de Si), las características de la misma varían:

- La densidad disminuye
- El coeficiente de dilatación disminuye
- La conductividad térmica mejora
- Aumenta la dureza y la resistencia a la fractura
- Aumentan los problemas de mecanizado

La obtención de pistones en aleación de aluminio/silicio se realiza mediante colada a presión en moldes de arena o mediante coquilla, aunque también se pueden fabricar mediante forjado en caliente o mediante forjado líquido (squeeze-casting). En la tabla 12.4 se resumen los principales procedimientos de fabricación de pistones en aleación ligera según las diferentes series de producción.

Tabla 12.4 Principales aleaciones y procedimientos de fabricación

Procedimiento	Familias	Elaboración	Series
Moldeo	Al - Cu _{8%}	Arena o coquilla	Cortas
Moldeo	Al - Cu ₄ - Ni _{2%}	Arena o coquilla	Cortas
Moldeo	Al - Cu ₁₀ - Ni _{0.8}	Arena o coquilla	Cortas
Moldeo	Al - Si (clásica)	Coquilla	Grandes
Moldeo	Al - Si (hipersiliciada)	Arena o coquilla	Medias
Forjado	Al - Cu ₂ - Ni _{1.5}		Cortas
Forjado	Al - Si (clásica)		Cortas
Forjado	Mg	Excepcional	

Los pistones se pueden fabricar con otros materiales, entre ellos destacan:

- Fundición de grafito con estructura esferoidal, de gran resistencia mecánica pero con temperaturas en la cabeza del pistón muy elevadas, debido a su bajo coeficiente de conductividad térmica. Normalmente reservados a pistones de diámetro reducido. En la figura 12.36 se puede observar un pistón realizado con este material y la necesidad de realizar depósitos de aceite para permitir la refrigeración de la cabeza del mismo.

- Aluminio + silicio + fibras cerámicas
- Acero colado
- Pistones bimetal, cabeza de acero o fundición GS y falda de aluminio

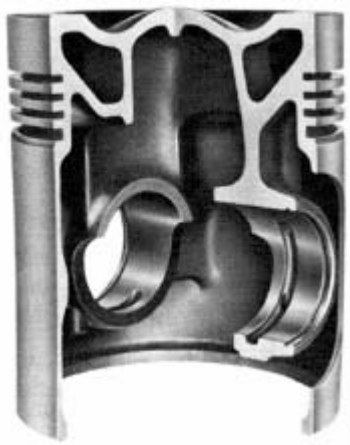


Fig. 12.36 Pistón realizado mediante fundición esferoidal (cortesía de MAHLE)

La evolución en el diseño de pistones se ha dirigido principalmente en dos direcciones:

- Reducción del peso y facilitar la evacuación de calor
 - Inserciones de fundición en el pistón
 - Pistones bimetal, materiales resistentes en la cabeza y ligeros en la falda
 - Refuerzos locales mediante incrustaciones cerámicas o fibras especiales
- Reducción del rozamiento
 - Optimizar y depurar la geometría
 - Tratamientos térmicos de endurecimiento superficial, tanto del cilindro como del pistón

12.7.3 Geometría del pistón

La geometría del pistón está dividida en:

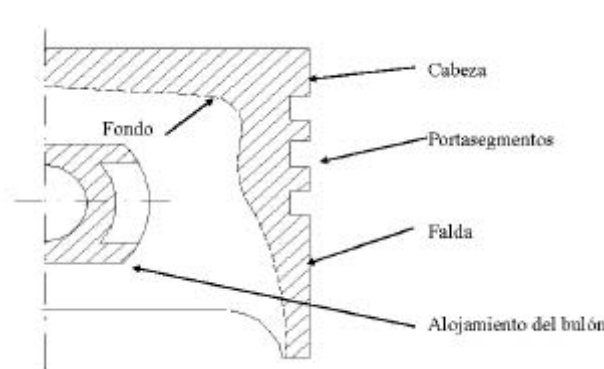


Fig. 12.37 Geometría del pistón

a) Cabeza del pistón

La cabeza del pistón recibe directamente la presión de los gases de combustión y como se ha visto anteriormente, la geometría y la forma depende de la cámara de combustión. Las formas del fondo del pistón son muy variables, dependiendo de las cargas que deberá soportar, del sistema de refrigeración o del proceso de fabricación utilizado. El espesor de las paredes de la cabeza del pistón responde principalmente a tres factores:

- Resistencia térmica continuada
- Asegurar una excelente difusión térmica mediante geometrías adaptadas
- Facilitar el proceso de fabricación, ya sea por moldeo o por forja

En la tabla 12.5 se recogen los espesores más habituales de las paredes del fondo del pistón según el material utilizado y el tipo del motor.

Tabla 12.5 Espesores característicos de la cabeza del pistón

	Acero	Fundición	Aleación Al-Si
M.E.P.	2 - 3 mm.	3 - 4 mm.	6 - 7 mm.
M.E.C.	-	-	8 - 15 mm.

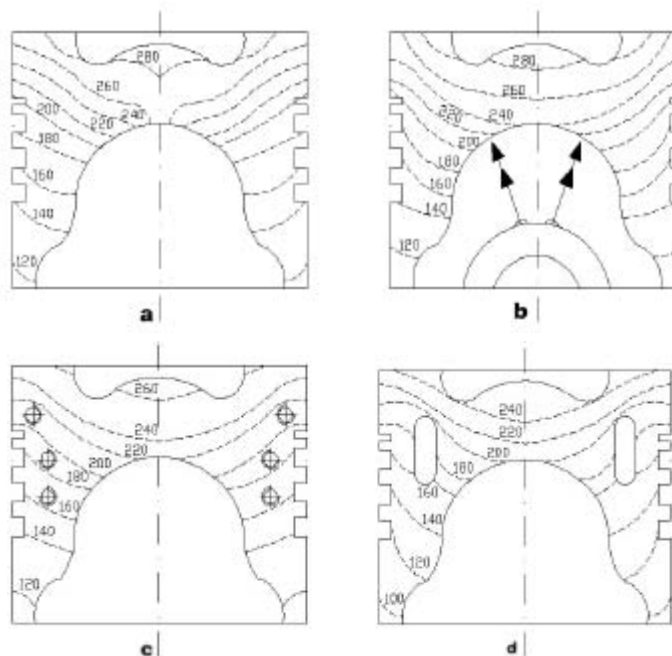


Fig. 12.38 a) – Pistón no refrigerado b) – Pistón refrigerado por chorro procedente del pie de la biela c) – Pistón refrigerado por circulación de aceite por un circuito tubular d) – Pistón refrigerado por aceite en una cámara anular

A partir del momento que se diseña un motor con prestaciones específicas elevadas se deben prever dispositivos auxiliares para refrigerar la cabeza del pistón con tal de asegurar las condiciones de trabajo del pistón (Fig. 12.39), ya que de lo contrario disminuirá rápidamente la resistencia del pistón, produciéndose desviaciones en los juegos de funcionamiento, y se disparará el consumo de aceite. Los principales dispositivos auxiliares de refrigeración y sus distribuciones térmica se recogen en la figura 12.38.

- Chorro de aceite procedente del pie de biela (Fig. 12.38a)
- Circulación de aceite dentro de la cabeza del pistón (Fig. 12.38c)
- Refrigeración mediante depósitos de sodio retenidos en la cabeza
- Circulación de aceite en las cámaras anulares del interior del pistón (Fig. 12.38d)

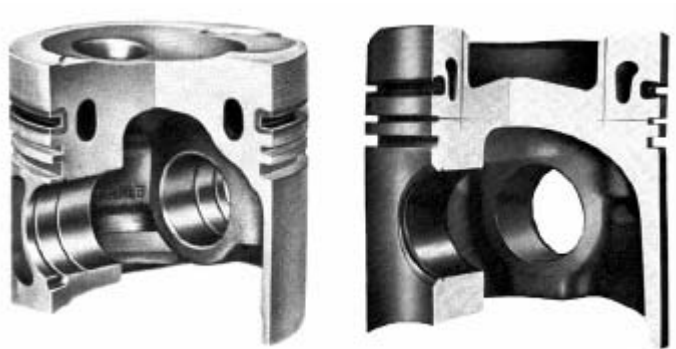


Fig. 12.39 Diferentes geometrías para refrigerar la cabeza del pistón (cortesía de MAHLE)

b) Portasegmentos

Los portasegmentos son unas ranuras realizadas en las paredes laterales del pistón y tienen como función albergar los segmentos. Actualmente se utilizan dos o tres segmentos, aunque anteriormente se habían utilizado cuatro segmentos, para retener el aceite y los gases confinados en la cámara de combustión. En algunos pistones, con la intención de frenar el flujo térmico procedente de la cámara de combustión, se realiza una ranura estrecha por encima del primer segmento (dique de calor) combinado con una serie de cordones estriados. Estas disposiciones son válidas tanto en M.E.P. como en M.E.C. En la figura 12.40 se puede apreciar la geometría del portasegmentos de un pistón preparado para soportar cargas importantes:

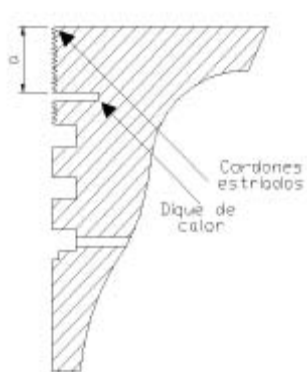


Fig. 12.40 Detalle de la zona portasegmentos

Un punto determinante para la reducción de la temperatura de la cabeza del pistón es la localización del primer portasegmento, donde se alojará el segmento de fuego (cota a). A medida que aumenta la cota a , la cantidad de calor transmitida disminuye, al igual que la posibilidad de engomado del pistón, aunque aumenta la cantidad de hidrocarburos sin quemar. En la figura 12.41 se observa la variación de temperatura de la cabeza del pistón según la localización del primer portasegmento.

Datos del pistón:

Motor Diesel, $\varnothing_{\text{PISTÓN}} = 125 \text{ mm}$.

Superficie A = 170 cm²

Superficie B = 80 cm²

Superficie C = 50 cm²

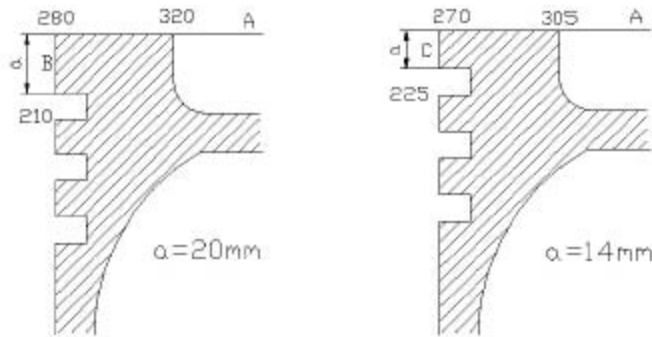


Fig. 12.41 Variaciones de temperatura según la situación del primer segmento

Las ranuras que albergan los segmentos deben realizarse con gran cuidado y precisión, ya que de lo contrario pueden producirse roturas mecánicas o que no se mantengan los niveles de estanqueidad deseados, produciéndose una avería grave del motor.

Otro punto que reclama una atención especial en el diseño de los portasegmentos es la necesidad de asegurar la correcta evacuación del aceite recogido por el segmento rascador, evitando así que el aceite esté sometido a presión y pase progresivamente hacia la cámara de combustión. Las principales soluciones constructivas están recogidas en la figura 12.42.

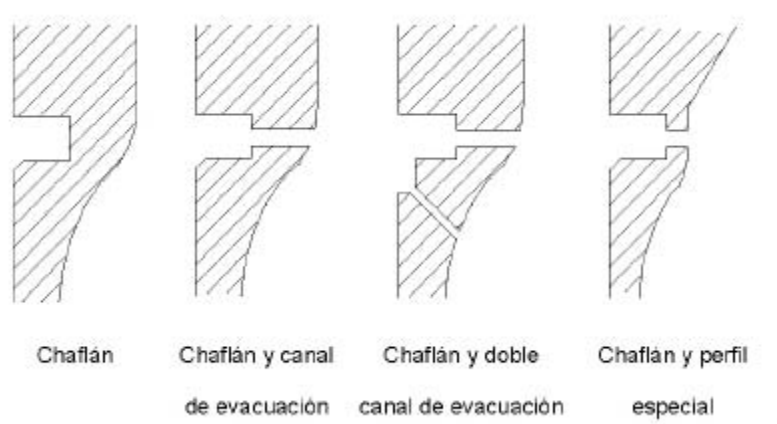


Fig. 12.42 Diferentes geometrías del habitáculo del segmento rascador

Finalmente, en motores de altas prestaciones, no se pueden utilizar las aleaciones habituales (AS10-AS12), siendo necesario utilizar aleaciones hipersiciliadas (AS17-AS20). Si esto no fuera suficiente, se pueden utilizar portasegmentos postizos realizados en fundición, acero austenítico o en bronce de aluminio, que conjuntamente combinado con un segmento de estanqueidad en forma de doble trapecio da muy buenos resultados. En el caso de un motor sometido a condiciones de trabajo muy severas, se puede sustituir la corona que alberga el primer portasegmento por un anillo realizado con fibras cerámicas, como se observa en la figura 12.43.

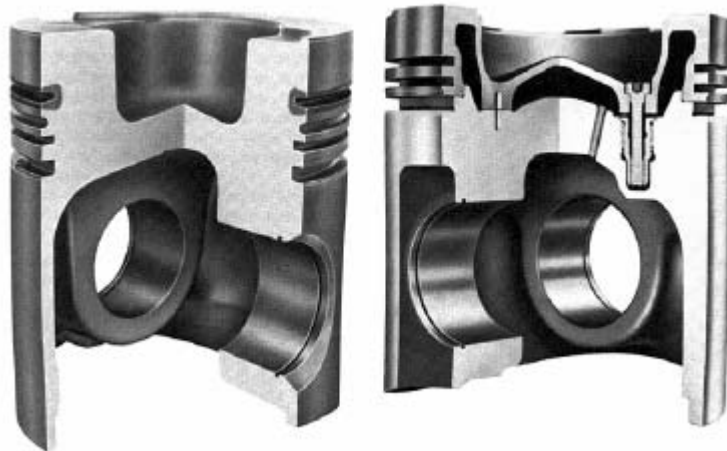


Fig. 12.43 Diferentes refuerzos mediante inserciones de fibras cerámicas
(cortesía de MAHLE)

c) Alojamiento para el bulón

El alojamiento para el bulón permite unir el pistón con la biela y debe ser capaz de soportar los elevados esfuerzos mecánicos que se transmiten a través del mismo. Además, su diseño está supeditado a gran número de exigencias funcionales:

- Tamaño recogido para minimizar el peso del pistón
- Gran rigidez y elevada resistencia mecánica y térmica
- Permitir la unión de la cabeza con la falda del pistón
- Posibilitar y facilitar la fijación de la biela y la correcta lubricación de la unión mediante un perfil interior depurado
- Posiblemente posición asimétrica respecto al eje del pistón con tal de asegurar el correcto contacto de la falda del pistón con el cilindro y evitar el cabeceo del mismo

El alojamiento del bulón debe ser macizo y siempre que sea posible debe situarse en el centro de gravedad del pistón o lo más cerca posible. Es necesario estudiar con detalle las distribuciones de carga y de temperatura para evitar todo tipo de concentración de tensiones.

d) Falda del pistón

Debido a las notables variaciones de temperatura a las que esta sometida la cabeza del pistón, ésta no puede garantizar los juegos de funcionamiento de forma estable y al mismo tiempo asegurar el guiado del pistón.

El guiado lo realiza la falda del pistón, que va de la ranura del segmento rascador hasta el final del pistón. Por estos motivos la falda del pistón debe ser resistente al rozamiento, ya que será a través de ella que se transmita el esfuerzo normal que realiza el cilindro sobre el pistón a causa de la oblicuidad de la biela. Las presiones de contacto entre la falda y el cilindro son débiles (5-10 bares), aunque en ocasiones, intentando reducir las superficies de contacto para mejorar el rendimiento mecánico, se puede determinar de forma voluntaria una zona concreta de rozamiento, preparada para soportar presiones más elevadas (15-20 bares).

La falda del pistón también debe asegurar un juego de funcionamiento correcto y estable en todo momento: variaciones de temperatura ambiente, motor al ralentí, motor frío o caliente a plena carga, etc. de lo contrario la falda cabeceará.

Por lo tanto, la falda debe ser diseñada de forma que asegure el correcto guiado del pistón de la forma más silenciosa posible. Esto no sería posible si no se tuviera en cuenta las deformaciones diferenciales que se producen como consecuencia de las variaciones de temperatura. Si tenemos en cuenta los siguientes coeficientes de dilatación:

- Cilindro de fundición $\cong 12 \cdot 10^{-6}$
- Pistón de fundición $\cong 12 \cdot 10^{-6}$
- Pistón de aleación ligera $\cong 17 \cdot 10^{-6}$, $24 \cdot 10^{-6}$

y se quiere obtener un juego entre el pistón y el cilindro en caliente entre 25 y 40 micras o similar, cuando el motor se enfríe el juego será de 0.10, 0.15 mm, siendo valores inaceptables que provocarían problemas de estanqueidad y la aparición de chasquidos audibles debido al cabeceo del pistón contra las paredes del cilindro. Con el objetivo de solventar dicha situación es necesario buscar disposiciones especiales que resuelvan los efectos de las dilataciones diferenciales, aunque en el caso de pistones altamente solicitados, en motores Diesel sobrealimentados, no es sencillo, ya que se prima la robustez y no poseen una flexibilidad suficiente como para realizar variaciones dimensionales o arquitectónicas. Las disposiciones más habituales para regular las dilataciones térmicas son:

- Faldas ranuradas: Se realiza una ranura vertical, opuesta al lado que soporta el esfuerzo normal, con la intención de absorber las dilataciones térmicas y las deformaciones mecánicas de la falda. A medida que aumenta la vida del pistón, el material tiende a fluir paulatinamente hacia la ranura cerrándola, por lo que esta solución ha caído en desuso.
- Faldas mixtas: Portasegmentos en fundición y falda en aluminio; se intenta obtener un buen comportamiento térmico del pistón mediante un equilibrio entre las dilataciones propias de cada material por efecto de la deformación elástica.
- Pistones autotérmicos.
- Anillos o plaquitas insertadas (Fig. 12.44): Se insertan placas postizas en el alojamiento del bulón, con un coeficiente de dilatación reducido, para controlar y reducir la dilatación del pistón en esa dirección, debido a la mayor concentración de masa. Si se pretende controlar o

minimizar la dilatación del pistón en todas las direcciones, se pueden insertar uno o varios anillos de acero con un bajo coeficiente de dilatación.

- Geometrías especiales (Fig. 12.45): Cuando se pretende obtener un buen juego de funcionamiento entre el pistón y el cilindro a una cierta temperatura de trabajo, se le puede dar al pistón unas formas características en frío, ya sea una ligera conicidad o un rectificado excéntrico, para que al llegar a sus temperaturas de trabajo se deformen de forma controlada para obtener un buen juego de funcionamiento.

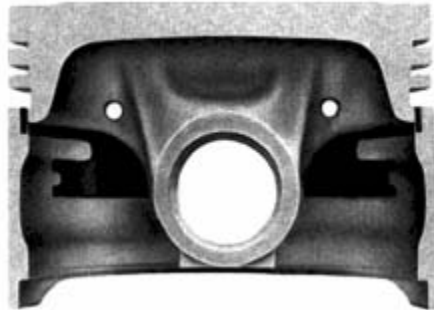


Fig. 12.44 Pistón con plaquitas metálicas insertadas (cortesía de MAHLE)



Fig. 12.45 Pistón con geometría especial (cortesía de MAHLE)

En algunos casos, la falda del pistón no es completa; si se trata de un motor compacto, la falda presenta discontinuidades para permitir el paso del contrapeso del cigüeñal cuando el pistón se encuentra en el PMI, lo que comporta problemas de guiado, rozamiento y de resistencia a esfuerzos inerciales. Otra característica de los motores compactos es el riesgo de interferencia entre las válvulas y la cabeza del pistón, por lo que es necesario realizar unos pequeños rebajes en la cabeza del pistón con tal de evitar el contacto con el plato de la válvula. A continuación, en la tabla 12.6, se recogen las principales soluciones para resolver el problema de guiado del pistón, según el tipo de motor que sea.

Finalmente, para prolongar la vida de la falda del pistón será necesario aplicarle un tratamiento superficial de endurecimiento para mejorar sus cualidades deslizantes y con cierto grado de porosidad para que facilite al mismo tiempo la lubricación durante las fases más conflictivas (motor en rodaje y arranque en frío) y evite así problemas de gripado.

Tabla 12.6 Principales soluciones para asegurar un buen guiado del pistón

Disposiciones recomendadas	M.E.P.	M.E.C.
<ul style="list-style-type: none"> Presión de la cabeza sobre el cilindro: 		
Evacuación del calor a partir del 1º segmento	SI	SI
Contacto débil para evitar posibles gripajes	SI	SI
<ul style="list-style-type: none"> Perfil de la falda: 		
Elíptica	SI	SI
Variable, rectificando excéntrico	SI	SI
Reducción de superficies de contacto para reducir el rozamiento	SI	NO
<ul style="list-style-type: none"> Inserción de placas metálicas de fundición o de acero: 		
Para reducir la dilatación en el eje mayor	SI	NO
Para mejorar la refrigeración de la cabeza y del conjunto	SI	SI

12.8 Segmentos

12.8.1 Funciones

Para mantener la estanqueidad entre el cilindro y el pistón durante el movimiento de éste, se utilizan unos anillos elásticos que reciben el nombre de *segmentos* o *aros*. Dichos segmentos se colocan sobre unas ranuras que se han realizado a tal efecto en las paredes del pistón. Los segmentos son un producto de alta calidad, la importancia de sus dimensiones, con tolerancias muy estrechas, y la gran diversidad de formas y perfiles, así como la calidad de las superficies, hacen de él un producto de alta precisión.



Fig. 12.46 Segmentos

La vida del motor está muchas veces ligada a la vida de los segmentos por lo que su diseño toma una especial importancia; la disfunción de los segmentos se refleja en una pérdida manifiesta de potencia y un aumento en el consumo de aceite. Los segmentos deben estar siempre en contacto con las paredes del cilindro para asegurar sus funciones:

- Asegurar una buena estanqueidad a los gases
- Asegurar la estanqueidad al aceite
- Contribuir al enfriamiento del pistón
- Permitir la lubricación de las paredes del cilindro de forma que cuando el pistón cabecee se encuentre con un cojín hidrodinámico

Para poder realizar con éxito sus objetivos, los segmentos deben presentar las siguientes características:

- Resistencia al desgaste, pero sin ser demasiado duros para no desgastar prematuramente la pared del cilindro
- Resistencia a la corrosión
- No presentar síntomas de fragilidad ante las elevadas temperaturas y presiones que deben soportar
- Mantener sus condiciones en todos los estados térmicos de trabajo
- Suficiente elasticidad para permitir el montaje y mantener uniforme la presión sobre la pared del cilindro

12.8.2 Concepción de los segmentos

Actualmente en aplicaciones de motores de automóviles, en un pistón van montados tres segmentos diferentes, cada uno de ellos con una misión diferenciada. El más cercano a la cabeza del pistón recibe el nombre de *segmento de fuego*, a continuación se encuentra el *segmento de estanqueidad o de engrase* y finalmente se encuentra el *segmento rascador*.

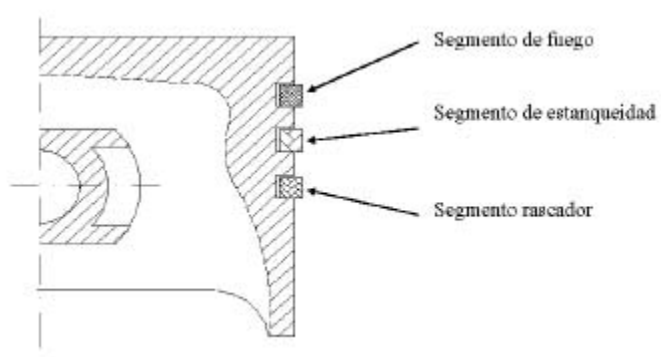


Fig. 12.47 Posición de los segmentos

Los motores muy revolucionados tienden a reducir el número de segmentos para reducir las pérdidas por rozamiento, ya que en este tipo de motores los problemas de estanqueidad no son tan evidentes como en los motores lentos, que precisan de un mejor sellado y por eso utilizan mayor número de segmentos (3-6 segmentos).

Debido a la extrema precisión requerida a los segmentos, los procedimientos de elaboración están muy automatizados.

La calidad de los segmentos es directamente proporcional al material utilizado en su elaboración; actualmente el material más utilizado son fundiciones aleadas en las siguientes proporciones:

- C	3.6% - 3.7%
- Si	2.6% - 2.9%
- Mn	0.4% - 0.55%
- P	0.4% - 0.6%

con una dureza que puede variar entre los 97 y los 104 Rb.

Es importante destacar la necesidad de evitar en lo posible las estructuras de ferrita libre, ya que presentan zonas de baja dureza, poca elasticidad y baja resistencia al desgaste; lo mismo con las estructuras de cementita, que se caracterizan por una elevada dureza que provoca un desgaste acelerado de las paredes del cilindro, siendo frágiles y dificultando el mecanizado. La mejor estructura es la esteadita (estructura eutéctica de fósforo de hierro), con una dureza suficiente (entre la perlita y la cementita) y con un microrelieve que mejora el rozamiento.

Los segmentos realizados con fundición aleada presentan buenas características elásticas, permitiendo una buena distribución de las presiones y con unos niveles de estanqueidad elevados frente a unos bajos coeficientes de rozamiento. Si fueran necesarios segmentos más resistentes para motores de elevadas prestaciones específicas sería necesario recurrir a fundiciones especiales (GS o fundiciones al silicio) o al acero (segmento de fuego o railes para segmentos rascadores).

Para obtener una buena estanqueidad es necesario que las cotas de los segmentos sean las apropiadas (tolerancias estrechas) y que éstos puedan moverse libremente en las ranuras, aunque manteniendo siempre el contacto con la pared del pistón y un correcto apoyo en su alojamiento. El diámetro de los segmentos antes de ser montados debe ser ligeramente superior al del cilindro, para que una vez montados éstos ejerzan una presión fuerte y uniforme sobre las paredes del cilindro.

Los cotas geométricas más habituales están recogidas en la figura 12.48.

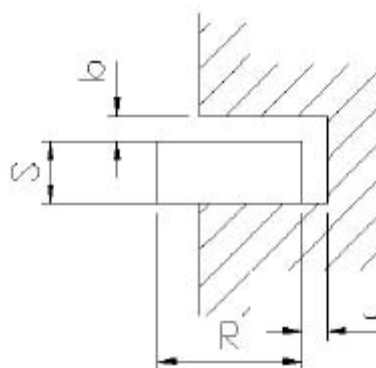


Fig. 12.48 Principales cotas geométricas de un segmento

La cota b corresponde al juego superior y su valor varía entre:

- MEP: 0.03 - 0.05 mm
- MEC: 0.05 - 0.10 mm

La cota j corresponde al juego en el fondo de la ranura y es diferente según el segmento:

Segmento de fuego y estanqueidad:	0.2 - 0.3 mm
Segmento rascador:	0.3 - 0.4 mm (MEP)
	0.4 - 1.0 mm (MEC)

Las cotas b y j permitirán el correcto engrase del pistón y de las superficies de contacto por bombeo del aceite.

Finalmente, la cota R y S están en función del diámetro del pistón:

- $R = (0.038 - 0.044) \cdot \varnothing_{\text{pistón}}$
- $S = (0.02 - 0.04) \cdot \varnothing_{\text{pistón}}$

Un factor fundamental en el diseño de los segmentos es conocer bajo qué condiciones de presión trabajan cada uno de ellos. Para mantener estanca la cámara de combustión es necesario que los segmentos queden apoyados sucesivamente sobre las superficies superiores e inferiores de la ranura y contra la pared del cilindro. En la figura 12.49 se puede observar como, en un momento dado, la presión del segmento 2 supera a la del segmento 1, con lo que no se mantiene estanca la cámara de combustión y pueden aparecer fugas de aceite.

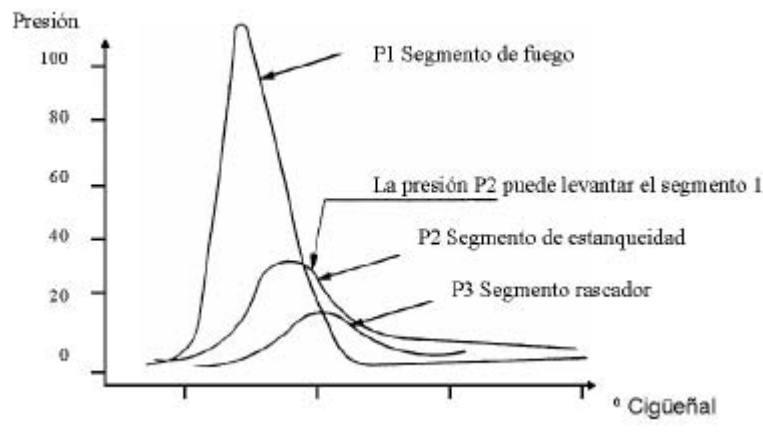


Fig. 12.49 Variación de presión de cada segmento

Los segmentos no son anillos continuos, es necesario realizarles un corte para poderlos montar. Para evitar la fuga de aceite es necesario cerrar los segmentos sobre sí mismos mediante unos perfiles adecuados; los más utilizados son los verticales, oblicuos o de recubrimiento, como se pueden observar en la figura 12.50. Cuando se instalan los segmentos sobre el pistón es necesario vigilar que el corte de cada segmento no quede alineado con los demás, siendo necesario repartirlos sobre la periferia del pistón.



Fig. 12.50 Diferentes perfiles de segmentos

12.8.3. Tipos de segmentos

Existen tres tipos de segmentos: de fuego, de estanqueidad y rascadores.

a) Segmento de fuego

Estos segmentos están colocados en la parte superior del pistón y su misión es impedir el paso de los gases retenidos en la cámara de combustión (Fig. 12.51). Debido a su localización, en contacto con la cámara de combustión, debe soportar elevadas temperaturas y presiones que pueden producir el engomado del mismo. Cuando un segmento está engomado es que se ha hecho solidario al pistón a causa de trabajar bajo temperaturas demasiado elevadas que degradan el aceite, formando residuos de tipo asfáltico que pegan el segmento al pistón y perdiendo sus capacidades de estanqueidad.



Fig. 12.51 Segmentos de fuego

Existen gran cantidad de geometrías y perfiles, aunque todos ellos deben permitir una buena adaptación del segmento con la pared del cilindro para asegurar la estanqueidad y facilitar la transmisión de calor. En la figura 12.52 se recogen las disposiciones más habituales.

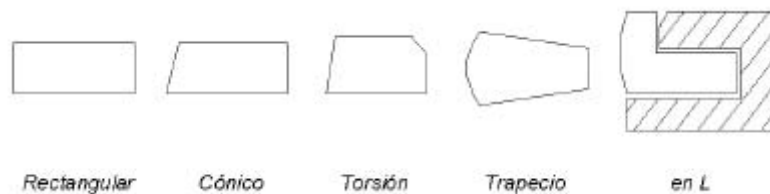


Fig. 12.52 Diferentes perfiles para segmentos de fuego

Debido a las elevadas sollicitaciones a las que está sometido el segmento de fuego, y con el objetivo de favorecer el rozamiento y aumentar la vida de funcionamiento del segmento, se les aplica un revestimiento especial sobre las superficies de contacto, normalmente de cromo o molibdeno, como se puede observar en la figura 12.53.

- Cromo: Presenta alta dureza y buena resistencia al desgaste siendo su superficie más o menos porosa según el sistema de aplicación. La temperatura de fusión es elevada, 1600°C, por lo que tiene buena resistencia al gripado. Su principal inconveniente reside en la necesidad de utilizar perfiles con chaflán para poder aplicar el recubrimiento, lo cual supone un problema a la hora de controlar el escape de los gases, *blow-by* o de aceite.



Fig. 12.53 Segmento de fuego cromado

- Molibdeno: Mejora las prestaciones del cromo, sobre todo a nivel de rozamiento, ya que este tipo de acabado presenta un microrrelieve característico que facilita la lubricación y reduce el rozamiento, siendo menos sensible a la calidad de acabado de las paredes del cilindro. Este acabado es más caro que el de cromo, reservándose para motores de elevadas prestaciones con el objetivo de aumentar la vida de funcionamiento del segmento.

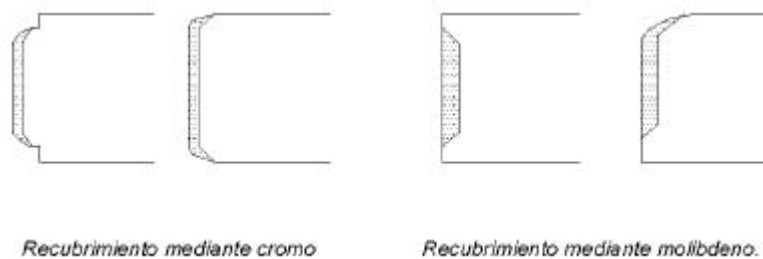


Fig. 12.54 Diferentes tratamientos superficiales

b) Segmentos de estanqueidad

Estos segmentos se colocan a continuación de los segmentos de fuego y tienen la función de pintar las paredes del cilindro con una fina capa de aceite para evitar el contacto metal-metal, completando el trabajo que realiza el segmento rascador.



Fig. 12.55 Segmento de estanqueidad

Debido a su conicidad, durante las carreras de compresión y de escape (PMI \rightarrow PMS) el segmento pasa por encima de la película de aceite, mientras que en la carrera de admisión y expansión (PMS \rightarrow PMI) recoge el aceite. Estos segmentos no permiten una transmisión de calor muy elevada por no tener una gran superficie de contacto con el cilindro. Los perfiles más utilizados se pueden observar en la figura 12.56.



Fig. 12.56 Diferentes perfiles para segmentos de estanqueidad

c) Segmentos rascadores

La misión principal de estos segmentos (Fig. 12.57) es mantener y recoger el aceite de las paredes del cilindro y, a través de un orificio practicado en el pistón, retornarlo al cárter. Si no se mantiene la cantidad de lubricante necesario, los segmentos de estanqueidad y de fuego se degradarán rápidamente, por lo que el segmento rascador debe distribuir de forma uniforme y con la misma presión en todo el perímetro de trabajo el aceite suficiente. Para realizar su trabajo, el segmento tiene un perfil en forma de labio o de bisel (Fig. 12.58).



Fig. 12.57 Segmentos de engrase

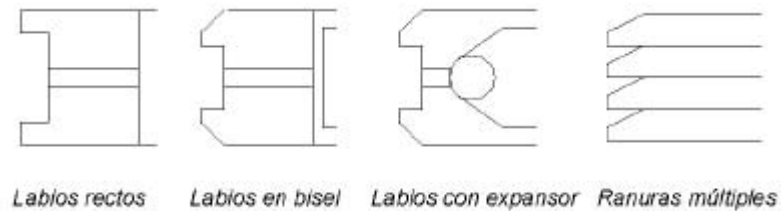


Fig. 12.58 Distintos perfiles para segmentos rascadores

12.9 Bulón del pistón

12.9.1 Funciones

El bulón es el órgano de unión entre el pistón y la biela; debe transmitir a la biela el esfuerzo recogido por la cabeza del pistón durante la combustión y expansión de los gases. El bulón debe soportar por completo la fuerza transmitida por el pistón a la biela y los esfuerzos procedentes de la propia inercia del pistón.

El bulón de un pistón MEP debe soportar cargas elevadas, del orden de 5 a 6 toneladas, pudiendo llegar al doble en el caso de un MEC sobrealimentado. Es importante destacar que la carga que soporta el bulón no es constante, las puntas de esfuerzo se sitúan ligeramente después del PMS, durante la carrera de expansión.

12.9.2 Concepción del bulón

Es fundamental que el bulón pueda soportar las cargas a las que está sometido, por lo que debe presentar una elevada resistencia mecánica y al mismo tiempo mantener muy buenas cualidades de resistencia al desgaste, lo que obliga a buscar soluciones de elevada dureza superficial, capaces de soportar presiones elevadas (300-350 bares). Además, el bulón debe tener la capacidad de deformarse ligeramente debido al esfuerzo de cizalladura al que está sometido.

El material utilizado debe ser de alta resistencia y con la capacidad de aplicar algún tipo de procedimiento para aumentar su resistencia superficial. Los más utilizados son:

- Aceros dulces de cementación
- Aceros aleados al Ni o al Ni-Cr de cementación
- Aceros al carbono templados superficialmente por alta frecuencia

Antiguamente el bulón se realizaba con un cilindro macizo, actualmente se realiza a partir de un tubo cilíndrico para ganar peso (con la solución antigua, el mismo bulón que ahora pesa 80 gr. pesaba 200 gr.). Si es necesario reducir el peso, se pueden utilizar geometrías aligeradas con un perfil interior variable, cilíndrico en el medio y troncocónico en los extremos, como se observa en la figura 12.59.

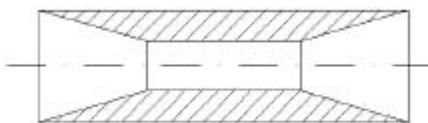


Fig. 12.59 Bulón con perfil aligerado

En algunos casos, para facilitar el buen deslizamiento del bulón en su alojamiento, es necesario realizar una serie de conductos y orificios (Fig. 12.60) que comunican la superficie de contacto del bulón con el interior del mismo para permitir el paso de aceite y lubricar la unión.



Fig. 12.60 Conductos de lubricación del bulón

Es necesario realizar una serie de cálculos previos para evaluar el conjunto de cargas y sollicitaciones al que está sometido el bulón. Los cálculos se realizan en tres direcciones:

a) Presión en el alojamiento del bulón

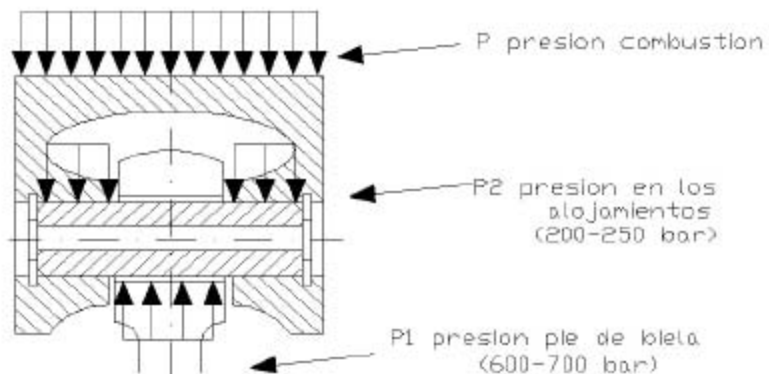


Fig. 12.61 Distribución de presiones en la unión pistón-biela

Para saber si el pistón trabaja bajo unas condiciones de carga correctas es necesario conocer la velocidad de deslizamiento del bulón en su alojamiento y posteriormente localizar en la figura 12.62 el punto de trabajo. La velocidad de deslizamiento viene dada por las siguientes fórmulas ([mm]·N[r.p.m.]):

- Bulón solidario a la biela: $V[\text{m/s}] = 1.6 \cdot 10^{-5} \cdot \varnothing_{\text{ext. del bulón}}$ (12.3)

- Bulón flotante: $V[\text{m/s}] = 10^{-5} \cdot \varnothing_{\text{ext. del bulón}}$ (12.4)

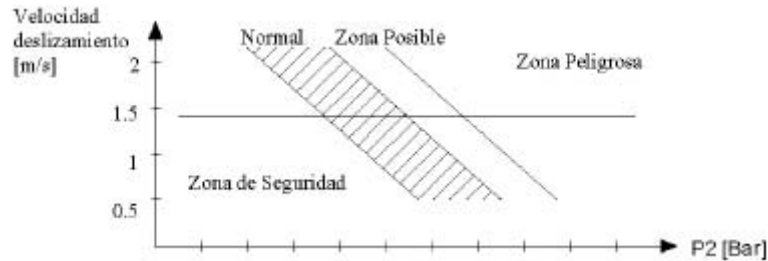


Fig. 12.62 Zonas de trabajo del bulón

b) Ovalización del bulón

Es preciso estudiar como se deforma el eje frente a las cargas, especialmente cuando el bulón presenta síntomas de ovalización. Dicha deformación se traduce en cargas cíclicas sobre su apoyo que provocan problemas de resistencia a fatiga, ya que el eje actúa como si de una excéntrica se tratara.

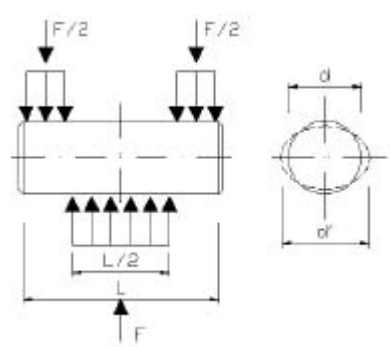


Fig. 12.63 Esfuerzos que provocan la deformación del eje

La deformación del bulón corresponde a la diferencia entre d y d' y responde a la fórmula ($E = 20000 \text{ daN/mm}^2$):

$$i = \frac{0.416}{E} = \frac{F \cdot (F_{\text{extbulon}})^3}{L \cdot (F_{\text{extbulon}} - F_{\text{intbulon}})^3} \quad (12.5)$$

c) Flexión del bulón

Debido a las cargas cíclicas de flexión a las que está sometido el bulón, es preciso averiguar la flecha máxima para saber como afecta sobre el propio bulón y su habitáculo.

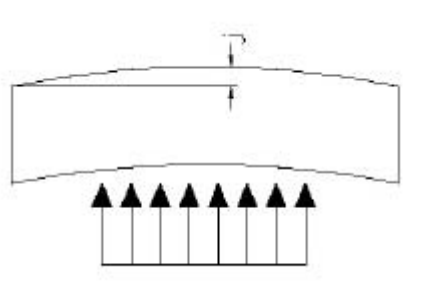


Fig. 12.64 Flecha del bulón

Podemos evaluar la magnitud de la flecha de una forma simplificada mediante la siguiente fórmula:

$$j = \frac{0.12}{E} = \frac{F \cdot L^3}{(F_{extbulon})^4 - (F_{intbulon})^4} \quad (12.6)$$

Así pues, el dimensionamiento del bulón depende de 6 puntos determinantes:

- El ancho del pie de biela, determinante para mejorar la distribución de las cargas
- La longitud efectiva de trabajo del alojamiento del bulón
- La rigidez del alojamiento
- Conocer las presiones de contacto máximas para evitar cualquier problema de gripado del eje
- La longitud de eje libre, entre el pie de biela y el alojamiento del bulón
- Intentar colocar el bulón lo más cerca posible del centro de masas del pistón

Los diámetros del bulón dependen del tipo de motor y del $\bar{A}_{PISTÓN}$, los valores más habituales son:

$$\text{- MEP:} \quad \varnothing_{BULÓN} = (0.20 - 0.28) \cdot \varnothing_{PISTÓN} \quad (12.7)$$

$$\text{- MEC:} \quad \varnothing_{BULÓN} = (0.33 - 0.35) \cdot \varnothing_{PISTÓN} \quad (12.8)$$

$$\text{- MEC sobrealimentado:} \quad \varnothing_{BULÓN} = (0.40 - 0.45) \cdot \varnothing_{PISTÓN} \quad (12.9)$$

El espesor del bulón también varía según el motor:

$$\text{- MEP:} \quad 0.045 \cdot \varnothing_{PISTÓN} \quad (12.10)$$

$$\text{- MEC:} \quad (0.080 - 0.10) \cdot \varnothing_{PISTÓN} \quad (12.11)$$

Muchos constructores prefieren sobredimensionar el eje para evitar posibles fracturas.

12.9.3 Montaje

Existen varias soluciones constructivas:

- El bulón es solidario a la biela y baila en el pistón. Este tipo de montaje es excelente en aquellos motores en donde la relación presión-velocidad de deslizamiento en el alojamiento no son muy elevadas (MEP de prestaciones medias).

- El bulón es solidario al pistón y está libre en la biela. El bulón se hace solidario al pistón a través de un pasador o chaveta y se monta sobre la biela mediante un cojinete antifricción. Montaje no deseable.
- El bulón está libre en la biela y en pistón (bulón flotante). El bulón está retenido longitudinalmente mediante anillos elásticos o circlips cuyas medidas están normalizadas en UNE 10 021. Este montaje es muy frecuente y aconsejable cuando el factor presión-velocidad de deslizamiento es elevado, ya que tiene la ventaja de repartir los esfuerzos de rozamiento sobre los dos elementos, evitando desgastes localizados o irregulares, siendo su montaje sencillo.
- El bulón está montado sobre un rodamiento de agujas en el pistón. Esta solución está reservada para pequeños motores en donde el factor presión-velocidad de deslizamiento es muy elevado, ya que es un montaje caro. Como las agujas del rodamiento trabajan a temperaturas elevadas, este montaje es muy sensible a la calidad del lubricante utilizado

12.10 Biela

12.10.1 Funciones

La biela es el elemento de unión entre el pistón y el cigüeñal y transmite al cigüeñal los esfuerzos recibidos por el pistón, con tal de transformar el movimiento alternativo en un movimiento circular continuo. Como se observa en la figura 12.65, la biela está formada por tres partes bien diferenciadas:

- Pie de biela: permite la unión al pistón.
- Cabeza de biela: mediante sombreretes, permite unirla al cigüeñal.
- Cuerpo de la biela: une el pie de la biela con la cabeza.

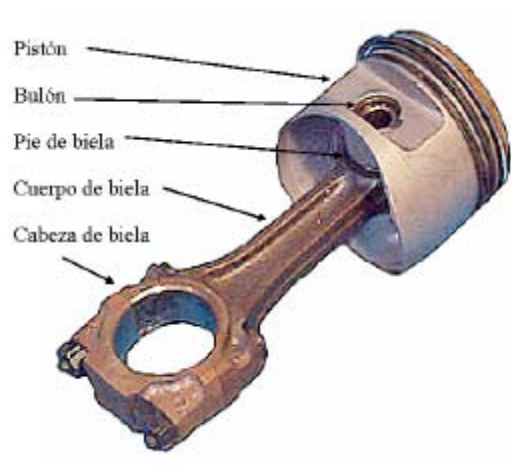


Fig. 12.65 Conjunto biela-pistón

12.10.2 Concepción de la biela

La biela debe soportar elevados esfuerzos, sus dimensiones y su forma dependen de la magnitud y de la naturaleza de dichos esfuerzos. Al tratarse de una pieza con un movimiento alternativo, será necesario reducir su peso siempre que sea posible, sin comprometer su resistencia. Los principales esfuerzos que recibe la biela son:

- Esfuerzos procedentes del pistón
- Esfuerzos alternativos de inercia provocados por la masa del tren alternativo
- Esfuerzos de inercia angular
- Esfuerzos centrífugos inducidos por la cabeza de la biela

Las cargas se aplican de forma irregular en la biela, el pie trabaja a tracción y compresión, la cabeza lo hace a tracción, compresión y flexión, mientras que el cuerpo de la biela trabaja a flexión, compresión, flexión lateral y debe ser especialmente resistente a pandeo.

A consecuencia de las elevadas cargas que debe soportar la biela, la búsqueda de un diseño que le aporte gran resistencia y rigidez debe ser una constante, así como el material utilizado en su fabricación. Los principales materiales utilizados son:

- Fundiciones con estructura esferoidal.
- Aceros al carbono con una notable resistencia, el porcentaje de carbono puede variar entre el 0.3% y 0.4%, y entre el 0.5% y 0.8% de magnesio. La biela se realiza por forjado.
- Aceros aleados, intentando aligerar la biela se utilizan aceros de altas características resistentes, normalmente aceros al Ni-Cr que precisan de un tratamiento térmico posterior para aumentar su resistencia. Los porcentajes puede variar entre 0.3-0.38% C, 1.2-1.7% Ni, 0.7-1.2% Cr.
- Aceros sinterizados, la ventaja de estos aceros es la posibilidad de obtener una pieza en bruto con una gran precisión geométrica, es una solución poco económica.
- Aleaciones ligeras, se busca minimizar el peso de la biela, como las aleaciones tienen propiedades resistentes muy inferiores a los aceros de alta calidad es necesario realizar bielas reforzadas con nervios, con lo que la reducción de peso se ve atenuada. Otro problema del uso de las aleaciones es la imposibilidad de asegurar los juegos de funcionamiento debido a las dilataciones que sufre la biela si aumenta su temperatura de trabajo. La aleación más utilizada es AU4G, cuya composición es: 4.3% Cu, 0.3% Si, 1% Mg, 0.5% Mn y 0.5% Fe; posteriormente precisa de un tratamiento térmico para aumentar sus características resistentes.
- Uso de nuevos materiales y nuevas técnicas: titanio, aluminio junto a fibras cerámicas, resinas junto a fibras de carbono y otros.

La biela se obtiene normalmente por forjado y en algunos casos por estampado; solo en el caso de usar fundición esferoidal se realiza por moldeo, normalmente se mecanizan únicamente las cotas necesarias, dejando la mayoría de la superficie de la biela en bruto.

La longitud de la biela (distancia entre el pie y la cabeza de la misma) es una característica dimensional del motor, ya que está directamente ligada a la transmisión de esfuerzos, a la transformación de movimiento y al radio de giro. La longitud de la biela dependerá del tipo de carácter que se quiera dar al motor, ya que afecta a la relación carrera/diámetro; en el caso de un motor muy revolucionado, se reducirá la longitud de la biela para minimizar los efectos inerciales.

Así pues, el diseño de la biela depende de tres factores principalmente: los esfuerzos a los que está sometida, al material utilizado en su fabricación y las dimensiones de la misma, aunque también dependerá en cierta manera de los elementos receptores; esto quiere decir que antes de realizar la biela se debe saber si el cigüeñal será monobloque o desmontable; cómo se realizará la unión al cigüeñal; si será necesario realizar un canal para alimentar el pie de la biela con aceite a presión, o si la biela descansará en el cigüeñal sobre cojinetes o rodamientos.

En su movimiento de rotación alrededor del cigüeñal, la cabeza de la biela no debe encontrar ningún tipo de interferencia, por lo que hay que tener en cuenta su trayectoria en el diseño del cárter y del cilindro. También será necesario evitar golpear el aceite que reside en el cárter; si no es posible evitar esta circunstancia, será necesario tener en cuenta que se produce una pérdida de potencia inherente al barbotaje que realiza la biela, impedir que el aceite espume y tener en cuenta que la energía transferida al aceite provoca el aumento de la temperatura del mismo.

12.10.3 Geometría de la biela

En una biela podemos distinguir tres zonas muy diferenciadas:



Fig. 12.66 Biela convencional y biela oblicua

a) Pie de biela

El pie de biela es el alojamiento del bulón del pistón y permite la unión del pistón con la biela. Trabaja bajo carga alternativa y oscilante, lo que provoca un fuerte desgaste de las zonas inferior y superior del diámetro. Cuando el bulón es solidario a la biela, el bulón se debe montar en el pie de la biela con el suficiente apriete para que éste no se desplace bajo ninguna condición de trabajo. El montaje se realiza a presión, al mismo tiempo que se calienta el pie de la biela, con el objetivo que la interferencia sea lo suficientemente importante.

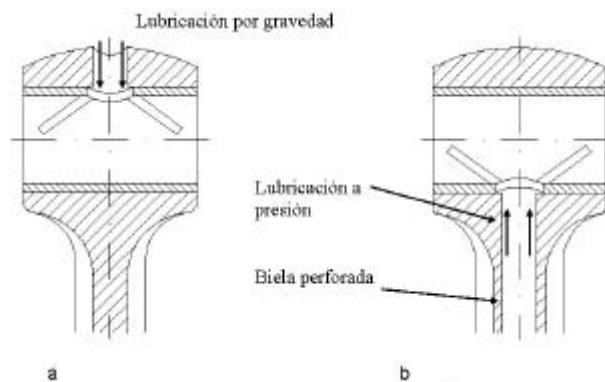


Fig. 12.67 a) Lubricación del pie de biela por gravitación;
b) Lubricación del pie de biela con chorro de aceite a presión

Cuando el bulón no es solidario ni al pistón ni a la biela (bulón flotante) es necesario colocar en el pie de la biela un cojinete antifricción, en forma de anillo y con perforaciones para facilitar la lubricación de la unión y así asegurar una buena difusión térmica del calor producido por el rozamiento de los elementos. El cojinete está montado a presión en el pie de biela y debe ser capaz de soportar las altas presiones de trabajo que se alcanzan. Para lubricar la unión, se puede realizar por gravitación (Fig. 12.67a) o a presión a través de un conducto que se ha practicado en el cuerpo de la biela (Fig. 12.67b).

b) Cuerpo de biela

Es el elemento de unión entre el pie y la cabeza de la biela. La característica determinante del cuerpo de la biela es que no presente síntomas de pandeo frente a las elevadas cargas que debe transmitir. Para asegurar su resistencia, se utilizan perfiles esbeltos, normalmente en forma de I, que proporcionan gran resistencia con una sección reducida (minimizar la masa). También es necesario realizar amplios radios de acuerdo para evitar puntos de concentración de tensiones, que bajo efectos del movimiento alternativo provocaría el origen de un fallo por fatiga.

c) Cabeza de biela

La cabeza de la biela puede realizarse de diferentes formas, dependiendo principalmente de la disposición de los cilindros, aunque las dimensiones quedan fijadas por la capacidad de carga de los cojinetes. Si se trata de un motor con los cilindros en línea, las directrices de diseño son las siguientes:

- Una biela por muñequilla de cigüeñal
- La cabeza esta dividida en dos partes, el sombrerete está unido al cuerpo a través de tornillos o pernos.
- Normalmente, el plano de unión del sombrerete es perpendicular al eje vertical de la biela, aunque en algunos casos es oblicuo, para facilitar la extracción del pistón y de la biela por la parte superior del cilindro.

En el caso de un motor con los cilindros en V, existen diferentes soluciones constructivas:

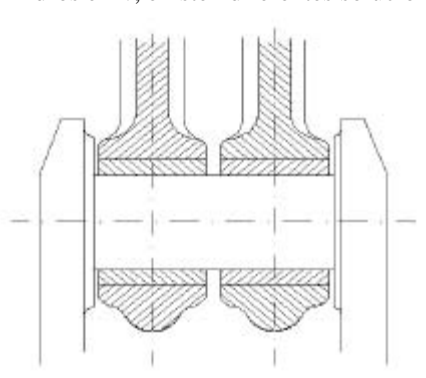


Fig. 12.68 Bielas adosadas

- Montaje de 2 bielas idénticas adosadas a la misma muñequilla del cigüeñal. Cada biela posee sus propios cojinetes y trabaja independientemente como una biela tradicional (Fig. 12.68). Para

evitar las deformaciones por flexión de las muñequillas, el espesor de las cabezas debe ser minimizado; también será necesario tener en cuenta el rozamiento entre las dos bielas, preparando las zonas de contacto para minimizar el desgaste de las piezas.

- Utilización de bielas en forma de horquilla (Fig. 12.69). La cabeza de la biela maestra tiene forma de horquilla, mientras que la biela secundaria se coloca en el interior de la horquilla, con lo que su forma será tradicional. En este montaje el cojinete es especial, ya que es solidario a la biela maestra y recibe en su periferia el giro de la biela secundaria; la velocidad de deslizamiento de la biela secundaria sobre el cojinete de la biela maestra es débil y corresponde al movimiento relativo entre las dos bielas. Es necesario prestar atención a la correcta fijación del cojinete y a la buena evacuación de calor.

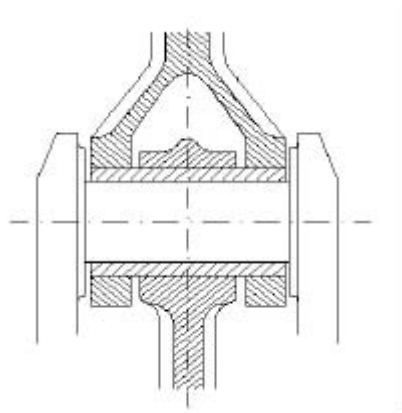


Fig. 12.69 Biela con forma de horquilla

- Sistema de biela y bieleta (Fig. 12.70). La biela maestra lleva siempre el cojinete, mientras que la biela secundaria se articula en un eje fijo montado en la cabeza de la biela maestra. La biela secundaria funciona como si en las dos extremidades tuviera un bulón de pistón, es decir, como si tuviera, en vez de una cabeza, dos pies de biela. Este tipo de montaje conduce a carreras ligeramente diferentes entre las dos líneas de cilindros.

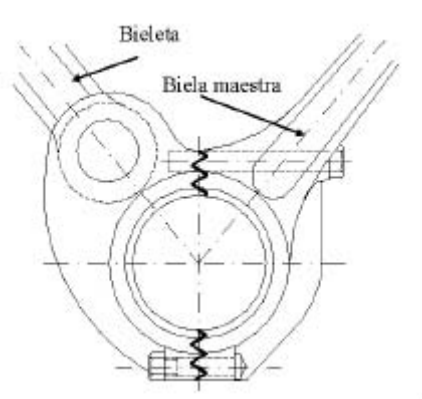


Fig. 12.70 Sistema de biela-bieleta

En todos los casos, la fijación de los sombreretes se puede realizar de diversas formas. Como se ha dicho anteriormente, el plano de unión puede ser recto o en algunos casos oblicuo. El sistema de fijación, mediante pernos o tornillos, dependerá básicamente del diseño general de la unión, de la disponibilidad física, de que la elasticidad no quede comprometida y sin presentar zonas de concentración de tensiones.

Los tornillos o pernos que unen el sombrerete a la biela deben ser lo suficientemente resistentes para soportar los esfuerzos de tracción y cizalladura a los que están sometidos. Su tamaño y disposición debe facilitar el montaje de las piezas y no interferir con los otros elementos móviles.

Con tal de facilitar el montaje, se usan una serie de muescas o estrías (Fig. 12.71) para centrar correctamente el sombrerete a la cabeza de la biela, y dar la suficiente resistencia a la unión para permitir una buena fijación de los mismos.

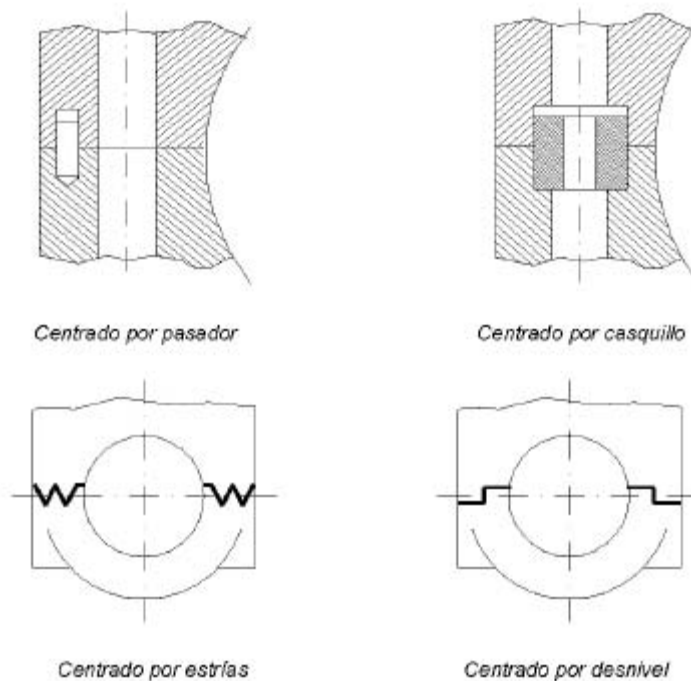


Fig. 12.71 Diferentes soluciones para asegurar el centrado del sombrerete

Finalmente, en algunos montajes, para reducir las pérdidas de rozamiento, montan la cabeza de la biela sobre el cigüeñal a través de rodamientos de bolas en vez de cojinetes. Las bolas del rodamiento giran sobre la cabeza de la biela y la muñequilla del cigüeñal; por este motivo, la biela y el cigüeñal deben ser realizados con una acero aleado del tipo Ni-Cr y posteriormente a través de proceso de endurecimiento superficial (cementación o nitruración) tratar la zona que trabajará como pista del rodamiento, para proporcionarle una elevada dureza superficial. La ventaja de esta solución constructiva, a parte de reducir las pérdidas por rozamiento, es la posibilidad de utilizar una bomba de aceite de menores dimensiones, ya que con la utilización de rodamientos las necesidades de lubricación se reducen de forma notable.

12.11 Cigüeñal

12.11.1 Funciones

El cigüeñal es un eje acodado que transmite la energía desarrollada durante la combustión hacia los elementos transmisores: embrague, caja de cambios, diferencial, en el caso de un vehículo.

En el cigüeñal se transforma el movimiento rectilíneo alternativo de la biela y el pistón en movimiento rotativo; es por lo tanto el primer elemento rotativo del motor, y todos los otros elementos rotativos están ligados a él mediante algún tipo de cadena cinemática: correas dentadas, cadena de piñones, engranajes, correas trapezoidales, etc.

Los principales elementos que arrastra el cigüeñal son: árbol de levas, bomba de aceite y agua, distribuidor de encendido, bomba de inyección de gasoil, alternador y otros.

El movimiento rotativo del cigüeñal se aprovecha en ambos extremos del mismo de la siguiente manera:

- La potencia principal se transmite por el lado donde está el volante de inercia y a través del embrague, a la caja de cambios.
- El otro extremo está reservado para transmisiones de potencia más modestas, para arrastrar todos los elementos auxiliares.

El cigüeñal debe asegurar en todo momento las siguientes propiedades:

- Resistencia mecánica a la rotura durante la vida del motor
- Resistencia al uso y sobretodo a la fatiga
- Trabajar silenciosamente, evitando las vibraciones de los cojinetes de sujeción
- Arrastrar correctamente todos los elementos auxiliares
- Transmisión regular y uniforme de la potencia a través del volante de inercia

12.11.2 Concepción del cigüeñal

La forma del cigüeñal depende del tipo de motor (MEP o MEC), el número de cilindros y la disposición de los mismos, ya que condiciona la longitud del cigüeñal y el número de muñequillas y el desfase que debe haber entre ellas. Otro factor importante es la necesidad de conocer las sollicitaciones a las que va estar sometido el árbol: su peso propio, el par resistente, fuerzas inerciales de origen alternativo y rotativo, fuerzas procedentes de la combustión, reacción de los órganos de transmisión, entre otros; que generan importantes esfuerzos de naturaleza diversa: flexión, torsión, vibraciones combinadas de flexión y torsión y rozamiento.

Del estudio de dichas cargas, muy complejo al tratarse de un sistema hiperestático, y de analizar como afecta en su funcionamiento, se puede prever la aparición de velocidades o armónicos críticos que se deben corregir mediante variaciones de masa (contrapesos) o con amortiguadores específicos de torsión y flexión (volante de inercia y damper). El cigüeñal debe poseer un buen equilibrio estático y dinámico de forma que al girar no origine esfuerzos inerciales perjudiciales.

También será necesario garantizar un desgaste prácticamente nulo de los cojinetes y del propio cigüeñal a través de una correcta distribución de las cargas, combinado con el material de los cojinetes y su lubricación.

Una vez asegurada la rigidez y la resistencia mecánica del conjunto, es necesario dirigir los esfuerzos en intentar minimizar las pérdidas por rozamiento en todo el árbol, ya que pueden representar el 30% de pérdidas por rozamiento del motor. La mejor forma de reducir el rozamiento es disminuyendo el diámetro nominal del cigüeñal, que conjuntamente con el aumento de prestaciones de los motores actuales, obliga a la utilización de materiales con altas características mecánicas. Actualmente, los cigüeñales se realizan con los siguientes materiales:

- Fundición con estructura esferoidal (GS), mediante colada. Presenta características mecánicas próximas a la de los aceros forjados pero más económicos. Para aumentar su resistencia mecánica es necesario realizar un tratamiento térmico de templado y revenido. Posteriormente, para mejorar y aumentar su dureza superficial es necesario aplicar un tratamiento de nitruración o templeado por alta frecuencia.
- Aceros aleados, mediante forja. Se le aplica un tratamiento térmico de templado y revenido para mejorar su resistencia y posteriormente se realiza un tratamiento superficial mediante nitruración o cementación para aumentar su dureza superficial.

En ambos casos, los radios de acuerdo, con la intención de minimizar la posibilidad de que se concentren tensiones en ellos, son finamente mecanizados y pulidos para aumentar su límite elástico y la resistencia a la fatiga.

Por otro lado, intentando reducir los esfuerzos de rozamiento, se ha intentado montar el cigüeñal sobre rodamientos de agujas o rodillos, lo cual requiere un sistema de lubricación particular por pulverización. El gran inconveniente de esta arquitectura es su coste y la dificultad de mantener operativo el conjunto durante toda la vida del motor.

12.11.3 Geometría del cigüeñal

La geometría del cigüeñal es complicada y se compone de las siguientes partes, como se observa en la figura 12.72.

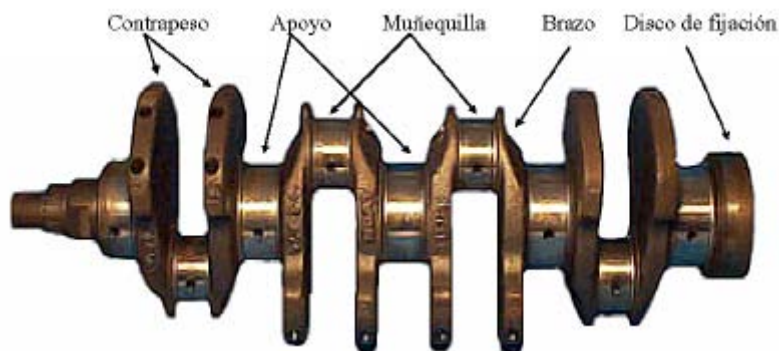


Fig. 12.72 Elementos que componen el cigüeñal

- *Apoyos*: Gorriones sobre los que se apoya el cigüeñal sobre el bloque motor mediante cojinetes. Los apoyos se encuentran centrados en el eje de rotación del árbol. Normalmente se numeran,

empezando por el más próximo al volante de inercia. El apoyo 1 es más ancho que el resto para poder soportar el volante de inercia que está en voladizo. En los MEC, con mayores presiones, se realizan más apoyos que en los MEP para asegurar la rigidez del cigüeñal.

- *Muñequilla*: Gorrón donde esta articulada la cabeza del la biela, es preciso intentar aligerar en lo posible este elemento (construcciones huecas), ya que está descentrada del eje de rotación. El aumento de su diámetro, junto a la reducción de su longitud, propician la rigidez del cigüeñal, aunque limitado por la presión máxima que pueden soportar los cojinetes.
- *Brazo*: Elemento que une las muñequillas con los apoyos.
- *Contrapesos*: Masas adicionales opuestas a los brazos para equilibrar las masas rotativas y disminuir la carga que deben soportar los cojinetes. Para facilitar el diseño y la fabricación del cigüeñal pueden ser postizas.
- *Disco de fijación para el volante*: Posibilita la fijación del volante de inercia y asegura la estanqueidad del aceite entre el bloque motor y el embrague conjuntamente con el retén de cigüeñal.

Las dimensiones de los apoyos, de los brazos y de las muñequillas se calculan en función de las cargas que los cojinetes pueden soportar, de la velocidad de giro y de los niveles de rigidez que debe mantener en todo momento el cigüeñal, para evitar deformaciones y vibraciones perjudiciales.

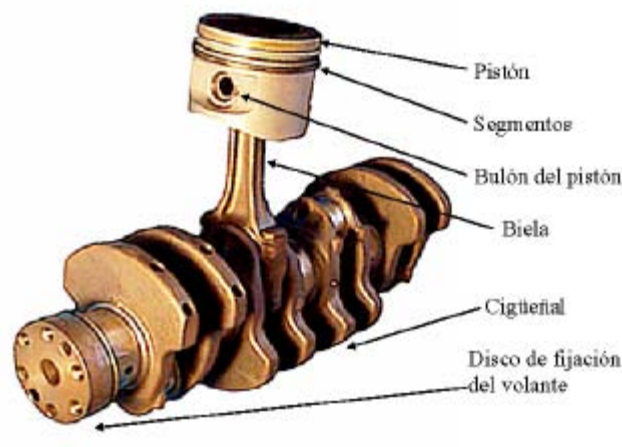


Fig. 12.73 Tren alternativo

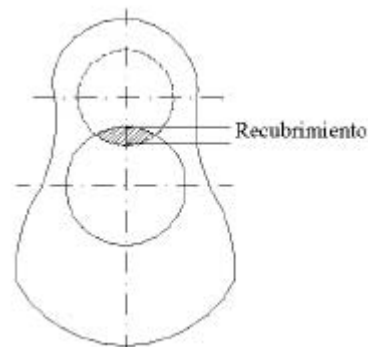


Fig. 12.74 Recubrimiento de un cigüeñal

Un parámetro que resume lo anteriormente dicho es el recubrimiento, que relaciona el radio de la muñequilla y el radio del apoyo con el radio de la manivela. El recubrimiento da una idea de la rigidez del cigüeñal, ya que si el recubrimiento aumenta, la rigidez es mayor. En la figura 12.74 se puede observar que la suma del radio de la muñequilla y del radio de apoyo son superiores al del radio de la manivela, con lo que el recubrimiento es positivo.

Uno de los puntos críticos del cigüeñal reside en los cambios de sección que hay entre la muñequilla-brazo y apoyo-brazo (Fig. 12.75); en estos puntos se concentran las tensiones y la resistencia a la fatiga queda muy comprometida. Para evitarlo es necesario realizar con gran cuidado unos radios de acuerdo (2-3 mm.) de gran calidad superficial, posteriormente se debe realizar un pulido profundo del conjunto, que mejora en un 100% el límite de fatiga en los cigüeñales realizados en fundición GS.

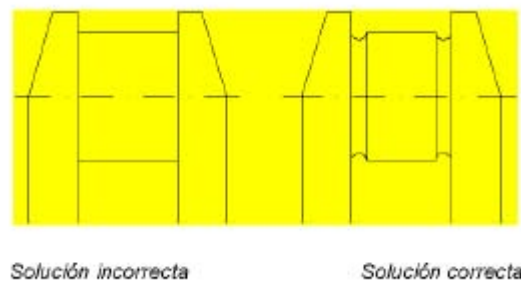


Fig. 12.75 Radios de acuerdo necesarios para evitar concentración de tensiones

Debido a la velocidad relativa existente entre el cigüeñal con el bloque y las bielas es necesario lubricar dichas uniones. Para lubricar las muñequillas y eventualmente alimentar los conductos de refrigeración realizados en el cuerpo de la biela se practican una serie de orificios que atraviesan el cigüeñal. Estos orificios deben comunicar los cojinetes de biela con los apoyos del cigüeñal, por donde se introducirá el aceite a presión (Fig. 12.76).

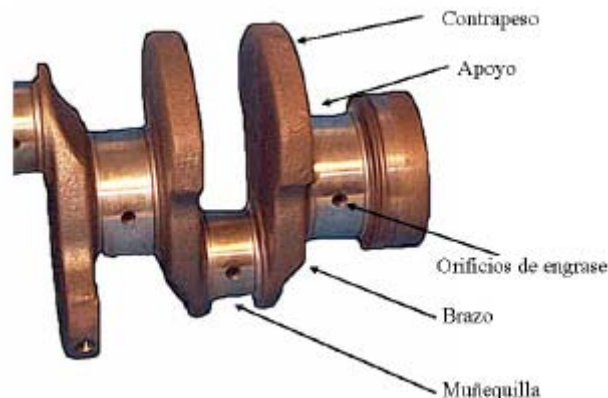


Fig. 12.76 Detalle de los orificios de lubricación del cigüeñal

Existen varias formas constructivas, pero todas ellas intentan seguir una pauta común; entre ellas destacan las siguientes (motor de cuatro cilindros):

- Lubricación de las cuatro bielas a través de un solo elemento: el cigüeñal
- Lubricación de cada muñequilla a través de un solo orificio
- Eventualmente, lubricación reforzada a través de conductos diametrales de los apoyos y en algunos casos de las muñequillas
- Intentar no debilitar la resistencia del apoyo 1, muy solicitado a torsión, ni el apoyo central (3), muy solicitado por las deformaciones por flexión del árbol

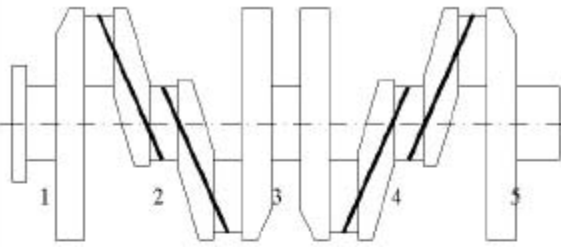
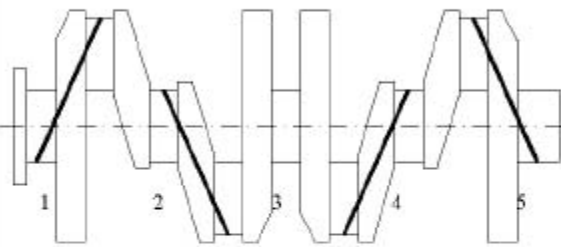
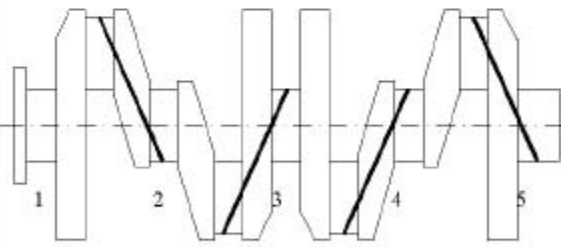
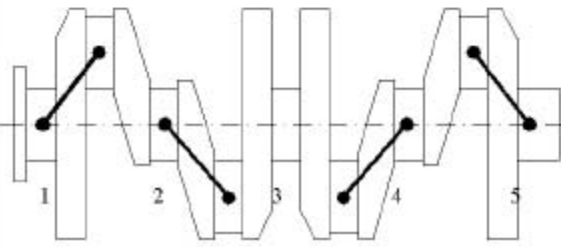
Diferentes disposiciones para lubricar el cigüeñal	Características
	<ul style="list-style-type: none"> • Permite maximizar los cojinetes en los apoyos 1 y 3. • No debilita el apoyo 1. • Taladro económico. • Débito de aceite limitado, un apoyo alimenta dos muñequillas.
	<ul style="list-style-type: none"> • Permite maximizar el cojinete del apoyo 3. • Buen débito de aceite, un apoyo alimenta una muñequilla. • Taladro económico. • Debilita el apoyo 1.
	<ul style="list-style-type: none"> • Permite maximizar el cojinete del apoyo 1. • Buen débito de aceite, un apoyo alimenta una muñequilla. • Taladro económico. • Debilita el apoyo 3.
	<ul style="list-style-type: none"> • Permite maximizar el cojinete del apoyo 3. • Buen débito de aceite, un apoyo alimenta una muñequilla. • Taladro caro. • Debilita el apoyo 1.

Fig. 12.77 Diferentes disposiciones del sistema de lubricación

El orificio de llegada de aceite a la muñequilla debe estar situado en una zona sin cargas y que no debilite su resistencia. Este punto solo se puede conocer a través de un estudio polar de cargas de la muñequilla.

En la figura 12.77 se recogen varias soluciones constructivas para realizar los orificios de lubricación en el cigüeñal, con sus ventajas e inconvenientes.

12.11.4 Elementos auxiliares

Con tal de mejorar el funcionamiento del cigüeñal e intentar eliminar o filtrar las elevadas vibraciones a las que está sometido, el cigüeñal dispone en cada uno de sus extremos de unos elementos que ayudan a realizar estas tareas. Se trata del volante de inercia y de un amortiguador de vibraciones torsionales, que recibe el nombre de *damper*.

a) Volante de inercia

El flujo de potencia procedente de la expansión de los gases no es constante ni uniforme. Para regular la transmisión del par se sitúa en un extremo del cigüeñal un volante que gracias a su gran inercia rotativa elimina el problema. Así pues, el volante absorbe el exceso de trabajo realizado por el motor en forma de energía cinética y lo restituye cuando este disminuye. Es decir, absorbe trabajo (impide que el cigüeñal se acelere) cuando el par motor es superior al par resistente y cede trabajo (impide que el cigüeñal se decelere) cuando el par resistente es superior al par motor; de esta forma, el cigüeñal gira siempre a la misma velocidad.



Fig. 12.78 Situación del volante de inercia

Las dimensiones del volante de inercia tienen que ser tales que no aumenten en gran medida las masas rotativas para que no limite las capacidades de aceleración del motor, mantenga correctamente el ralentí y no reduzca demasiado las frecuencias propias de vibración del árbol, ya que podrían perturbar el correcto arrastre de los elementos auxiliares y generar la aparición de peligrosos armónicos en la franja de utilización del motor.

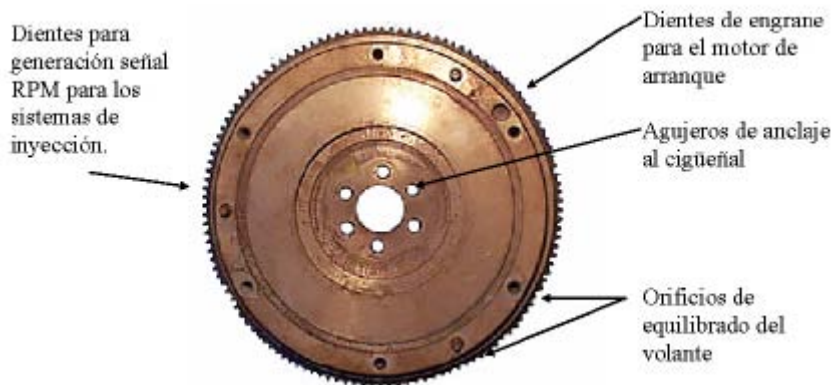


Fig. 12.79 Volante de inercia

Las uniones que hacen solidario el volante de inercia al cigüeñal deben ser resistentes a la rotura y no deben permitir la aparición de micromovimientos relativos que puedan generar un fenómeno de *fritting*-corrosión.

A través de la parte posterior del volante de inercia se comunica la potencia al embrague y gracias a una corona dentada situada en la periferia del mismo se puede acoplar el piñón de ataque del motor de arranque.

b) Damper

Debido al elevado número de vibraciones a las que está sometido el cigüeñal existe el riesgo de resonancia, ya que alguno de los armónicos de excitación puede ser múltiple de alguna de las frecuencias naturales de vibración. Para solventar esta situación es necesario minimizar en lo posible las fuentes de vibración, amortiguándolas cuando sea posible, al mismo tiempo se debe intentar aumentar la rigidez del cigüeñal y utilizar dentro de lo posible materiales con cualidades de amortiguadoras.

En algunos motores, para absorber las deformaciones torsionales del cigüeñal, especialmente presentes durante la aceleración y el frenado, se instala en el extremo opuesto al volante de inercia un dispositivo amortiguador de vibraciones torsionales, *damper*, formando parte de la polea de arrastre del generador y la bomba de agua.

Un *damper* (Fig. 12.80) está formado por una polea solidaria al cigüeñal al que se le fija lateralmente un disco de fricción. Contra este disco de fricción se aplica un pequeño disco o volante que se mantiene constantemente en contacto contra el disco de fricción a través de unos muelles colocados en la periferia del volante, como se puede apreciar en la figura 12.81. La polea gira solidaria al cigüeñal mientras que el volante sigue las fluctuaciones producidas por las vibraciones torsionales; la diferencia de velocidades relativas provoca la fricción entre los elementos generando una fuerza rozamiento que frena la tendencia de las vibraciones. Así pues, el proceso de funcionamiento básico es transformar, por rozamiento, la energía vibratoria en calor.



Fig. 12.80 Damper

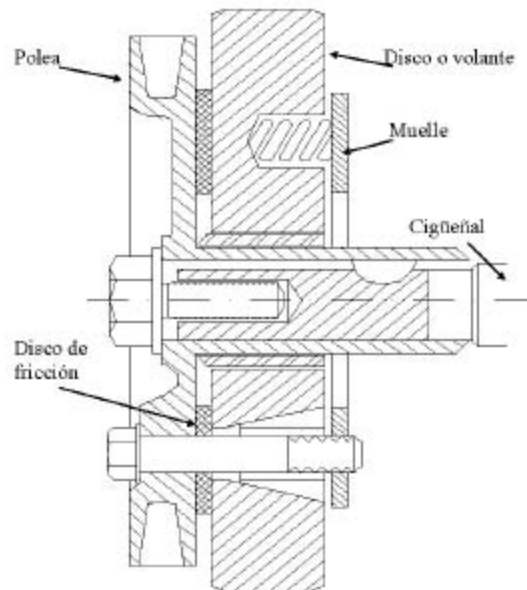


Fig. 12.81 Principales componentes de un amortiguador torsional o damper

12.12 Cojinetes

12.12.1 Funciones

La biela transmite los esfuerzos procedentes del pistón al cigüeñal. Todas las transmisiones de movimiento y energía se acompañan de forma inevitable por pérdidas de rozamiento, es decir, en energía perdida en forma de calor. Para permitir el movimiento entre elementos (biela-cigüeñal, cigüeñal-bloque) sin que se produzca un contacto directo entre ellos (metal-metal), que provocaría el gripado de la unión a causa de las elevadas cargas a las que están sometidos, y para minimizar las pérdidas de rozamiento, es necesario colocar en los apoyos y muñequillas del cigüeñal unos cojinetes de deslizamiento.

Los cojinetes, además de soportar elevadas cargas y relaciones de presión-velocidad severas, deberán asegurar una excelente difusión térmica con tal de evacuar el calor que se produce por rozamiento en el cojinete. Los cojinetes deben reunir las siguientes características:

- Resistencia al gripado, utilizando materiales no afines con el cigüeñal para evitar el riesgo de microsoldadura.
- Resistencia a la fatiga debido a los esfuerzos alternativos que recibe.
- Facilidad de incrustación, para facilitar la incrustación de las impurezas que transporta el aceite en el cojinete y así no dañen el cigüeñal.
- Conformabilidad, capacidad para absorber las pequeñas deformaciones producidas por leves desviaciones en la alineación de los elementos.
- Resistencia a la corrosión del material antifricción frente a los agentes químicos que pasan al cárter procedentes de la combustión, diluidos en el aceite.

La calidad de servicio de los cojinetes no depende únicamente de ellos mismos, su buen funcionamiento está en función de otros parámetros ajenos al propio cojinete, entre ellos destacan los siguientes:

- Rigidez del cigüeñal, especialmente de las muñequillas y apoyos
- Necesidad de una buena coaxialidad entre todos los apoyos
- Correcta lubricación
- Temperatura de trabajo del material antifricción, en ningún momento puede superar la temperatura de fusión de alguno de sus componentes
- Referentes al propio material antifricción, capacidad para soportar picos de presión y de esfuerzo

Un fallo en uno de los cojinetes conduce irremediamente a una avería grave del motor provocando su parada.

12.12.2 Concepción del cojinete

Actualmente se utilizan semicojinetes en las muñequillas y apoyos del cigüeñal para facilitar su fabricación y montaje. Los cojinetes están realizados sobre un soporte fino de acero dulce cuyo espesor puede variar entre 1 y 2 mm, sobre el cual se colocarán una o varias capas de material antifricción. El material antifricción puede ser diverso, en función de las cargas que deberá soportar el cojinete, y su espesor puede variar entre 0.05 y 0.55 mm. En las figuras 12.82a y 12.82b se pueden apreciar varias estructuras posibles para el recubrimiento de los cojinetes según el material antifricción utilizado.

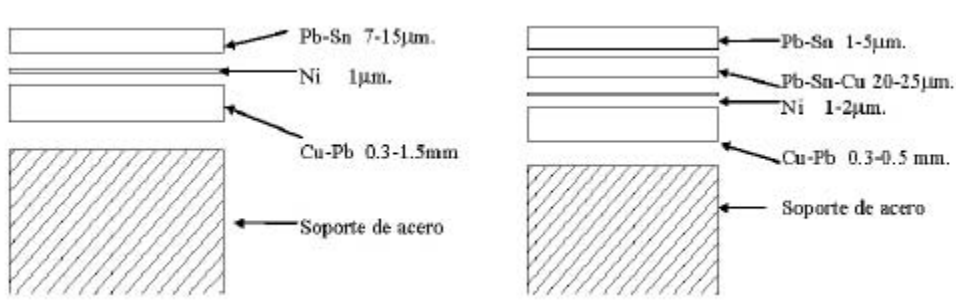


Fig. 12.82a Distribución de las capas de material antifricción (cupro-plomo)

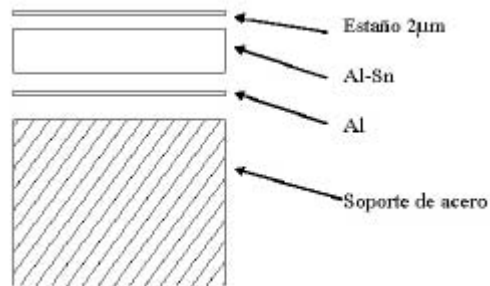


Fig. 12.82b Distribución de las capas de material antifricción (aluminio-estaño)

Como se ha visto anteriormente, el cojinete (Fig. 12.83) debe permitir la evacuación de calor que se produce durante el movimiento de los elementos, por lo que sufre una importante dilatación que no debe alterar en ningún modo su fijación. A tal efecto, en el dorso de los semicojinetes se coloca una lengüeta de posición y uno o dos perfiles para asegurar un perfecto montaje y anclaje del mismo en su alojamiento. Es absolutamente necesario que el cojinete permanezca totalmente inmovilizado en el sentido de rotación del árbol en todas las condiciones de carga y funcionamiento. Estas condiciones de montaje se obtienen mediante un correcto esfuerzo de apriete de los sombreretes contra los semicojinetes, de tal forma que queden totalmente inmovilizados en su alojamiento.

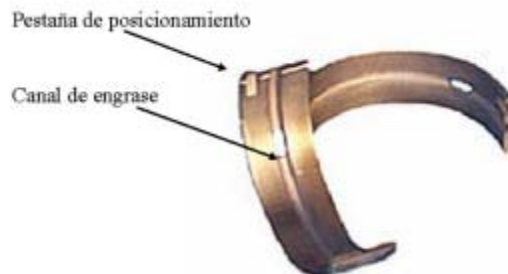


Fig. 12.83 Semicojinetes de fricción

Es necesario diseñar correctamente la forma y situación de las ranuras de engrase del cojinete para asegurar la correcta lubricación del mismo, ya que de la eficacia del sistema de engrase depende en gran parte la conservación geométrica y el correcto rodaje del cojinete.

El tipo de material antifricción utilizado dependerá en gran medida de los esfuerzos que deberán soportar los cojinetes, entre ellos destacan los siguientes:

- Metales dúctiles con excelentes características antifricción. Su uso está limitado a árboles que soporten cargas moderadas ya que no soportan elevadas cargas. No pueden ser utilizados en árboles que han recibido un tratamiento superficial de endurecimiento, ya que abrasarían el material antifricción.
- Polvos de cupro-plomo al 70% de cobre. Tienen la capacidad de soportar elevadas cargas y presiones, pero precisan de un sistema de lubricación propio, otro inconveniente es que reaccionan muy mal a la corrosión, por lo que deben ser recubiertos.

Es importante cuidar el diseño del habitáculo del cojinete (Fig. 12.84) en el bloque motor para que éste quede perfectamente asentado.

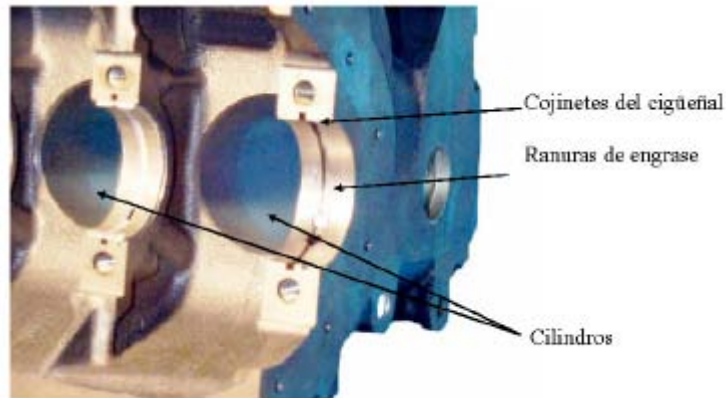


Fig. 12.84 Habitáculo del cojinete en el bloque

Tabla 12.7 Principales materiales antifricción y sus características

Propiedades	Materiales antifricción						
	Pb	Sn	Cupro-plomo			Al-Sn	Cd Ag
			1	2	3		
Resistencia Mecánica	-	-	+	++	+		
Resistencia Grijaje	++	++	+	-	-	-	
Resistencia Corrosión	+	+	!	!	!	+	
Resistencia Temperatura	-	-	+	+	+	+	
Conformabilidad	++	++	+	+	+	+	
Absorción partículas	+++	+++	++	+	0	0	
Adherencia al soporte	+++	+++	++		+		
Composición	Pb: 80% Sn: 7-8% Sb: 10%	Sn: 85% Sb: 10% Cu: 4% Pb	Cu: 70% Pb: 30%	+70%	-30%	Al: 80% Sn: 20%	Cd: 98% Ni: 1.5% Ag
Temperatura de fusión	Sn: 230° Pb: 327°	Sn: 230° Sb: 320°	Pb: 327° Cu: 1083°	Al: 660°	Cd: 765° Ag: 960°		

En la tabla 12.7 se recogen los materiales más utilizados, así como sus principales propiedades y características.

Es importante destacar la necesidad de conocer en cada caso la temperatura de trabajo del cojinete, ya que si se supera la temperatura de fusión de cualquiera de los materiales que forman la capa antifricción, se producirán fusiones locales que a su vez formarán microgrietas y porosidades en donde se concentrarían tensiones que permitirían inicios de degradación.

13 Distribución 4T

13.1 Introducción

En los motores de 4T, la abertura y cierre de los conductos de la cámara de combustión puede conseguirse de dos maneras: o bien mediante válvulas, o bien mediante correderas. La ventaja principal del sistema de distribución por válvulas, el más usado en este tipo de motores, es el cierre hermético que se produce en la cámara de combustión. Esta estanqueidad se obtiene gracias a los órganos de mando y a la presión de los gases sobre la válvula.

En la distribución por correderas, los colectores de admisión desembocan en la cámara de combustión en forma de ranura, éstas son abiertas y cerradas a través de las correderas en continuo movimiento lineal, alternativo o rotativo, a diferencia del sistema de distribución que utiliza válvulas, las cuales, durante el tiempo de trabajo, se mantienen inmóviles. A pesar de esto, la distribución por correderas tiene ciertas ventajas sobre la de válvulas, sobre todo en los motores de cuatro tiempos, los cuales tienen mayores secciones de paso y, por tanto, mejor rendimiento volumétrico.

Uno de los problemas principales de la distribución de los actuales motores de cuatro tiempos es su falta de regulación. Sea cual sea el régimen de giro del motor y la posición del acelerador, las válvulas se abren y cierran cuando el pistón se halla en su misma posición. Los sistemas de distribución variable permiten variar estos ángulos y la altura de alzamiento de las válvulas y poco a poco estos nuevos sistemas de distribución van introduciéndose en el mundo de la industria del motor.

13.2 Distribución por correderas

Se han realizado varios intentos para poder prescindir de las válvulas, pero no han tenido éxito. A pesar de todo, con este tipo de distribución se consigue un mejor llenado del cilindro, gracias a las secciones de paso mayores y al poco recalentamiento de la carga fresca, obteniendo unos mejores rendimientos volumétricos.

Hay dos tipos de distribución por correderas:

- por correderas lineales (camisas), que deslizan al cilindro
- por correderas rotativas, aplicados generalmente a la culata

13.2.1 Distribución por camisa corredera

El motor más importante de este tipo que se ha fabricado en grandes series es el de la casa inglesa Bristol-Siddeley (hoy en día aún se fabrica como motor de aviación Hércules).

La camisa se mueve, tanto en sentido longitudinal como en el de giro, por una manivela perpendicular al eje del cilindro, la cual gira a la mitad de las revoluciones del cigüeñal (Fig. 13.1). La corredera tiene cuatro lunetas o lucernas, de las cuales una es de admisión y dos de escape, mientras la cuarta trabaja alternando admisión y escape. De este modo, se tienen mayores secciones de paso que en la distribución por válvulas. Aun así, la camisa corredera, debido a sus estrechos límites de tolerancia de cotas y formas, es una pieza cara. Además, estas piezas con movimiento alternativo son poco deseables debido a las fuerzas de inercia que generan; pero a cambio, se puede conseguir una buena estanqueidad a base de segmentos.

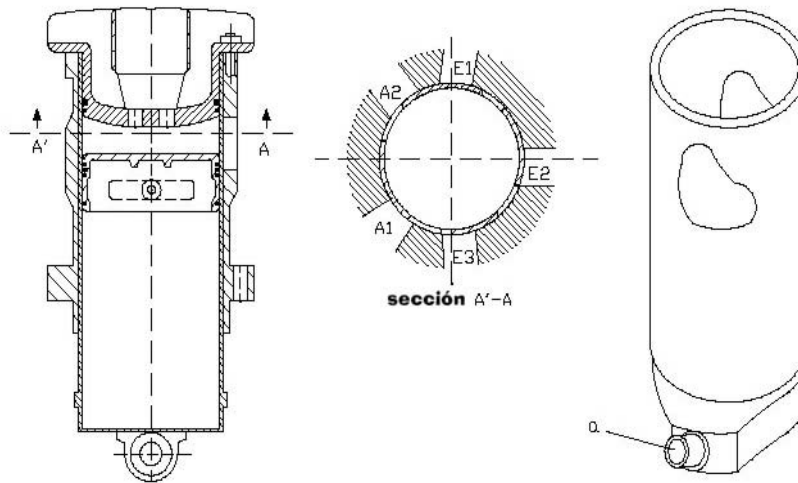


Fig. 13.1 Distribución por camisa corredera

La figura 13.1 muestra un esquema de este tipo de distribución en el motor de aviación Hércules, con la sección donde pueden observarse las lucernas de admisión y escape. La figura de la derecha es la camisa corredera, donde *a* es la articulación de bola donde se agarra el muñón de la manivela de accionamiento.

13.2.2 Distribución por corredera giratoria

Este tipo de correderas no tienen masas en movimiento alternativo, lo cual representa una ventaja respecto a la distribución por válvulas, pero tienen el inconveniente de que no es posible conseguir estanqueidad a base de segmentos. Debido a este problema, no se ha construido ningún motor de este tipo en gran serie hasta el momento. Además de la estanqueidad, también existen problemas de lubricación en todos los motores con correderas giratorias. De éstos se distinguen, principalmente, los siguientes tipos:

a) Correderas giratorias por cilindro, dispuestas de diferentes formas. La figura 13.2 muestra un esquema del sistema Cross para este tipo de distribución donde, a través de *a* se produce la admisión, a través de *b* es el escape y *c* es la corredera giratoria del cilindro.

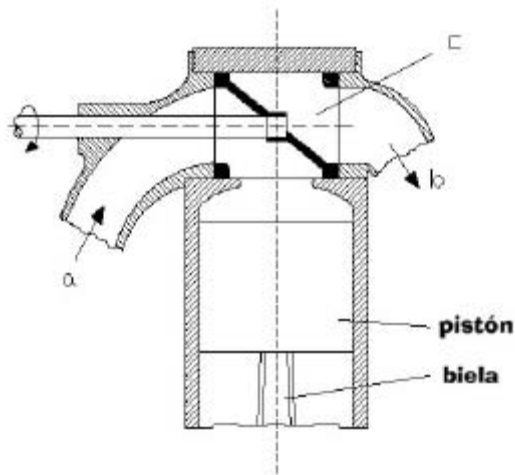


Fig. 13.2 Distribución por corredera giratoria de cilindro

b) Correderas giratorias por cono. La estanqueidad no es tan complicada, pero con el tiempo desgasta su sillín. La figura 13.3 muestra un esquema del sistema Aspin para este tipo de distribución donde: en *a* se produce la admisión, en *b* el escape, *c* es la bujía, *d* es la corredera giratoria de cono, *e* es la culata y *f* es la camisa del cilindro.

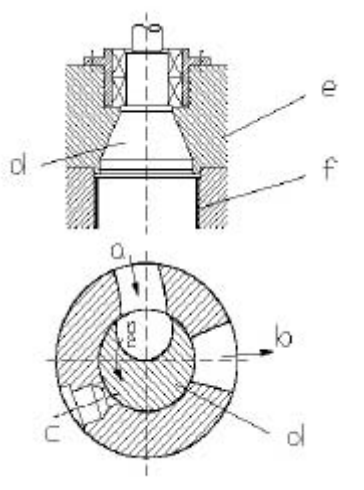


Fig. 13.3 Distribución por corredera giratoria de cono

c) Correderas giratorias planas. La estanqueidad es satisfactoria, gracias a la corredera en forma de arandela, colocando anillos obturadores y segmentos a la pieza instalada en los canales de paso de los gases. La figura 13.4 muestra la distribución por corredera giratoria plana tipo DVL donde: en *a* se produce la admisión, en *b* el escape, *c* es la corredera giratoria plana, *d* es la junta de estanqueidad, *e* es la pieza porta segmentos con los segmentos y *f* es la culata.

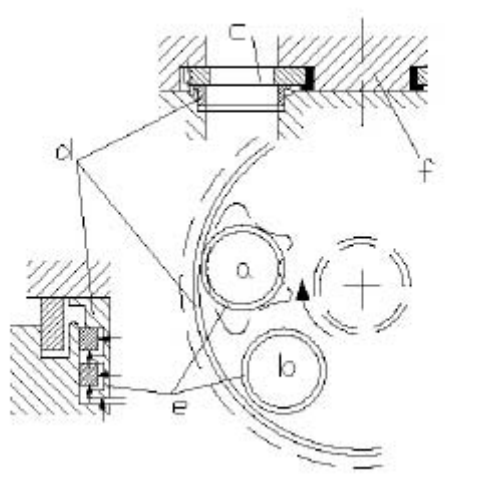


Fig. 13.4 Distribución por corredera giratoria plana

En resumen, el hecho de prescindir de las válvulas presenta teóricas ventajas como son:

- Con distribuidor rotativo, al eliminarse piezas que realizan movimiento alternativo, teórica y mecánicamente, existe la posibilidad de obtener elevadas revoluciones sin los inconvenientes causados por las fuerzas de inercia de los elementos en movimiento.
- Funcionamiento mecánico silencioso.
- Aumentar el rendimiento volumétrico, gracias a unas mayores secciones de paso.

Pero a la práctica, estos sistemas presentan los siguientes inconvenientes:

- Dificultades de hermeticidad
- Dificultades de refrigeración y lubricación del distribuidor
- Dificultades de arranque debido al roce de las extensas superficies en contacto
- Dificultades en la refrigeración del pistón en el caso de camisas correderas
- Bajo rendimiento mecánico

13.3 Distribución por válvulas

Para un motor de 4T cada fase coincide, aproximadamente, con una carrera del pistón y cada ciclo corresponde a dos vueltas del cigüeñal. La función de la distribución será, entonces, provocar la apertura y cierre de las válvulas con esta frecuencia, y según una ley que favorezca un mejor llenado, así como la mejor evacuación de los gases residuales de la cámara de combustión.

La distribución, en este caso, está formada por una cadena cinemática que empieza con el cigüeñal, que transmite su movimiento al árbol de levas mediante la transmisión, de manera que el árbol gira a la mitad de las revoluciones que el cigüeñal. Las levas, dispuestas a lo largo del árbol, son las encargadas de dar movimiento a las válvulas, permitiendo la entrada de carga fresca y la salida de los gases quemados en la cámara de combustión.

El conjunto es un sistema elástico que se deforma debido a las fuerzas a las que está sometido durante su funcionamiento. No debe ser muy rígido, porque si no se crearían cargas excesivas; ni muy flexible, porque, en este caso, la válvula no cumpliría su cometido.

En el momento de diseñar el sistema de distribución ha de procurarse que cumpla los siguientes requisitos:

- Funcionamiento lo más silencioso posible
- Sincronización de apertura y cierre de la válvula
- Mínimo desgaste para evitar inexactitudes de funcionamiento

13.3.1 Disposición

El tipo de sistemas de distribución para válvulas están determinados por las posiciones, dentro del motor, de las válvulas y el árbol de levas.

Respecto a la posición de las válvulas, se distingue entre válvulas laterales o en *L*, si están situadas al lado del cilindro, y válvulas en cabeza o en culata, cuando están dispuestas en la parte superior del cilindro.

El accionamiento del árbol de levas y la manera de accionar las válvulas están determinados por la posición del árbol de levas en el motor. Éste puede colocarse lateralmente (alojado en el bloque), o bien en cabeza (sobre la culata).

Las válvulas laterales se usan actualmente solo en motores de baja relación de compresión, por tanto con cámaras de combustión relativamente grandes; a pesar de este hecho, se simplifica el mando de la válvula porque el taqué puede accionarla directamente.

Tanto en la figura 13.5 como en las siguientes de este apartado, el término regulación se refiere a la situación de la regulación de los juegos del sistema de distribución, los cuales se detallarán con posterioridad.

Este tipo de distribución requiere que la cámara de combustión, además de sobre el pistón, esté situada sobre las válvulas, con lo cual se produce un aumento del peligro de detonación y una mayor superficie de evacuación del calor. Todo esto provoca que las prestaciones sean inferiores. Además, la distribución con válvulas en *L* obliga a una disposición del árbol de levas lateral, en la parte inferior del bloque, cosa que no resulta del todo favorable.

En los sistemas de válvulas en cabeza, éstas están situadas en la culata, en la parte superior de la cámara de combustión. Estos sistemas permiten una forma más compacta y racional de la cámara de combustión, pero presentan dificultades en el mando de las válvulas por la necesidad de introducir más elementos entre la leva y la válvula.

Antiguamente, la disposición del árbol de levas más general era la lateral en el bloque motor. En este tipo de accionamiento, se producen grandes movimientos alternativos de masas, debido a la necesidad de la presencia de taqués, empujadores, balancines y las propias válvulas; todas estas masas en movimiento alternativo provocan que la cadena cinemática tenga un mayor desgaste y sea más sensible a dilataciones e inercias.

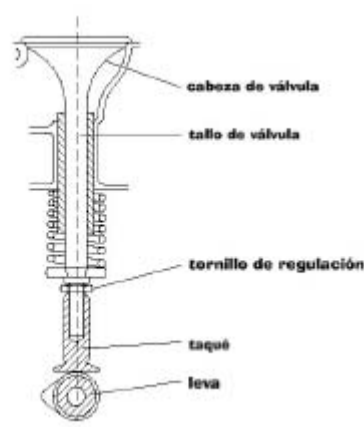


Fig. 13.5 Disposición lateral de la válvula

En la figura 13.6 se observa este tipo de disposición, cuyo esquema izquierdo presenta las válvulas dispuestas lateralmente.

La disposición del árbol de levas en cabeza no presenta problemas de inercia; es por este hecho que es preferible utilizarlo para motores con un régimen elevado de revoluciones (las fuerzas de inercia aumentan con el cuadrado del régimen de giro).

El árbol de levas en la culata conlleva, además, una mayor precisión en la sucesión de las fases del diagrama de distribución, debido a que las levas pueden actuar directamente sobre las válvulas o bien mediante palancas cortas de accionamiento. En la figura 13.7 se muestran los esquemas más habituales con el árbol de levas dispuesto de forma superior.

Existen dos modalidades en la instalación del árbol de levas en cabeza: con un único árbol de levas, las cuales accionen los taqués de todas las válvulas (directamente o mediante palancas), o bien, con dos árboles de levas (uno para las válvulas de admisión y uno para las válvulas de escape). De esta manera se aumenta el rendimiento volumétrico y la cámara de combustión se aproxima más a la geometría ideal (esférica).

Hasta el momento, en los MEP se tiende a utilizar el árbol de levas en cabeza, mientras que en los motores Diesel, el montaje del árbol de levas se realizaba de forma lateral. Además, en los motores con los cilindros dispuestos en V es necesario colocar el árbol de levas en el espacio libre entre los cilindros inclinados.

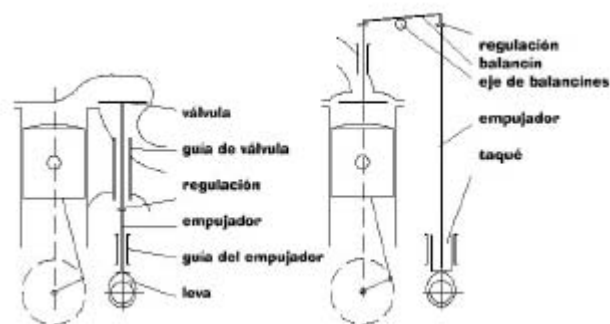


Fig. 13.6 Disposición lateral del árbol de levas

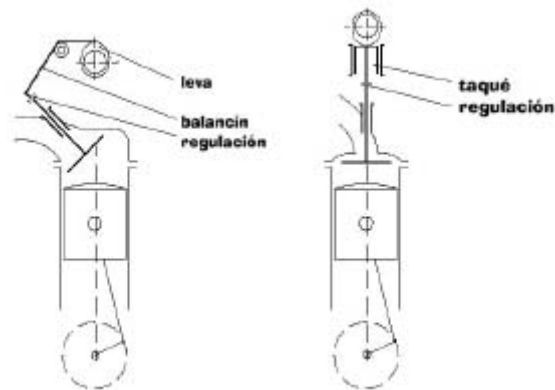


Fig. 13.7 Disposición en cabeza del árbol de levas

13.3.2 Influencia del tipo de cámara de combustión

Independientemente del tipo de cámara de combustión, cilíndrica, triangular (en forma de cuña) o hemisférica, prácticamente todos los motores de automoción llevan instaladas las válvulas en cabeza, aunque con variaciones en su disposición.

En motores con cámaras cilíndricas y triangulares, las válvulas generalmente se colocan formando una fila paralela al eje longitudinal del motor (válvulas en línea), aportando un accionamiento más sencillo. De este modo, los ejes de las válvulas de admisión y de escape son paralelos a este tipo de cámaras. Además, con el fin de aumentar el diámetro de las válvulas, las cámaras de combustión a menudo sobresalen del contorno del cilindro. A pesar de este hecho, los diámetros relativos de las válvulas de admisión (diámetro de la válvula de admisión / diámetro del pistón) en estos dos tipos de cámara son un poco menores que los de las cámaras hemisféricas.

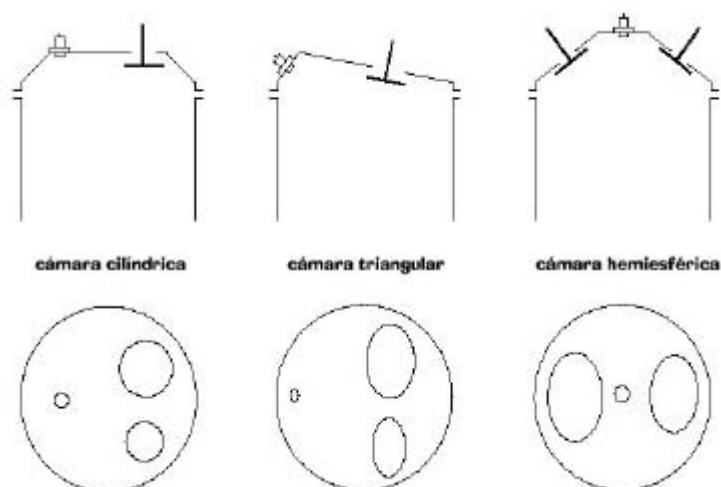


Fig. 13.8 Disposición de las válvulas en función del tipo de cámara de combustión

Cuando la cámara de combustión es hemisférica, las válvulas suelen instalarse en el plano transversal del motor, ya que cuando se colocan en el plano longitudinal es necesario alargar los conductos de admisión y se complica el mecanismo de accionamiento.

Las válvulas en el plano transversal se sitúan formando un cierto ángulo respecto a la dirección de movimiento del pistón; el ángulo de las válvulas de admisión, en general, es igual al ángulo de las de escape, a pesar que al aumentar el ángulo de inclinación de la válvula de admisión se consigue una forma más suave del conducto y, por tanto, una disminución de las resistencias aerodinámicas.

En cambio, cuando las válvulas están en el plano longitudinal, el ángulo de inclinación de su eje no influye, prácticamente en la forma de los conductos. Esta geometría es la más apropiada, ya que permite una mayor sección de paso de las válvulas, aumentando el rendimiento volumétrico. En contrapartida, su fabricación se encarece y, por tanto, se usa en motores de elevadas prestaciones.

En motores de gasolina con los conductos de admisión con entrada helicoidal en la cámara de combustión, se utilizan cámaras de combustión simétricas, a menudo con cavidades cilíndricas o cónicas en la cabeza del pistón, con la finalidad de incrementar la turbulencia y consecuentemente la velocidad de propagación del frente de llama. Aquí las válvulas se disponen, de forma general, verticalmente o con una pequeña inclinación.

13.3.3 Mecanismo para el accionamiento

La transmisión del movimiento del cigüeñal al árbol de levas puede efectuarse de diferentes maneras:

- Engranajes cilíndricos con dientes oblicuos
- Engranajes cónicos con barras de torsión intermedios
- Cadenas metálicas de diferentes tipos
- Correas dentadas de neopreno reforzado

Cuando el árbol de levas está en disposición lateral, éste se encuentra próximo al cigüeñal, por la cual la transmisión se simplifica, pudiéndose utilizar un par de engranajes, o bien, una simple cadena. Los engranajes utilizados son cilíndricos con dientes oblicuos, pero cabe destacar que son una fuente de ruido mecánico. Generalmente, se prefiere el uso de cadenas de corrones, a pesar de que también hay distribuciones por cadenas dentadas, las cuales tienen un movimiento poco ruidoso, incluso después de mucho tiempo de trabajo.

Si el árbol de levas está en disposición superior (en culata), la distancia del cigüeñal al árbol de levas hace necesario el uso de un gran número de engranajes cilíndricos, lo cual provoca dificultades de disposición coaxial e incrementa el nivel de ruido. Para solucionarlo, la transmisión se efectúa mediante cadenas de cartuchos de metal y corrones (en motores con grandes distancias entre ejes), con engranajes cónicos con ejes de torsión intermedios o mediante correa dentada. En la actualidad, el sistema de transmisión más utilizado es el de correa dentada, gracias a su sencillez y al bajo nivel de ruido que conlleva.

La figura 13.9 muestra tres tipos de mecanismos; el primero, empezando por la izquierda, es una distribución por correa dentada y árbol de levas en cabeza, el segundo y tercero son con árbol de levas lateral, respectivamente, mediante engranajes y cadena.

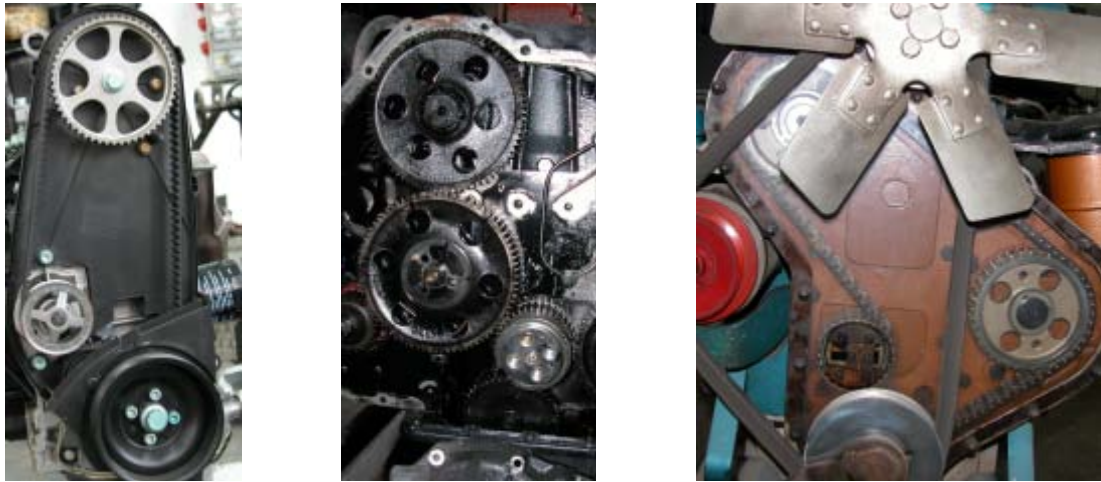


Fig. 13.9 Mecanismos de accionamiento del árbol de levas

Cuando la distancia entre los ejes es pequeña, como en el caso del árbol de levas en disposición lateral, en general no se requieren guías ni dispositivos de tensado. Pero con el árbol de levas en cabeza las transmisiones por cadena llevan instalados unos dispositivos tensores para tensarla y compensar el desgaste de los anillos de la cadena y el inevitable alargamiento que se produce durante su explotación. Además, se hace necesario guiar los brazos libres de la cadena con el fin de evitar las vibraciones que se producen en ésta a causa de los momentos variables que se transmiten y de la irregularidad de giro del árbol de levas.

Estos dispositivos tensores pueden ser de corrón o patinadores y la fuerza de tensión es dada, o bien por muelles, o bien por la presión hidráulica del mismo sistema de lubricación del motor.

13.4 Elementos del sistema de distribución por válvulas

El sistema de distribución se acciona al recibir el árbol de levas el movimiento de giro del cigüeñal, de tal manera que por cada dos vueltas del cigüeñal, el eje de levas da tan solo una.

Sobre las levas excéntricas se apoyan los taqués, transformándose el movimiento rotativo de las levas en el alternativo de los taqués que hacen de soporte a las varitas empujadoras, las cuales transmiten su movimiento a los balancines, el extremo opuesto de los cuales actúa sobre la cola de la válvula, superando la fuerza del muelle en la apertura de la válvula.

A pesar de esto, la transmisión del movimiento de la leva a la válvula puede realizarse, también, usando únicamente el taqué. Por ejemplo, hay motores en que las válvulas de un tipo, o bien las de admisión, o bien las de escape, se accionan mediante varitas de empuje o balancines, y las válvulas del otro tipo se accionan directamente con el taqué.

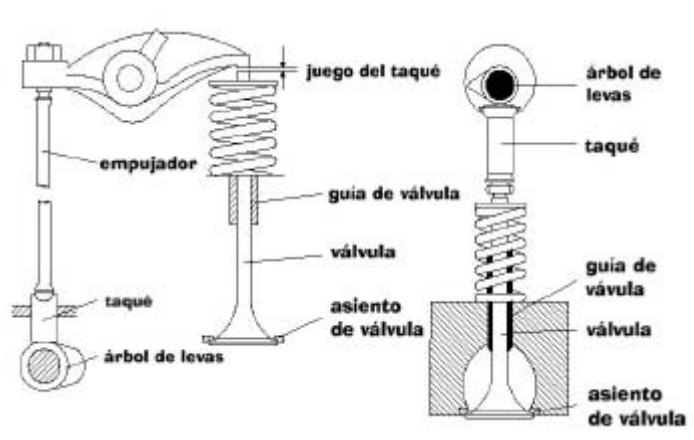


Fig. 13.10 Esquema del sistema de distribución

En la figura 13.10 se muestran las piezas más importantes del sistema de distribución. El esquema de la izquierda muestra el árbol de levas lateral, mientras que el esquema de la derecha lo sitúa en cabeza. Se observa como, con el árbol de levas situado sobre el cilindro, el conjunto del sistema de distribución se simplifica.

13.4.1 Árbol de levas

Es el eje encargado de gobernar la apertura y cierre de las válvulas mediante levas excéntricas. Además de esta función principal, también puede accionar otros dispositivos, como dar movimiento al distribuidor de encendido, así como a las bombas de gasolina, aceite y otros.

Las levas pueden estar forjadas o fundidas conjuntamente con el árbol de levas, el cual debe tener gran rigidez y debe ser lo suficientemente resistente para absorber los esfuerzos flexores, la torsión y las vibraciones que se producen durante su funcionamiento. Con el fin de obtener la dureza requerida en la superficie de las levas, éstas se someten, o bien a una cementación, o bien a un templado superficial local, por inducción o flameado, hasta conseguir una penetración de entre unos 1.5 y $2 \mu\text{m}$.

Los árboles construidos con un proceso de forja tienen mejores propiedades mecánicas, pero son más costosos, ya que conllevan la generación de mayores excedentes de material. Por este motivo, solo se usan en motores de altas prestaciones donde están sometidos a elevadas sollicitaciones. Para el resto de los motores, los ejes de levas se construyen a través de fundiciones especiales (nodular).

Existen diversos criterios sobre cuál es la mejor combinación de materiales taqué-leva y sobre el tipo de lubricante a utilizar entre ellos. Una de las soluciones más satisfactorias se ha obtenido al combinar un árbol de levas de acero aleado con un taqué de acero endurecido, pero nunca la combinación inversa.

El tamaño de las levas limita las dimensiones del árbol de levas, el cual debe tener amplios soportes con el fin de evitar la flexión. Habitualmente, se colocan de dos a cuatro soportes de apoyo, dependiendo de la longitud del eje.

Cuando el eje se monta en el bloque, los cojinetes están enteros y el árbol se instala introduciéndolo por la pared frontal del motor y su último apoyo pasa sucesivamente a través de todos los cojinetes. En cambio, con los árboles de levas en culata, los cojinetes pueden ser desmontables.

Los árboles de levas deben fijarse para poder contrarrestar los esfuerzos axiales que se producen como consecuencia del engranaje helicoidal u oblicuo, de manera que la posición del engranaje conducido se mantenga invariable en su posición.

13.4.2 Perfil de leva

Teóricamente, interesaría que la apertura y cierre de las válvulas fuera casi instantánea y que, una vez obtenido el máximo desplazamiento, estuvieran abiertas el mayor tiempo posible. Pero existen tres limitaciones para esta tecnología que imponen una apertura y cierre gradual:

- Solicitaciones mecánicas
- Son necesarios resortes de mayores dimensiones
- Funcionamiento silencioso

Las levas han de diseñarse de tal manera que los arcos de apertura sean más amplios que los grados de giro definidos por las fases teóricas de admisión y escape, a fin de que, una vez el conjunto del mecanismo absorba el máximo juego, se inicie la apertura o finalice el cierre. De hecho, las cotas o el diagrama de distribución viene referenciado a una posición de válvula de 1 mm respecto al sillín.

En general, en el perfil de una leva se distinguen cuatro tramos (Fig. 13.11): uno circular, que forma parte del círculo base y corresponde al periodo en que la válvula permanece cerrada; dos tramos rectilíneos o curvilíneos, de radio constante o variable, tangentes al interior; y un tramo curvilíneo de radio constante correspondiente a la máxima apertura de la válvula (cabeza o cresta de leva).

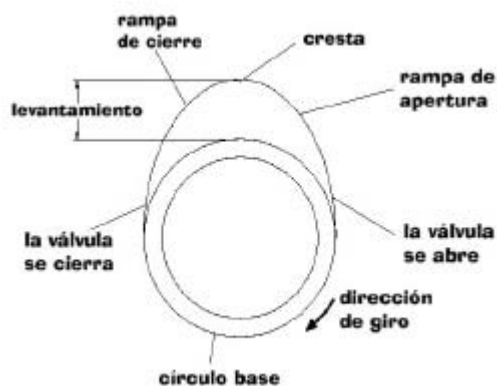


Fig. 13.11 Perfil de una leva y sus tramos

Suponiendo que los juegos de todo el mecanismo fueran nulos, la válvula empezaría a levantarse cuando se iniciara el contacto del talón o corrón con el flanco de la leva (punto de tangencia entre círculo base y

flanco), y se volvería a cerrar en el punto correspondiente al lado opuesto (suponiendo un perfil de leva simétrico). Los perfiles asimétricos son comunes en aplicaciones de aeronáutica y en general en aplicaciones de alta velocidad. Según el tipo de flanco, existen diferentes tipos de perfiles de levas:

- De flancos rectilíneos, que dan lugar a la leva tangencial
- De flancos cóncavos que, juntamente con los rectilíneos, se usan con empujadores de corrones y balancines. Este tipo de perfil, poco usado, se conoce como de aceleración constante, aunque esta condición no pueda llevarse a la práctica, añadiéndose el encarecimiento de su fabricación.
- De flancos convexos (que constituyen la leva harmónica o proporcional), usados para el mando de empujadores de talón plano, convexos o de corrones.

Al dibujar sobre un sistema de coordenadas las leyes del levantamiento, velocidad y aceleración de la válvula respecto al ángulo de rotación, se obtiene un diagrama como el que se muestra en la figura 13.12. Los valores que aparecen en el gráfico corresponden a un motor a 5000 rpm con una masa de válvula de 100g. Las fuerzas que se transmiten a la válvula son de 480N para una aceleración máxima de 4800 m/s^2 y de 165N para una aceleración mínima de 1645 m/s^2 .

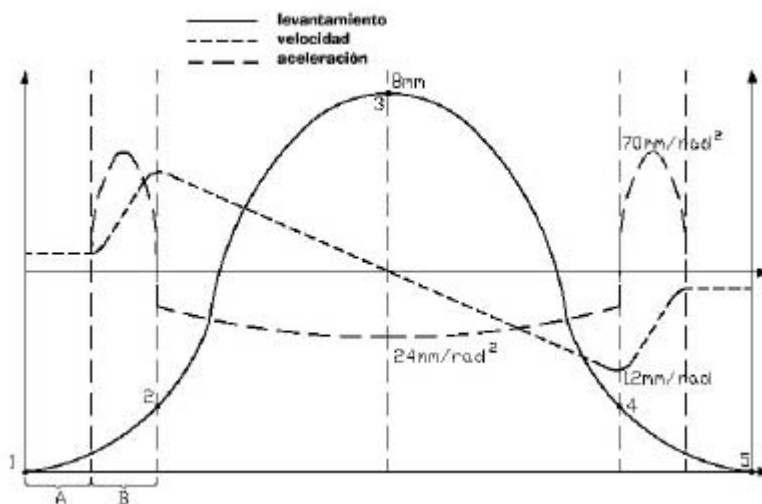


Fig. 13.12 Diagrama de levantamiento, velocidad y aceleración de la válvula

La zona A del diagrama corresponde a la zona donde los juegos son absorbidos. Éstos son necesarios para permitir las dilataciones y desgastes de las piezas del mecanismo, así como para que la válvula se apoye firmemente sobre su sillín. Esta zona se conoce como *rampa de leva* y se calcula experimentalmente. Hasta el punto 2, donde termina el flanco de leva, el movimiento del empujador es acelerado, mientras que del punto 2 al 3 se produce una desaceleración. Esta aceleración negativa viene dada por la fuerza del muelle; si ésta es muy brusca, puede perderse el contacto entre la leva y el taqué.

El recorrido de la leva debe diseñarse de tal forma que absorba cualquier juego del taqué mediante una rampa de leva que proporcione una velocidad de elevación constante (zona A de la Fig.13.12). Aunque esta rampa también puede diseñarse para dar un aumento de la aceleración constante.

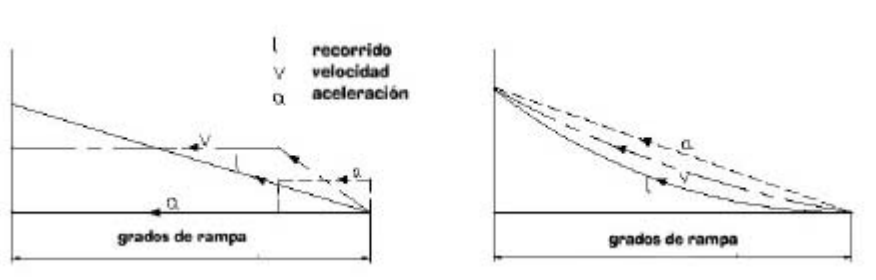


Fig. 13.13 Posibles rampas de aceleración

Una rampa constantemente acelerada (Fig. 13.13) se prefiere para poder limitar la variación del tiempo de apertura y cierre de la válvula y, particularmente, para usar taqués hidráulicos que mantengan el juego a cero. Una rampa de velocidad constante controla la variación del tiempo de apertura de la válvula. Así, al disminuir la longitud de la rampa, se disminuyen estas variaciones de tiempo, aunque se necesitan mayores aceleraciones al principio de la curva de recorrido de la rampa.

La altura de la rampa de elevación es más grande en el caso del accionado de la válvula de escape, porque deben vencerse dos fuerzas, la de pretensión del muelle y la de presión de los gases, mientras que en la válvula de admisión tan solo debe superarse la fuerza del resorte. La altura de la rampa de leva de cierre acostumbra a hacerse más elevada que la de levantamiento, para poder compensar la falta de contacto del taqué durante el periodo de apertura de la válvula.

En el momento de diseñar las levas, éstas se perfilan, o bien en correspondencia con la ley del perfil, o bien con la ley prefijada del movimiento del taqué. El primer tipo es el más utilizado gracias a su sencillez y eficacia tecnológica.

13.4.3 Taqués

Son las piezas que están en contacto con las levas, transmitiendo el movimiento a los posteriores elementos de la cadena cinemática. También sirven para soportar el empuje lateral de la leva.

Los taqués pueden ser de talón plano, de talón convexo (de corrón) o de palanca (pivotante). En el caso del empujador de talón plano, puesto que la superficie de contacto está siempre perpendicular al eje del movimiento alternativo, la fuerza lateral depende solo del roce entre la leva y el talón y, por tanto, ésta suele ser pequeña debido a la buena lubricación. En el caso del empujador de corrón, puesto que la reacción entre leva y corrón está inclinada respecto al eje del empujador (excepto en la posición de máximo desplazamiento), la fuerza lateral es más grande (ver Ap. 13.5 de diseño). Los taqués de palanca o pivotantes hacen referencia al mismo balancín, el cual es accionado directamente por la leva.

Una operación necesaria para el buen funcionamiento del sistema de distribución es el reglaje de los taqués. Éste consiste en ajustar el juego que debe existir entre el balancín y la válvula (motores con árbol de levas en bloque), y entre el árbol de levas y el taqué de empuje de la válvula (motores con árbol de levas en cabeza y sin balancines). Este juego debe absorber las dilataciones de las varitas y los elementos de la distribución cuando el motor se calienta a la temperatura de trabajo, sobre todo para que la válvula no quede ligeramente abierta cuando el motor llegue a la temperatura de régimen.

Con la disposición de las válvulas laterales, la regulación de los juegos de la cadena cinemática de distribución se realizan mediante una pareja tornillo-tuerca que llevan los propios taqués. En cambio, cuando las válvulas están en cabeza, el juego se regula en el balancín, el cual también lleva instalado el sistema tornillo-tuerca (Fig. 13.14).



Fig. 13.14 Sistema de ajuste del balancín (en la foto faltan las 2 válvulas y un muelle para dar mejor compresión)

La regulación del juego (0,3-0,9mm con el motor frío) también puede realizarse con calibres. Éstos pueden utilizarse en cualquier tipo de sistema y, normalmente, se sitúan sobre las válvulas, de manera que la pieza que las acciona permanece a la distancia adecuada. Es un sistema que complica el ajuste, pero aumenta el tiempo entre revisiones y, además, permite un accionamiento directo entre la leva y la válvula.

Cuando el árbol de levas está en cabeza, pueden utilizarse taqués cortos y se tiende a aumentar su diámetro en la medida de lo posible. Al contrario sucede con el árbol de levas en el cárter, donde los taqués suelen ser alargados, ya que en ellos se instala la varilla de empuje.

El eje longitudinal del taqué se desplaza respecto al eje de simetría de la leva, es decir, existe una cierta excentricidad. Las fuerzas creadas a lo largo del eje del taqué no están en la misma línea de acción de la de las fuerzas de reacción de la leva, creándose, de esta forma, un momento de roce y provocando que el taqué gire alrededor de su eje. Este hecho conduce a un desgaste uniforme, en la zona de asiento de la válvula, cuestión altamente positiva.

13.4.4 Taqués hidráulicos

En los motores de diseño más moderno, una característica cada vez más extendida es el uso de taqués hidráulicos con ajuste automático del juego (lo mantienen a cero). La existencia de un elemento elástico como éste en el mecanismo permite:

- Asegurar un contacto constante entre el taqué y la leva, sin golpes de taqué sobre la leva.

- Evitar los rebotes continuos de la válvula después de caer sobre su sillín, que aparecen como resultado de las vibraciones elásticas provocadas por un funcionamiento a una velocidad de rotación elevada.
- Reducir el nivel de ruido en la cadena cinemática, en la que el juego puede variar considerablemente por efecto de las oscilaciones de temperatura.
- Estos reguladores hidráulicos de juegos pueden colocarse en los taqués, en los extremos de los empujadores, en el balancín o en el extremo del tallo de la válvula. Están formados por un cilindro que se llena de aceite del motor en cada ciclo, un émbolo, un resorte y una válvula de retención.



Fig. 13.15 Taqué hidráulico

En la figura 13.15 se muestra un taqué hidráulico al que se subministra aceite a presión por los conductos que se le han practicado, desde el sistema de lubricación del motor. La parte interior del taqué, el vaso se apoya sobre un cojín de aceite y sobre el resorte. El aceite a presión entra periódicamente en la parte interior del vaso a través del orificio que se aprecia en la figura 13.15. El tallo se apoya sobre un soporte esférico y sobre él se apoyará la varita empujadora o la válvula directamente. Las fugas de aceite se compensan después de cada recorrido del taqué por la leva.

Las principales ventajas de los empujadores hidráulicos son, por un lado, la gran fiabilidad mecánica y la nula necesidad de mantenimiento, ya que no es necesario el reglaje de los taqués para regular el juego y, por otro lado, la considerable mejora en el ruido mecánico del motor. Además, los taqués pueden diseñarse como elementos de seguridad, con el fin de impedir que el motor llegue a un régimen de velocidades elevado.

13.4.5 Varillas empujadoras o empujadores

Son unas varitas metálicas que, accionadas por las levas mediante los taqués, empujan los balancines cuando el árbol de levas está en el bloque motor. Las varitas empujadoras pueden ser:

- Tubulares; se fabrican con tubos de acero de duraluminio, en los extremos de los cuales se fijan a presión apoyos esféricos de acero tratados térmicamente.

- Cilindros; son de acero con apoyos esféricos, preferentemente se realizan en forma de una pieza íntegra estampada en frío y, después, se somete a un tratamiento térmico.
- Combinadas; con una parte tubular hueca y una cilíndrica maciza.

La varita empujadora es uno de los elementos del mecanismo de accionado más flexible, así que en mecanismos con elevadas cargas dinámicas debe reducirse al máximo la longitud de la varita. Además, aumentando el área de sección transversal del empujador se aumenta su rigidez a pesar de que aumente su masa.

A causa de consideraciones constructivas, generalmente, el eje de la varita empujadora se desvía respecto al eje del taqué, sin que el ángulo de inclinación supere los 6-8° al objeto de ocasionar un giro para conseguir un desgaste uniforme.

13.4.6 Balancines

Son elementos en forma de palanca de uno o dos brazos, encargados de accionar directamente las válvulas empujándolas al recibir el movimiento de las varitas empujadoras y, en algunas ocasiones, movidos directamente por la propia leva si el árbol está en cabeza sobre la culata.

Los balancines, al estar sometidos a esfuerzos bruscos intermitentes, se fabrican por estampado, y se conforman conjuntamente las superficies de apoyo para la varita empujadora y la válvula.

En motores con el árbol de levas lateral, se usan balancines articulados en el centro (balancines de dos brazos); en cambio, cuando el árbol de levas está en cabeza se utilizan, generalmente, balancines con articulación en el extremo (balancines de un solo brazo).

En el diseño de un balancín debe considerarse que cuando éste bascula, la superficie cilíndrica de apoyo desliza sobre el plano frontal del tallo de la válvula. Este deslizamiento depende de la longitud del brazo del balancín, del radio de la superficie de apoyo del balancín, de la altura máxima y de la posición del plano frontal del tallo de la válvula respecto al plano perpendicular a la válvula que pasa por el eje de rotación del balancín.



Fig. 13.16 Accionamiento de dos válvulas

Todos los balancines de una misma bancada de cilindros están dispuestos sobre un mismo eje, el eje de balancines, el cual está situado en la culata del motor y protegido por la tapa de balancines. Los balancines llevan un sistema tornillo-tuerca con una contratuerca para regular el juego entre el balancín y la cola de la válvula.

En el caso de motores con cuatro válvulas por cilindro, las dos válvulas de igual función pueden accionarse mediante un travesaño (Fig. 13.16), que puede ser accionado por el balancín, como es el caso de la figura 13.16, o bien directamente por la leva. En esta figura, la regulación de los juegos se realiza a través de un tornillo en el extremo superior del tallo de la válvula.

13.4.7 Muelles de válvulas

Son los elementos encargados, a través de la fuerza que ejercen, de mantener el contacto entre las válvulas y sus sillines correspondientes, asegurando la estanqueidad, del mismo modo que mantienen también el contacto de los elementos intermedios durante los periodos de apertura y cierre de las válvulas.

Los resortes se fabrican, normalmente, con hilos de acero al carbono enrollados en una forma helicoidal cilíndrica, obteniendo una relación lineal entre la fuerza y el desplazamiento.

En los sectores donde el taqué se mueve con aceleraciones negativas (Fig. 13.11), la fuerza del muelle debe ser considerablemente mayor que las fuerzas de inercia producidas, con el fin de que el taqué mantenga el contacto con la leva. Esto significa que esta fuerza depende de la masa de las partes móviles del mecanismo y de la aceleración generada por el perfil de leva.

Pero, a pesar que las fuerzas del resorte son suficientemente altas, el taqué puede llegar a rebotar sobre la leva en el caso de existir imprecisiones de fabricación o desgaste no uniforme.

La amplitud y frecuencia de las oscilaciones generadas por el sistema dependen de la rigidez total del mecanismo y de su masa reducida. Los estudios realizados demuestran que la máxima rigidez la tiene el sistema de distribución con el árbol de levas en cabeza. Cuando las válvulas están en la culata y el árbol de levas está en disposición inferior, en el bloque, se obtiene la mínima rigidez del sistema debido a su mayor longitud.

En algunos motores, donde se producen fuerzas de inercia elevadas, se utilizan juegos de dos o tres muelles por válvula dispuestos de forma coaxial con el sentido de la helice inversa. Estos conjuntos de resortes aportan una serie de ventajas:

- Conseguir una mayor fuerza de cierre de la válvula sobre su sillín.
- Un funcionamiento adecuado en caso de rotura de uno de los muelles, por lo que se instalan con las espiras en direcciones contrarias para, además, compensar vibraciones de los propios muelles.
- En caso que uno de los muelles entrara en resonancia, el otro, al tener un periodo de oscilación diferente, evitaría el rebote de la válvula contra su sillín.

Por último, se debe comentar que los muelles de las válvulas, en general, tienen sus espiras más juntas en el extremo de la culata, debido a que las fuerzas se reciben en el extremo contrario.

13.4.8 Válvulas

El proceso de renovación de la carga en los motores de cuatro tiempos es posible gracias a la apertura y cierre de los conductos de admisión y de escape. Los elementos encargados de abrir y cerrar la cámara de combustión desplazándose a su interior y asegurando su estanqueidad son las válvulas llamadas *válvulas de plato*.



Fig. 13.17 Partes de una válvula de plato

Las válvulas de admisión y las de escape se diferencian por el conducto que cierran y, normalmente, hay una de cada tipo por cilindro, a pesar de que, en motores de altas prestaciones, puede haber de dos a tres válvulas de admisión y dos de escape por cilindro (también son posibles otras combinaciones). Las válvulas están formadas por dos partes (Fig. 13.17):

- La cabeza abre y cierra los conductos de la cámara de combustión instalándose sobre el sillín de la válvula.
- El tallo o cola sirve para guiar el movimiento de la válvula y transmitir a la cabeza la fuerza del muelle.

Un buen funcionamiento de las válvulas obliga a tener en cuenta diversos factores:

- Elección adecuada de materiales para la válvula, su sillín y la guía, los dos últimos insertados en la culata.
- Elección de un buen diseño, para permitir una sección de paso lo más grande posible, mejorando así la renovación de la carga.
- Refrigeración y evacuación del calor, debido a las altas temperaturas que se producen, sobretodo en la válvula de escape, al objeto de mantener unas temperaturas de trabajo adecuadas.
- Lubricación de las guías para evitar su desgaste y exceso de pérdidas mecánicas.
- Elevadas resistencias mecánicas.
- Utilización de un mecanismo que permita o facilite la rotación de la válvula, para obtener un desgaste uniforme de los sectores de contacto sillín-válvula, llamado rotador (sobretodo en motores estacionarios).

La mayor concentración de tensiones aparece en la superficie del cono de asentamiento y en la zona de unión de la cabeza con el tallo, además ha de procurarse que la válvula absorba el menor calor posible y

disipe la mayor parte de éste. Por estas razones, las aristas de las válvulas deben redondearse y no extenderse más allá de las aristas del sillín de la válvula. La válvula será perfectamente simétrica para evitar dilataciones no uniformes en sentido radial.

Las válvulas de admisión trabajan a temperaturas menores que las válvulas de escape, por lo tanto el material que las compone puede tener características mecánicas menores. Se fabrican de acero al cromo-silicio, al cromo-níquel y al cromo-níquel-molibdeno, o simplemente de acero al carbono; todos ellos pueden endurecerse con tratamientos térmicos superficiales, dotando a la válvula de mayor resistencia a la fatiga.

Las válvulas de escape, al ser la pieza más solicitada térmicamente, requieren materiales que mantengan sus propiedades mecánicas a elevadas temperaturas y ofrezcan resistencia a la deformación, oxidación, desgaste y corrosión. Se suelen fabricar de acero al cromo-níquel austenítico (los de mejores características) o con aceros al cromo añadiendo silicio y níquel.

La vida útil de las válvulas puede aumentarse mediante una serie de mejoras:

- La superficie en contacto con el sillín se mejora de diferentes maneras: recubriendo con estelita o templando por inducción o cromado (Diesel).
- La superficie de apoyo del tallo puede recubrirse con una aleación más dura y resistente al desgaste (cromado, cuprado o nitrurado).
- Uso de rotadores que automáticamente aseguran la rotación de la válvula respecto a su eje en cada levantamiento.
- Refrigeración interior con sodio, sistema utilizado sobre todo en las válvulas de escape de los motores con altas prestaciones. Las válvulas con el tallo vacío son más ligeras y éste constituye un camino para el flujo de calor. Éstos se llenan parcialmente (40%) con una sal (sodio metálico) que, al calentarse la cabeza de la válvula, se licua, circulando a través del tallo de manera que transporta el calor hacia la cola de la válvula (Fig. 13.18).

Utilización de válvulas cerámicas, donde la densidad es similar o inferior al titanio, fabricadas por sinterización y posterior mecanizado con fresa de diamante. Permiten un régimen de giro más elevado a los motores.

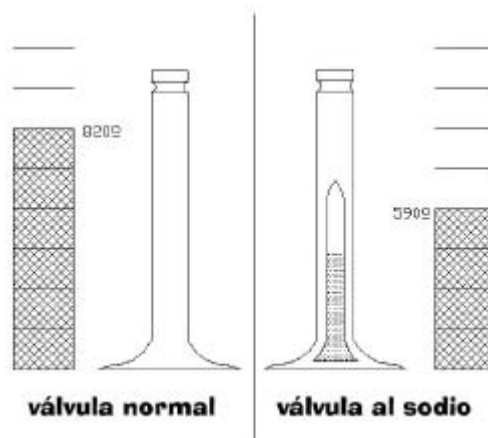


Fig. 13.18 Refrigeración interior de la válvula con sodio

Además de la refrigeración por sodio, la temperatura de la válvula puede reducirse de tres maneras más:

- Disminuyendo la longitud de la guía de manera que no sobresalga al conducto y no sea bañada por los gases de escape.
- Aumentando el diámetro del tallo de la válvula (dentro de la guía) para aumentar la superficie de transmisión de calor.
- Fundiendo la guía con la culata (esto reduce la temperatura máxima de la válvula en unos 125°C).
- Aumentando la superficie de sillín-válvula.

Comparando los dos tipos de válvulas, se obtiene que las válvulas de escape tienen menor diámetro de cabeza, debido a que, desde el punto de vista del llenado del cilindro, es más interesante una válvula de admisión mayor. En cambio, para mejorar la transmisión de calor, el diámetro del tallo de la válvula de escape debe ser más grande que el de la válvula de admisión en un 10-15%. Además, las guías de las válvulas de admisión se hacen más cortas para aumentar la sección de paso en el conducto de entrada.

13.4.9 Asientos de las válvulas

Los asientos de la válvula, que están insertados en la culata, tienen normalmente el mismo ángulo que la superficie de cono de la válvula. Aun así, es bueno hacer el ángulo del cono de la válvula de 0.5 a 1° más pequeño que el ángulo del sillín de la válvula (Fig. 13.19), debido a que se forman depósitos sobre el sillín, los cuales serán rotos por la válvula. Además, con el diseño de este ángulo, no deben utilizarse los rotadores de válvula debido a la pequeña superficie de asiento.

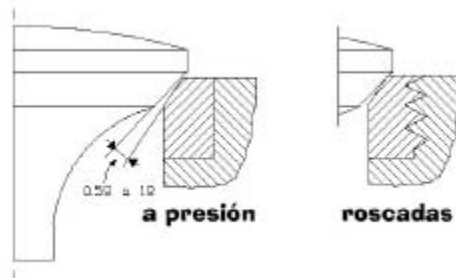


Fig. 13.19 Asiento de válvula

El material de los asientos debe elegirse considerando las condiciones termomecánicas de trabajo, como por ejemplo que, aproximadamente el 75% del calor transmitido fuera de la válvula de escape pasa a través de su asiento hacia la culata y después al medio refrigerante, el otro 25% se pierde por el tallo y el pie de la válvula.

El asiento de la válvula debe ajustarse fuertemente a la culata, donde se fija con un ajuste forzado, un ajuste por contracción o un ajuste roscado y en caliente. Además, debe tener el mismo coeficiente de dilatación que el material adyacente.

La zona de contacto de los asientos de la válvula debe ser estrecha, para obtener presiones unitarias elevadas que garanticen la estanqueidad, pero, por otro lado, cuanto más ancha, más eficaz será la refrigeración de la cabeza de la válvula. De este modo, se adoptará la anchura más óptima dependiendo de los materiales y las condiciones de trabajo.

13.4.10 Guías de las válvulas

El buen asentamiento de una válvula a su sillín depende de la alineación mantenida por la guía del tallo. Sobre todo para las válvulas de escape, donde el campo térmico de trabajo es muy grande, es conveniente utilizar conductos de paso rápido del fluido con grandes refuerzos en el conducto y con las guías sin extenderse más allá del refuerzo para evitar desalineaciones por dilataciones no controladas.

El refuerzo del tallo de la válvula de escape ha de refrigerarse bien, y el ajuste entre la guía y el refuerzo debe ser perfecto. La longitud de la guía del tallo no depende directamente del tamaño de la válvula, sino más del diseño del motor. Cuando el tallo de la válvula no está sometido a fuerzas laterales, se pueden utilizar guías cortas. En cambio, las guías más largas se requieren cuando sobre el tallo actúan directamente palancas cortas o balancines.

En general, las combinaciones de material blando-duro dan lugar normalmente a un menor desgaste para el material duro y mayor desgaste para el material blando. Un tallo duro y una guía dura, con un buen acabado superficial, juego pequeño, buena alineación y perfecta lubricación, es el más conveniente.

La guía se fabrica de fundición gris o de bronce (para incrementar la evacuación de calor) y se introduce a presión dentro de la culata. Para evitar su desplazamiento axial se fijan, normalmente, a través de bridas o de anillos elásticos. Los extremos de las guías, por el lado del muelle, se protegen con manguitos para evitar la excesiva sedimentación de aceite en éstos.

13.4.11 Válvulas múltiples

Si en un mismo cilindro se instala más de una válvula del mismo tipo, se consigue una mayor relación superficie de válvula/superficie del pistón, con lo que el llenado y el escape se ven favorecidos. Las ventajas obtenidas son las siguientes:

- Mayor capacidad de flujo y por tanto mayor rendimiento volumétrico.
- Disminución de las tensiones térmicas, ya que se disminuye el tamaño de las válvulas.
- Esfuerzos menores, a consecuencia del menor peso.
- Disminución de la temperatura media de la válvula, ya que se tiene una mayor sección para disipar calor a través de su sillín.

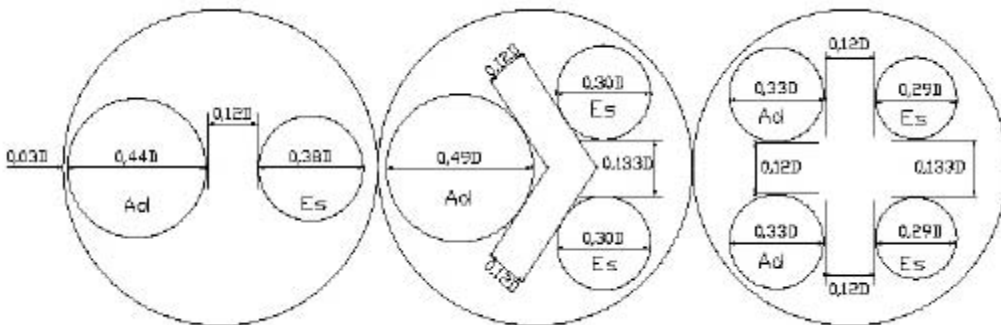


Fig. 13.20 Dimensiones máximas de las válvulas, referidas al diámetro D del cilindro

Aun así, la disposición y el tamaño definitivo de las válvulas, sean dos o sean múltiples, depende del tipo de culata utilizado. Para evitar distorsiones de flujo o grietas térmicas, las dimensiones admitidas, según Taylor, son las de la figura 13.20. La cantidad de válvulas por cilindro más habituales son:

- Dos válvulas. Una de admisión y otra de escape. Es el número mínimo y el más utilizado. La superficie de paso es relativamente pequeña y las válvulas son grandes y pesadas, por lo que se encuentran en motores de régimen medio o bajo, donde no se necesita una gran potencia pero sí un buen comportamiento a bajas vueltas y una curva con par desde el principio. La válvula de admisión es siempre más grande y la bujía se desplaza ligeramente a uno de los laterales de la cámara, para aprovechar el espacio.
- Tres válvulas. Hay dos válvulas de admisión y una de escape, o al revés, siempre cumpliendo que la admisión tenga mayor sección de paso que el escape. Es una configuración extraña. Permite una mayor sección de paso y por lo tanto mejora el rendimiento volumétrico, pero no resuelve los problemas de inercia de la distribución con dos válvulas. Se usa en motores que no funcionan a regímenes muy elevados y debe estudiarse bien la cámara y su flujo interno.
- Cuatro válvulas. Es la solución preferida de los motores de elevadas prestaciones. Permite una sección de paso elevada, con una buena geometría de los flujos internos y de la cámara. En este sistema, como también en los que hay más válvulas, la bujía está en posición central, minimizando el recorrido del frente de llama. También permite un mayor régimen de giro ya que las válvulas son menos pesadas.
- Cinco válvulas. También es poco usual, ya que hay poco beneficio en el aspecto de las inercias. Se consigue una mejor geometría de la culata, pero solo en la admisión, en la cual se puede dirigir el flujo en varias direcciones para aumentar la turbulencia, con los beneficios que esto representa para el proceso de combustión.

En todas las disposiciones anteriores las parejas de válvulas de admisión o de escape se disponen de forma paralela. Pero también pueden estar en forma radial, donde todas apunten al eje del cilindro. En este caso los conductos mejoran el llenado, pero el accionado se complica, ya que obliga a usar empujadores especiales u otros sistemas intermedios, o bien a diseñar levas cónicas.

13.5 Diseño y cálculo de la distribución en motores 4T

13.5.1 Sección de paso a través de la válvula

La dimensión de las secciones de paso de las válvulas queda limitada por las dimensiones de la cámara de combustión, de los conductos en la culata y por las condiciones de refrigeración de la superficie de contacto de ambos.

La sección de salida de los gases en la cámara es pequeña en comparación a la sección del cilindro, produciéndose grandes pérdidas de carga en este punto. De esta manera, se puede considerar que la descarga es libre y que el cilindro se llena a presión constante.

Además, dado que las pérdidas en el flujo crecen con el cuadrado de la velocidad de éste, las velocidades pequeñas de la corriente gaseosa, en la sección de paso, son preferibles a las grandes. Pero, la colocación de válvulas de gran diámetro origina problemas de espacio disponible en la cámara de combustión. Lo

que se hace es dar preferencia, en cuanto a magnitud, a la válvula de admisión, para obtener las velocidades pequeñas necesarias para un buen llenado.

Para calcular la sección de paso debe hacerse dependiendo de la magnitud del alzado de la válvula.

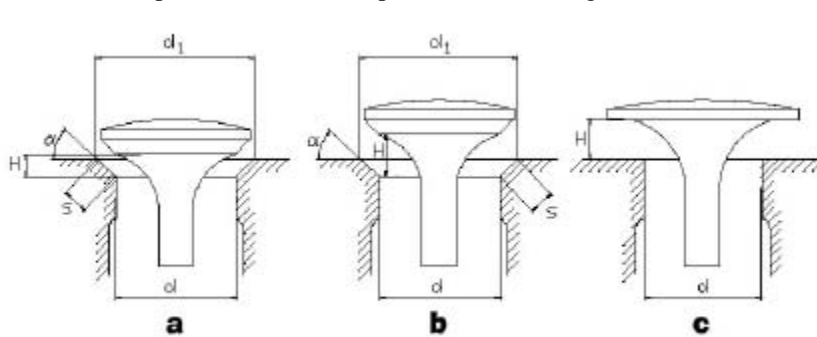


Fig. 13.21 Válvulas con sillín cónico (a,b) y con sillín plano (c)

En el caso de levantamientos pequeños ($H \leq s/\text{sen}(\alpha)$) resulta que el área de paso descubierta tiene la siguiente expresión (Fig. 13.21 a):

$$A_v = p \cdot (d + H \cdot \sin(\alpha) \cdot \cos(\alpha)) \cdot H \cdot \cos(\alpha) \quad (13.1)$$

Siendo: d - diámetro mínimo de la válvula y del sillín

- H - levantamiento de la válvula
- α - ángulo del sillín
- s - longitud de la generatriz del sillín

En el caso de levantamientos más elevados ($H > s/\text{sen}(\alpha)$), que es el más usual en los motores de automóvil, resulta (Fig. 13.20 b):

$$A_v = p \cdot (d + s \cdot \cos(\alpha)) \cdot \sqrt{H^2 + s^2 - 2 \cdot H \cdot s \cdot \sin(\alpha)} \quad (13.2)$$

En un motor con los asientos planos, es decir, $\alpha = 0$, el área de paso sería la máxima; esto causa que con un menor desplazamiento de la válvula se pueda obtener el área deseada; el inconveniente es un peor cierre. Por este motivo, se suelen diseñar los asientos de las válvulas con un ángulo comprendido entre 30° y 45° , para asegurar un buen cierre.

También debe considerarse que, para mantener la velocidad de los gases tan constante como sea posible, el área mínima de paso a través de la válvula debe ser aproximadamente igual a la sección de paso del conducto, calculada teniendo presente la sección del tallo de la válvula. Con esta condición se escogerá la relación recorrido-diámetro ($H-d$), considerando el tipo de motor y su funcionamiento silencioso.

A pesar de esto, si se quiere tener un diseño con un bajo coeficiente de descarga, puede ser conveniente aumentar el valor del levantamiento y reducir la resistencia en este punto. Además, un recorrido de la válvula superior al conveniente, proporciona un período durante el cual la válvula no restringe el flujo.

13.5.2 Velocidad de los gases en el conducto y a través de la válvula

Despreciando la sección transversal del tallo de la válvula en el conducto de admisión, se obtiene que la velocidad mediana de los gases V_g para un conducto de diámetro d está, con la velocidad media del pistón V_p , en la misma proporción que las áreas de sección del cilindro, de diámetro D , y del conducto, es decir:

$$D^2 \cdot V_p = d^2 \cdot V_g \quad (13.3)$$

Este valor teórico no considera el roce ni los fenómenos fluidodinámicos que se producen como consecuencia del movimiento de la válvula y del pistón.

En un primer momento del diseño del motor, generalmente se intenta, como se ha comentado en el apartado referente a las secciones de paso, tener en la culata válvulas de admisión de diámetro tan grande como sea posible para reducir la velocidad del flujo y las pérdidas por roce.

Las velocidades medias convencionales del flujo en los motores MEP resultan más elevadas, debido a que los pistones de este tipo de motores se mueven a velocidades medias también más elevadas. Además, las velocidades medias a través de las válvulas de escape se toman en un 40-50% más grandes que para las válvulas de admisión en los motores con carburador, y en un 25-40% para los motores de inyección. Esto aporta ventajas para la refrigeración y la duración de las válvulas, ya que a igualdad de desplazamiento el diámetro resulta menor y las válvulas de diámetro menor se pueden refrigerar más fácilmente.

13.5.3 Diagrama de recorrido de la válvula

Existen numerosas formas de diagramas de aceleraciones, a partir de los cuales se pueden obtener los diagramas de recorrido y velocidad de la válvula, y, por tanto, el perfil de la leva; pero hay pocas que ofrezcan un buen grado de llenado y un aceptable nivel de ruido. Las formas más usadas son:

- Diagrama de tramos de aceleración constante (Fig. 13.22)
- Diagrama de tramos de senoide (Fig. 13.23)
- Diagrama de tipo polinomial (Fig. 13.24)

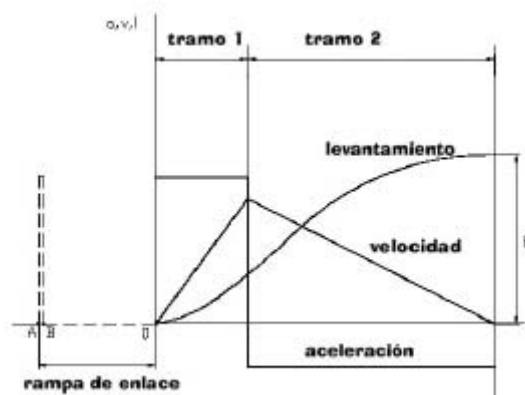


Fig. 13.22 Diagrama de tramos de aceleración constante

Para todos los casos, ha de despreciarse la parte correspondiente a la rampa de enlace, indicada en la figura 13.22 con línea discontinua; como se ha dicho en el apartado donde se describe el perfil de leva, este tramo (en el caso de rampa de velocidad constante) se compone generalmente de un tramo inicial muy breve de alta aceleración (igual a la máxima positiva) para llevar la velocidad al valor de la de choque admitida (tramo AB); después sigue un tramo de aceleración nula, es decir, de velocidad constante (tramo BO). La longitud de este tramo depende de los juegos previstos, de manera que el choque entre el talón y la leva se produzca siempre dentro de la rampa de enlace.

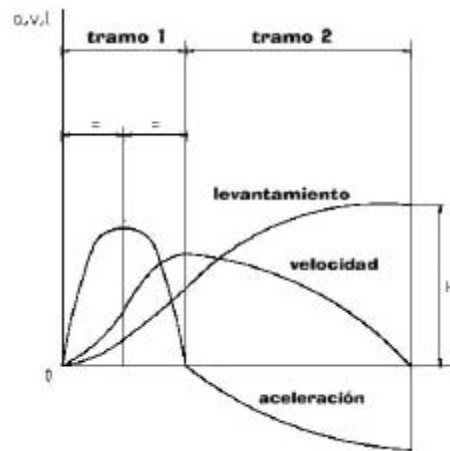


Fig. 13.23 Diagrama de arcos de senoide

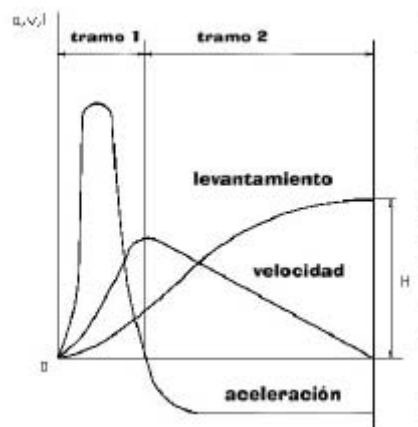


Fig. 13.24 Diagrama del tipo polinomial

13.5.4 Perfil de leva

En las figuras 13.25 y 13.26 se muestran la obtención del perfil de leva para taqués con corrón y para taqués planos, respectivamente; es decir, como se llega a partir de una curva de levantamiento de la válvula hasta la forma necesaria del perfil.

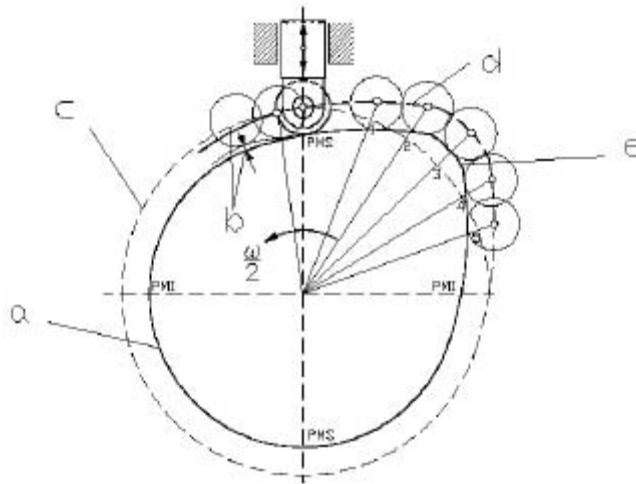


Fig. 13.25 Construcción de la forma de una leva para empujadores de corrón

En el caso de empujadores de corrón (Fig. 13.25), la forma de la leva se obtiene como la curva equidistante a la trayectoria descrita por el centro del corrón. En esta figura *a* es el círculo base de la leva, *b* es el juego entre el empujador y la leva, *c* es el círculo del proyecto, *d* es la curva de apertura de la válvula (trayectoria del centro del corrón) y *e* es la forma de la leva.

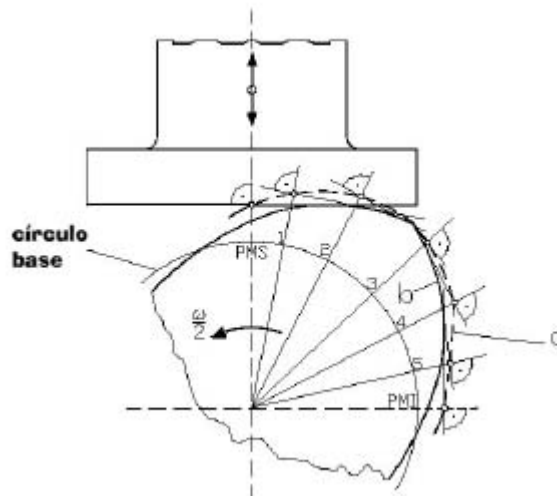


Fig. 13.26 Construcción de la forma de una leva para empujador plano

En el caso de empujadores planos (Fig. 13.26), la forma de la leva es la envolvente de las tangentes dibujadas a cada posición de giro. En la figura *a* es la curva de levantamiento de la válvula y *b* es la forma de la leva.

El radio de base puede determinarse por el cálculo de la resistencia del árbol de levas, a pesar de que se construirá el más grande posible. De esta manera, se consigue un árbol más resistente y una menor presión de flanco entre leva y empujador.

Entre el círculo-base y el flanco de leva se dispone una curva, nombrada previo acuerdo, con una suave pendiente para elevar el valor de la apertura de la válvula. Este valor deberá de tener estrechas tolerancias ya que al pasar de la curva de previo acuerdo al flanco se inicia la apertura de la válvula.

Al diseñar el perfil, generalmente, se preestablecen algunos parámetros constructivos de las levas basados en la práctica. Estos son: h_{max} (altura máxima del taqué), r_b (radio de base), r_o (radio primitivo) y r_1 (radio de curvatura del primer flanco de levantamiento).

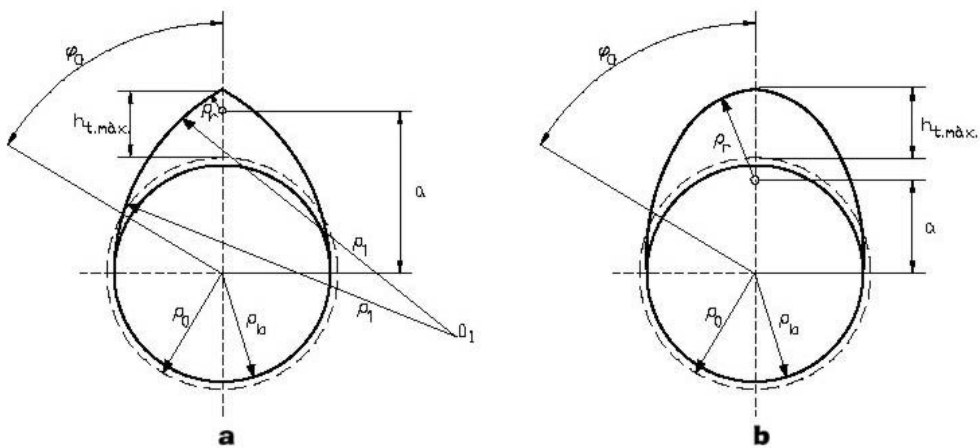


Fig. 13.27 Perfiles de leva

a) Leva armónica (Fig. 13.27a)

Radio de flanco:

$$r_1 = \frac{a^2 + (r_0)^2 - (r_r)^2 - 2 \cdot a \cdot r_0 \cdot \cos(f_0)}{2 \cdot (r_0 - r_r - a \cdot \cos(f_0))} \quad (13.4)$$

El valor de a es: $a = r_o + h_{max} - r_r$

f_0 es el ángulo de giro del círculo base con $f_0 = F / 4$, donde F es el ángulo girado por el cigüeñal. Siendo r el ángulo girado por el árbol de levas se obtiene que $r = F / 2$ (motores 4T), suponiendo levas simétricas y para medio perfil.

Radio de cabeza:

$$r_r = \frac{r_0 \cdot (r_1 - r_0 - h_{max}) - 0.5 \cdot (h_{max}) - (r_1 - r_0) \cdot (r_0 + h_{max}) \cdot \cos(f_0)}{r_1 - r_0 - h_{max} - (r_1 - r_0) \cdot \cos(f_0)} \quad (13.5)$$

Si escogemos un radio de curvatura de primer flanco de elevación φ_1 demasiado pequeño, manteniendo el resto de magnitudes constantes, se puede obtener un radio de cabeza negativo. En este caso, el cálculo debe realizarse nuevamente para un radio φ_1 más grande.

b) Leva tangencial (Fig. 13.27b)

Radio de cabeza:

$$\mathbf{r}_r = \mathbf{r}_0 - \frac{h_{lmax} \cdot \cos(\mathbf{f}_0)}{1 - \cos(\mathbf{f}_0)} \quad (13.6)$$

Para poder determinar los levantamientos, las velocidades y las aceleraciones, deben encontrarse los ángulos de rotación de la leva que corresponden a los puntos de unión de los arcos o de los arcos con las rectas.

13.5.5 Cinemática del taqué

a) Taqué de plato. El levantamiento del taqué, al tocar el flanco de leva, corresponde al recorrido del pistón desde el PMI hasta f_{lmax} , que es el ángulo límite de rotación de la leva armónica al pasar el taqué del sector de desliz AC (Fig. 13.28a) por el arco de radio φ_1 al sector de desliz BC de radio φ_r . Este ángulo vale:

$$\sin(\mathbf{f}_{lmax}) = \frac{a \cdot \sin(\mathbf{f}_0)}{\mathbf{r}_1 - \mathbf{r}_r} \quad (13.7)$$

El ángulo de rotación correspondiente al desliz del taqué por el arco de radio φ_r hasta la punta de la cresta vale:

$$\mathbf{f}_{2max} = \mathbf{f}_2 - \mathbf{f}_{lmax} \quad (13.8)$$

Cuando el taqué resbala por el arco de radio φ_1 , la altura del alzado es:

$$h_t = (\mathbf{r}_1 - \mathbf{r}_0) \cdot (1 - \cos(\mathbf{f}_1)) \quad (13.9)$$

la velocidad es:

$$\mathbf{n}_t = (\mathbf{r}_1 - \mathbf{r}_0) \cdot \mathbf{w} \cdot \sin(\mathbf{f}_1) \quad (13.10)$$

y la aceleración es:

$$\mathbf{a}_t = (\mathbf{r}_1 - \mathbf{r}_0) \cdot (\mathbf{w}_1)^2 \cdot \cos(\mathbf{f}_1) \quad (13.11)$$

donde φ_1 es la velocidad angular del árbol de levas.

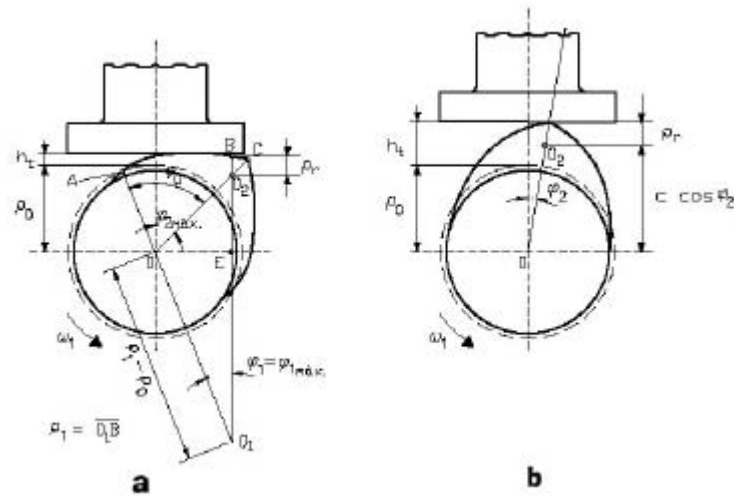


Fig. 13.28 Diferentes periodos de levantamiento de un taqué de plato

En el recorrido hacia el PMS, cuando el taqué se desliza por el arco de radio r_r (Fig. 13.28b), se obtiene que el levantamiento es:

$$h_t = r_r + a \cdot \cos(\mathbf{f}_2) - r_0 \quad (13.12)$$

la velocidad es:

$$\mathbf{n}_t = a \cdot \mathbf{w}_1 \cdot \sin(\mathbf{f}_2) \quad (13.13)$$

y la aceleración es:

$$\mathbf{a}_t = -a \cdot (\mathbf{w}_1)^2 \cdot \cos(\mathbf{f}_2) \quad (13.14)$$

b) Taqué de corrón (con leva tangencial). El ángulo límite en que gira la leva tangencial, al pasar el corrón del flanco recta AB (Fig. 13.27b) al arco de rodamiento BC de radio r , se obtiene de:

$$\tan(\mathbf{f}_{lmax}) = \frac{a \cdot \sin(\mathbf{f}_0)}{r_0 + r} \quad (13.15)$$

donde r es el radio del corrón.

El ángulo de rotación correspondiente al rodamiento del corrón por el arco de radio r , hasta el punto de máxima altura del taqué es:

$$\mathbf{f}_{2max} = \mathbf{f}_0 - \mathbf{f}_{lmax} \quad (13.16)$$

Cuando el corrón del taqué rueda por la recta el levantamiento es:

$$h_t = (r_0 + r) \cdot \frac{1 - \cos(\mathbf{f}_1)}{\cos(\mathbf{f}_1)} \quad (13.17)$$

la velocidad es:

$$\mathbf{n}_t = (\mathbf{r}_0 + \mathbf{r}) \cdot \boldsymbol{\omega} \cdot \frac{\sin(\mathbf{f}_1)}{\cos(\mathbf{f}_1)^2} \quad (13.18)$$

y la aceleración es:

$$\mathbf{a}_t = (\mathbf{r}_0 + \mathbf{r}) \cdot \boldsymbol{\omega}^2 \cdot \frac{1 + \sin(\mathbf{f}_1)^2}{\cos(\mathbf{f}_1)^2} \quad (13.19)$$

Cuando el corrón se desliza por el arco de radio r , el levantamiento es:

$$h_t = \left[a \cdot \left[\cos(\mathbf{f}_2) + \frac{1}{a_1} \cdot \sqrt{1 - (a_1)^2 \cdot \sin(\mathbf{f}_2)^2} \right] - (\mathbf{r}_0 + \mathbf{r}) \right] \quad (13.20)$$

donde:

$$a_1 = \frac{a}{\mathbf{r}_r + \mathbf{r}} \quad (13.21)$$

la velocidad es:

$$\mathbf{n}_t = a \cdot \left[\sin(\mathbf{f}_2) + \frac{a \cdot \sin(2\mathbf{f}_2)}{2 \cdot \sqrt{1 - (a_1)^2 \cdot \sin(\mathbf{f}_2)^2}} \right] \cdot \boldsymbol{\omega}_1 \quad (13.22)$$

y la aceleración es:

$$\mathbf{a}_t = -a \cdot \left[\cos(\mathbf{f}_2) + \frac{a_1 \cdot \cos(2\mathbf{f}_2) + (a_1)^3 \cdot \sin(\mathbf{f}_2)^4}{\sqrt[3]{1 - (a_1)^2 \cdot \sin(\mathbf{f}_2)^2}} \right] \quad (13.23)$$

El radio del corrón r es conveniente aumentarlo lo más posible, para reducir el momento torsor que solicita el árbol de levas. Además, con el aumento del radio del corrón o del radio del taqué curvado se reducen las tensiones por contacto, legando al mínimo valor en el caso del taqué de plato.

En motores con el árbol de levas en cabeza se pueden obtener mayores aceleraciones, ya que la masa reducida y, por lo tanto, la fuerza de inercia del mecanismo (a igual número de revoluciones), es bastante menor que cuando el árbol de levas está en disposición inferior.

13.5.6 Fuerza del muelle

Durante el accionado de la válvula, para mantener el contacto entre las levas y los empujadores, sobre todo durante los períodos de deceleración, es necesaria la fuerza del muelle de la válvula.

Despreciando las fuerzas de los gases (con válvula abierta), se obtiene que las fuerzas del resorte F_f aumentan a partir de la fuerza de pretensión F_v (válvula cerrada) con la apertura de la válvula $S_v = S_n / i$, nombrando c_f la constante del muelle se obtiene la expresión:

$$F_f = F_v + c_f \cdot \frac{S_n}{i} \quad (13.24)$$

Si se reducen las masas de las piezas móviles al eje de la válvula (Fig. 13.29):

$$m_{red} = m_v + \frac{m_f}{2} + m_t + \frac{I_b}{(I_v)^2} + m_{st} \cdot i^2 \quad (13.25)$$

donde el factor de multiplicación del balancín (i) se puede expresar en función de los levantamientos, de las velocidades o de las aceleraciones, es decir:

$$i = \frac{S_n}{S_v} = \frac{v_n}{v_v} = \frac{a_n}{a_v} \quad (13.26)$$

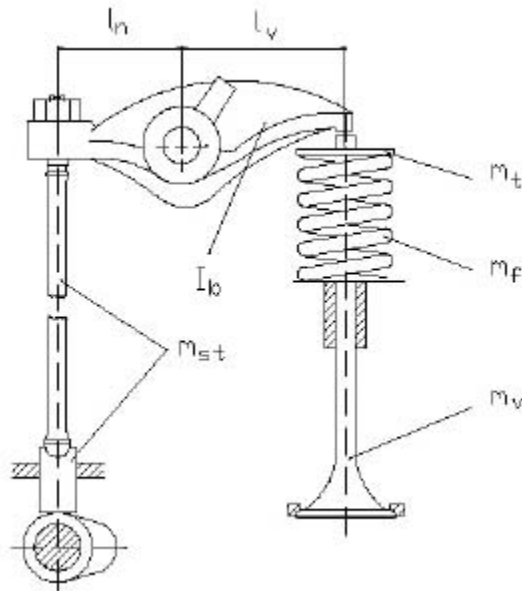


Fig. 13.29 Masas en movimiento en el accionado de la válvula

El parámetro I_b es el momento de inercia del balancín respecto al eje de rotación.

La aceleración de la válvula será:

$$a_v = \frac{a_n}{i} \quad (13.27)$$

Las fuerzas de inercia de las masas con movimiento alternativo, reducidas al eje de la válvula son:

$$F_{iv} = -m_{red} \cdot a_v \quad (13.28)$$

y la suma de las fuerzas de inercia F_{iv} y de las fuerzas de los resortes F_{res} reducidas al eje de la válvula es:

$$F_v = F_{iv} + F_{res} \quad (13.29)$$

Durante los períodos de aceleración negativa las fuerzas del muelle deben superar las fuerzas de inercia. La magnitud de este exceso queda definida por la máxima velocidad del motor en vacío (n_{vmax}).

Se define el coeficiente:

$$k_i = \frac{(P_{iv})_{(n_{vmax})}}{(P_{iv})_{(n_{nom})}} = \frac{(n_{vmax})^2}{(n_{nom})^2} \quad (13.30)$$

Como factor de seguridad se considera que la reserva de fuerza del muelle es:

$$k = (1.1.. 1.15) \cdot k_i \quad (13.31)$$

Así, con la válvula abierta totalmente, la fuerza máxima del muelle es:

$$P_{res-max} = (P_{iv})_{(n_{nom})} \cdot k \quad (13.32)$$

y la velocidad a la cual se separa el conjunto taqué-leva es:

$$n_{sep} = n_{nom} \cdot \sqrt{k} > n_{vmax} \quad (13.33)$$

La fuerza mínima del muelle corresponde a la fuerza preliminar de ajuste, estando cerrada la válvula. En el caso de motores no sobrealimentados esta fuerza se comprueba para la válvula de escape:

$$P_{res-min} > A_{g-esc} \cdot (p_r - p_a) \quad (13.34)$$

donde p_r es la presión de los gases en el colector de escape y p_a es la presión en el cilindro durante el escape.

Durante el proceso de escape de los gases en un motor sobrealimentado, la cabeza de la válvula de admisión está sometida a la fuerza de presión del aire en la dirección del cilindro, esta fuerza tiende a arrancar la válvula de su asiento y esta es la fuerza mínima del muelle tomando la siguiente expresión:

$$P_{res-min} > A_{g-adm} \cdot (p_k - p_r) \quad (13.35)$$

donde p_k es la presión de sobrealimentación con un compresor accionado mecánicamente y a la frecuencia nominal de rotación.

Además de la fuerza necesaria, los muelles deben diseñarse de manera que no haya posibilidad de resonancia a las frecuencias propias más altas. La amplitud máxima de vibración de un muelle es:

$$A_{max} = a_n \cdot \frac{d^3}{N \cdot D} \quad (13.36)$$

donde: a_n - amplitud del armónico más bajo que puede entrar en resonancia

d - diámetro de la espira

D - diámetro del muelle

N - número de espiras

De este modo, para reducir la amplitud máxima, es conveniente utilizar resortes de gran diámetro con muchas espiras de hilo fino.

Aun así, como ya se ha comentado en el apartado referente a los muelles, en grandes motores se usan juegos de dos o tres muelles concéntricos, de manera que cada uno de ellos tiene una frecuencia propia diferente. Para aprovechar mejor las dimensiones de la culata, se instalan dos muelles (interior y exterior) al lado de la válvula y un tercer muelle se dispone al lado del taqué.

Cuando se instalan dos resortes, la fuerza total será la suma de las fuerzas de cada uno de ellos, la del interior y la del muelle exterior, y la distribución de las fuerzas entre los resortes se escoge de manera que al resorte interior le corresponda menos carga (un 35...45% de la fuerza total de ambos muelles).

Ha de considerarse que la frecuencia angular de las vibraciones naturales del resorte deben ser mayores que la velocidad angular del árbol de levas un mínimo de 12 veces, con el fin de evitar que aparezcan vibraciones resonantes dentro la gamma operacional de la frecuencia de rotación.

13.5.7 Cálculo del momento de giro

Para calcular el momento de giro necesario para accionar el árbol de levas es necesario realizar un sumatorio del momento de giro de cada una de las levas.

Nombramos $F_{n\ max}$ a la carga máxima que existe sobre la leva en el momento de abrirse la válvula, lo cual se produce en el punto de transición que va del flanco a la cabeza de la leva. En este punto actúan tanto la fuerza del muelle como la fuerza de inercia resultante de la aceleración contra la leva, pero en las válvulas de escape se añade también, al iniciarse la apertura, la fuerza de los gases, la cual es considerable.

Al llegar al punto de transición, se tiene el máximo brazo de palanca de los esfuerzos en la leva respecto al eje de giro y también se obtiene, por tanto, el máximo momento de giro. Este brazo de palanca tiene la siguiente expresión:

$$l = a \cdot \sin(f_{2max}) \quad (13.37)$$

donde f_{2max} es el máximo ángulo de giro ya utilizado para los cálculos del perfil de leva y el parámetro a es el mismo que el definido en el apartado anterior. El momento de giro sobre el eje vale entonces:

$$M_{n\ max} = \frac{F_f + F_m}{i} \cdot l \quad (13.38)$$

donde i es el factor de multiplicación del balancín y F_m son las fuerzas de inercia. Este momento de giro también se puede expresar de la siguiente manera:

$$M_{n\ max} = \frac{F_v + c_f \cdot \frac{S_{nf}}{i} + \frac{1}{9.81} \cdot m_{real} \cdot \frac{a_{nf}}{i}}{i} \cdot a \cdot \sin(f_{2max}) \quad (13.39)$$

donde: F_f - fuerza del muelle
 F_v - fuerza de pretensión del muelle
 c_f - constante del muelle
 a_{nf} - aceleración de la leva
 S_{nf} - levantamiento de la leva
 m_{red} - masa reducida al eje de la válvula de las piezas móviles del mando

con:

$$F_f = F_v + c_f \cdot \frac{S_n}{i} \quad (13.40)$$

y:

$$m_{red} = m_v + \frac{m_f}{2} + m_t + \frac{I_b}{(I_v)^2} + m_{st} \cdot i^2 \quad (13.41)$$

donde: m_v - masa de la válvula
 m_f - masa del muelle
 m_t - masa de la volandera de la válvula
 I_b - momento de inercia del balancín
 m_{st} - masa del empujador y la varilla

Si se menosprecian las resistencias debido al roce, en las levas simétricas, al cerrarse la válvula actúa un momento de giro sobre el eje de la misma magnitud; solo se necesitaría la potencia necesaria para poder cubrir la pérdidas por el roce.

13.5.8 Ejemplo de cálculo

Dada una válvula de admisión accionada por una leva armónica de la que se conocen los siguientes parámetros: h_{max} (levantamiento máximo) = 11mm, r_0 (radio primitivo) = 20mm y r_r (radio de cresta) = 3mm. Sabiendo que el AOA = 12° antes del PMS y que el RTA = 40° después del PMI, con una velocidad del motor de 4500 rpm, determinar la evolución del levantamiento, velocidad y aceleración de la válvula.

Solución:

El ángulo de giro de la válvula vale $12+180+40 = 232^\circ$, que expresados para la leva son la mitad (116°). Siendo una leva simétrica, el estudio se realizará para un ángulo de 58° , que es el ángulo que se tarda en llegar al levantamiento máximo.

Según las expresiones dadas en el apartado 13.5, para un taqué de plato se obtiene que:

$$a = r_0 + h_{max} - r_r = 20 + 11 - 3 = 28mm$$

y el radio de flanco, según la expresión 13.4, vale:

$$r_1 = \frac{28^2 + 20^2 - 3^2 - 2 \cdot 28 \cdot 20 \cdot \cos(58)}{2 \cdot (20 - 3 - 28 \cdot \cos(58))} = 134.46 \text{ mm}$$

Los ángulos característicos de la leva, según las expresiones 13.7 y 13.8 son:

$$\sin(\varphi_{lmax}) = \frac{28 \cdot \sin(68)}{134.46 - 3} = 10.4^\circ$$

$$\varphi_{2max} = 58 - 10.4 = 47.6^\circ$$

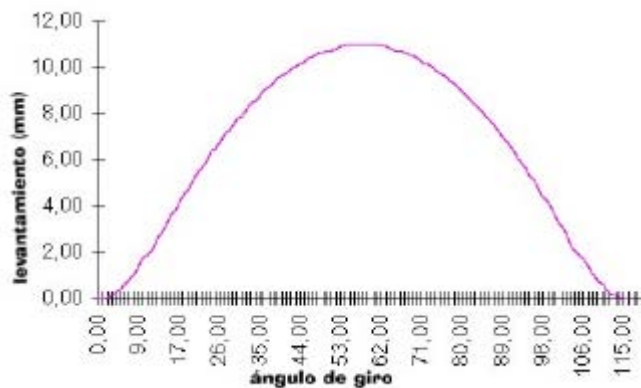
y la velocidad de la leva es:

$$w = \frac{p \cdot 4500}{2 \cdot 30} = 235.62 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Utilizando las expresiones de levantamiento, velocidad y aceleración (Subap. 13.5.5) para cada tramo (desde 0° hasta 10.4° y desde 47.6° hasta 0°) se obtiene:

φ_1	h (mm)	v(m/s)	a(m/s ²)
0°	0	0	6354.62
3°	0.16	1.41	6345.91
5°	0.44	2.35	6330.44
7°	0.85	3.29	6307.25
10.4°	1.88	4.87	6250.22

φ_2	h (mm)	v(m/s)	a(m/s ²)
47.6°	1.88	4.87	-1048.18
35°	5.94	3.78	-1273.34
25°	8.38	2.79	-1408.82
15°	10.05	1.71	-1501.50
0°	11	0	-1554.46





Ahora, sabiendo que el ángulo de asiento de válvula vale $\alpha = 45^\circ$ y que la longitud de este es $s = 4.5$ mm, y que el diámetro mínimo de la válvula y del asiento es $d = 40$ mm, determinar la evolución de la sección de paso.

Se calcula $s/\text{sen}\alpha = 4.5/\text{sen}45 = 6.36$ mm

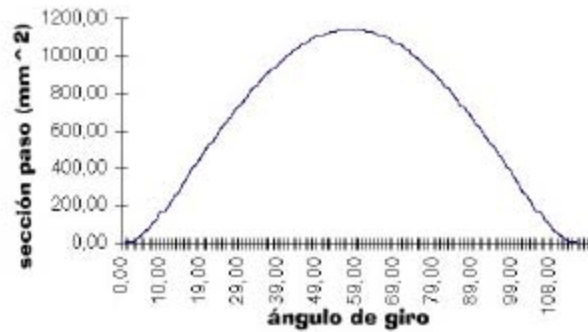
Utilizando las fórmulas 13.1 y 13.2 indicadas en el apartado 13.5, para el primer tramo (desde $h = 0$ mm hasta $h = 6.36$ mm) se obtiene:

$h(\text{mm})$	0	2.1	4.13	6.21
$A_v(\text{mm}^2)$	0	191.12	386.11	594.95

y para el tramo comprendido entre $h = 6.22$ mm y $h = 11$ mm se obtiene que:

$h(\text{MM})$	6.48	8.17	10.05	11
$A_v(\text{mm}^2)$	621.97	802.21	1026.35	1145.08

obteniendo el gráfico siguiente:



Finalmente, sabiendo que el árbol de levas está en cabeza y que las masas del mecanismo de distribución son: m_v (masa de la válvula) = 130 g, m_{res} (masa del muelle) = 40 g y m_t (masa del taqué) = 120 g, y que la constante k y la fuerza de pretensión F_v del muelle valen, respectivamente, 50000 N/m y 580 N, determinar la evolución de las fuerzas que actúan sobre el mecanismo.

La masa reducida total vale según la expresión 13.25:

$$M_{red} = 130 + 40/2 + 120 = 270 \text{ g}$$

La evolución de las fuerzas se obtiene de utilizar las fórmulas 13.28 y 13.40:

$$F_i = -M_{red} \cdot a \text{ (fuerza de inercia)}$$

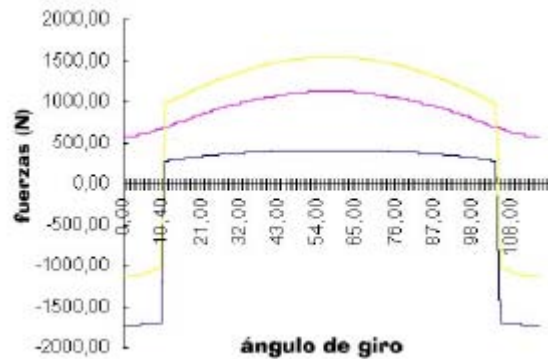
$$F_m = F_v + k \cdot h \text{ (fuerza del muelle)}$$

$$F_{tot} = F_i + F_m \text{ (fuerza total)}$$

De este modo se obtienen los siguientes resultados:

Angle	F_i (n)	F_m (n)	F_{tot} (n)
0	-1715.75	580	-1135.75
10.4	-1687.56	674.02	-1013.54
11	286.24	684.80	971.04

Angle	F_i (N)	F_m (N)	F_{tot} (N)
20	330.73	833.22	1163.95
30	370.58	966.13	1336.70
45	408.95	1094.12	1503.07
58	419.70	1130.00	1549.70



13.6 Influencia de la distribución sobre el rendimiento volumétrico

El rendimiento volumétrico se define como la relación entre la masa fresca (Otto) o aire (Diesel) que entra al motor por ciclo y la que llenaría la cilindrada en unas condiciones de referencia. Esto, expresado matemáticamente, es:

$$h_v = \frac{m_m}{\frac{n}{2} \cdot V_T \cdot r_i} \quad (13.42)$$

donde: m_m - masa de gases frescos por unidad de tiempo que entran en el motor
 n - número de vueltas por unidad de tiempo
 V_T - cilindrada total del motor
 r_i - densidad de mezcla a la presión P_i y temperatura T_i de referencia

En motores no sobrealimentados, la densidad de referencia se toma frecuentemente en las condiciones de presión y temperatura exteriores. Dos factores referentes a la distribución que afectan al rendimiento volumétrico del motor son las secciones de paso y forma de las válvulas, y el diagrama de la distribución.

13.6.1 Sección de paso y forma de las válvulas

La sección de paso a las válvulas es la que presenta mayores pérdidas de carga de todo el sistema de admisión a excepción de la válvula de mariposa para regular la potencia en motores de ciclo Otto; esto es debido, como se ha dicho anteriormente, a que la sección de salida es pequeña respecto a la sección del cilindro, provocando un frenado del fluido a presión constante. Por lo consiguiente, para mejorar el llenado interesa tener grandes secciones de paso, mejorando así el rendimiento volumétrico.

Como se observa en la figura 13.30, el coeficiente de descarga instantáneo depende fundamentalmente del levantamiento de la válvula (L es el levantamiento y D_v es el diámetro de la válvula).

El valor máximo de L/D_v se sitúa entre 0.25 y 0.3; valores superiores no influirían sobre el valor de C_d y, en cambio, aumentarían las sollicitaciones mecánicas del sistema de distribución.

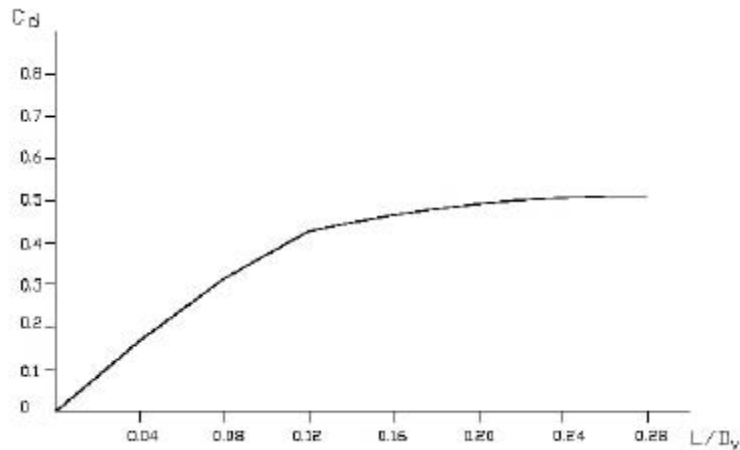


Fig. 13.30 Coeficiente de descarga instantáneo de una válvula

El ángulo del asiento afecta, obviamente, al área de paso y, por tanto, al coeficiente de descarga. De la fórmula de la sección A_v descrita en el apartado 13.5.1 se observa que un ángulo α de 0° tiene máximo el valor de A_v y, por tanto, maximiza C_d , a pesar que este ángulo empeora el cierre de la válvula.

Por otro lado, la capacidad de descarga de la válvula de escape afecta fundamentalmente al trabajo de bombeo, pero no al rendimiento volumétrico. Puesto que el llenado es más importante para la potencia del motor, suele aumentarse la capacidad de descarga de la válvula de admisión respecto la de escape en valores que van desde el 60% al 100%.

También influyen sobre la capacidad de descarga, los conductos adyacentes a las válvulas y el número de éstas (ver el apartado referente a válvulas múltiples).

13.6.2 Diagrama de la distribución

Las levas determinan diferentes características importantes de la distribución. Si la leva tiene un valor angular elevado, la apertura de la válvula durará más tiempo; si la altura máxima de la leva es grande, las válvulas tendrán una gran carrera de apertura, y si la leva tiene un perfil muy agudo, la apertura y cierre de la válvula serán muy rápidos.

Estos movimientos de apertura y cierre de las válvulas de admisión y de escape se representan en el llamado diagrama de la distribución, en el cual se expresan los ángulos de giro del cigüeñal en los que se producen la apertura y cierre de las válvulas.

Con el diagrama de distribución se puede conocer el carácter de un motor, los motores más rápidos disponen de ángulos más grandes que los motores que funcionan a regímenes de velocidad moderados.

Para mejorar el rendimiento volumétrico del motor, se intenta optimizar el diagrama de la distribución, de manera que simultáneamente se mejore el llenado de los cilindros y se disminuya el trabajo de bombeo.

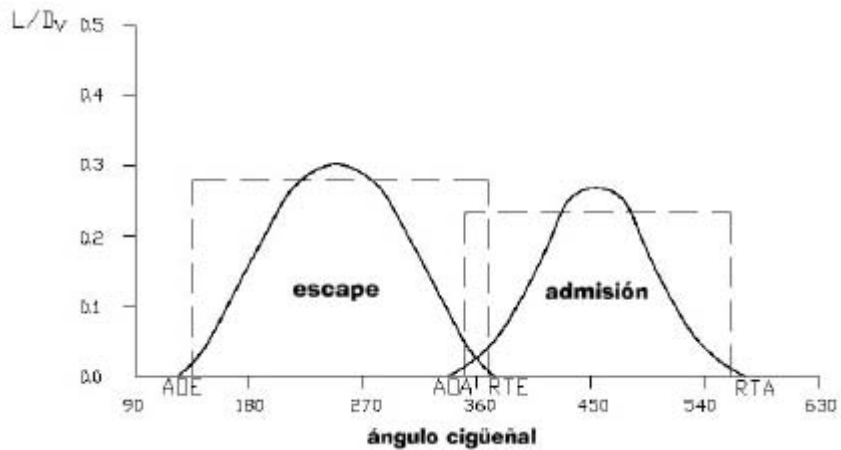


Fig. 13.31 Ley de levantamiento de las válvulas

En la figura 13.31 se representan las leyes de levantamiento ideal y real de las válvulas de admisión y de escape para un motor de cuatro tiempos. Problemas de tipo mecánico hacen inviable un alzado instantáneo de las válvulas; aun así, aumentar la velocidad de levantamiento de la válvula no afecta demasiado a la renovación de la carga a velocidades normales del motor.

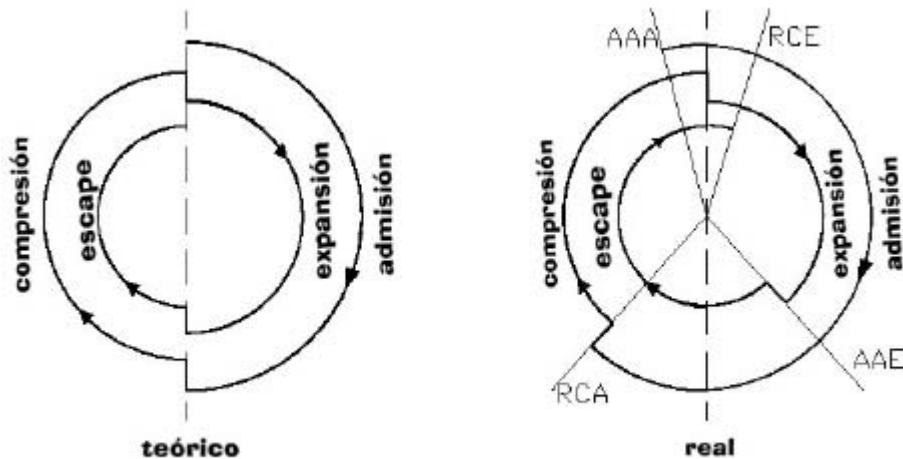


Fig. 13.32 Diagrama de la distribución

Teóricamente, la válvula de admisión debería abrirse en el PMS (punto muerto superior o punto donde el émbolo se encuentra más cerca de las válvulas, volumen mínimo) y cerrarse en el PMI (punto muerto inferior o punto donde el émbolo se encuentra más alejado de las válvulas, volumen máximo), mientras que la válvula de escape debería abrirse en el PMI y cerrarse en el PMS. Esto solo se cumple en motores muy poco revolucionados, ya que a medida que los motores funcionan a más revoluciones, es necesario

avanzar y retardar los puntos teóricos de apertura y cierre, respectivamente, de las válvulas con el fin de admitir la máxima cantidad de aire o carga y reducir el trabajo de escape. De este modo, se obtiene que los puntos característicos de la distribución son (Fig. 13.32):

AOA: avance en la apertura de la admisión

- Por un lado, al final de la carrera de escape, el pistón desacelera rápidamente y considerando el pequeño volumen de la cámara de combustión, al mantenerse la velocidad del flujo de gases de la válvula de escape, se produce cerca del PMS una caída de presión en algunos casos, por debajo de la que hay en el colector de admisión.
- En este punto, si abrimos la válvula de admisión, se producirá una entrada de gases frescos en el cilindro, mejorando, de este modo, el llenado y disminuyendo el trabajo de bombeo, debido a la subida de la línea del proceso de admisión del ciclo termodinámico.

RTA: retraso en el cierre de la admisión

- Este retraso tiene el objetivo de mejorar el llenado, ya que permite una entrada extra de mezcla debido a la inercia de los gases donde su movimiento dura hasta empezada la carrera de compresión.
- Los condicionantes que ayudan y posibilitan esta poscarga son: la baja velocidad del pistón al inicio de la compresión y el gran volumen que tiene el cilindro cerca del PMI.

AOE: avance en la apertura del escape

- La definición de este ángulo es un compromiso entre los siguientes dos efectos: por un lado, aumentar el avance OE implica que la parte de escape espontáneo es mayor por diferencia $P_{cil}-P_{atm}$, lo que da lugar a una mayor evacuación de gases quemados de forma espontánea; por el contrario, se pierde trabajo útil de la carrera de expansión de los gases al hacerla más pequeña. Por otro lado, el pistón, en la carrera de escape debe evacuar menos masa de gases quemados debido a que ya han salido durante el escape espontáneo por diferencia de presiones, esto provoca que el trabajo de escape que realiza el pistón sea más pequeño.

RTE: retraso en el cierre del escape

- El objetivo inicial es desalojar totalmente los gases una vez quemados y teniendo en cuenta que entre la velocidad del pistón ($v=0$ en los PM) y la de los gases en la válvula de escape existe un cierto desfase; esto provoca que el cierre óptimo del escape sea cuando la velocidad de los gases sea cero, lo que se produce cuando el pistón ya está en la carrera de admisión.
- A pesar de esto, puede existir un interés en no evacuar totalmente los gases quemados del cilindro, dada su influencia en la reducción de los Nox.

La existencia de estas alteraciones en la apertura y cierre de las válvulas provoca que haya instantes en los cuales las válvulas de admisión y escape de un mismo cilindro estén abiertas al mismo tiempo. Este hecho, muy común en los motores actuales, se conoce como *cruzamiento de válvulas* o *solapamiento*, el cual permite el barrido del espacio muerto, incrementando la potencia. Este ángulo de cruce suele ser más acentuado cuanto más elevado es el régimen de giro.

En general, la variabilidad del régimen de giro conlleva una variación en los ángulos óptimos de apertura y cierre de válvulas, que en general corresponde:

Si ↑ r.p.m.	AOA ↑	cruce ↑
	RTA ↑	cruce ↑
	AOE ↑	
	RTE ↑	

13.7 Concepción del sistema de distribución variable

La distribución variable tiene como objetivo maximizar a cualquier régimen de giro del motor el rendimiento volumétrico, por lo que respecta a la distribución, mediante dos acciones:

- La variación de los ángulos de apertura y cierre de válvulas en función del régimen de giro: variación de fase.
- La variación de la altura de levantamiento de válvulas: acción que a bajas vueltas del motor mejora el nivel de turbulencia en el cilindro para poder mejorar la combustión y en consecuencia las prestaciones a estos regímenes.

A bajas revoluciones, debido a la baja velocidad de los gases, puede ocurrir lo siguiente:

- En caso de haber un exceso del RTA (Retraso Cierre Admisión), éste puede derivar en un rechazo de una parte de la mezcla aire-combustible nuevamente hacia el colector de admisión.
- Un grado de turbulencia bajo, lo cual conlleva una mala homogenización de la mezcla y una disminución en la velocidad de combustión. Para solucionarlo sería necesario reducir el levantamiento de la válvula.
- En caso de existir un exceso del AOE (Avance Obertura Escape), se puede producir un reflujo de los gases quemados hacia la admisión.

A cualquier régimen, la válvula de admisión debería cerrarse al igualarse la presión de admisión y la del cilindro; al aumentar las revoluciones, sería necesario aumentar el RTA para poder mantener el rendimiento volumétrico (η_v).

A regímenes bajos o medios, pero a plena carga, donde el efecto inercial de los gases es importante, sería importante:

- Aprovechar la inercia de los gases de escape para succionar la columna de mezcla fresca de la admisión, cosa que se consigue disminuyendo el AOA.
- Obtener una poscarga, disminuyendo el RTA.

A altas revoluciones y a plena carga, es necesario aumentar el RTA y el levantamiento de la válvula, para aprovechar la inercia de los gases y aumentar la sección de paso.

13.7.1 Actuación en la admisión

a) Regímenes bajos y cargas parciales

En este caso, los gases tienden a seguir el movimiento del pistón y la ley de levantamiento ideal sería la de la figura 13.33 (derecha). En ésta se observa que el levantamiento de la válvula de admisión es reducido, ya que la masa que necesita entrar es relativamente pequeña y, para obtener la turbulencia necesaria para homogeneizar la mezcla, la sección de paso no puede ser grande.

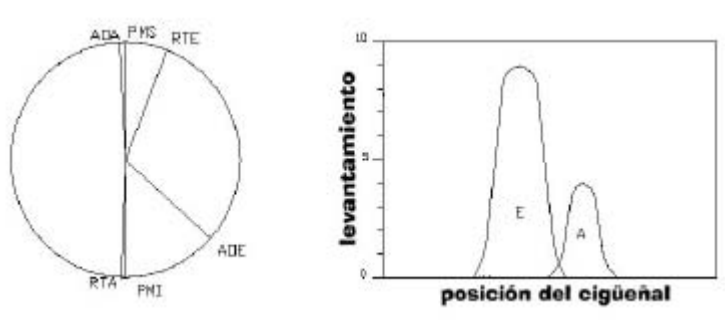


Fig. 13.33 Distribución a regímenes bajos y cargas parciales

El AOA se retarda para evitar un reflujo de los gases de escape por los conductos de admisión, a pesar de que los gases residuales no se pueden eliminar totalmente de la mezcla fresca. Este hecho tiene, como aspecto positivo, una disminución de la contaminación, ya que la presencia de los gases disminuye el NO_x .

El RTA se avanza, de manera que esté cerca del PMI; para evitar la expulsión de mezcla fresca por la admisión (reflujo). En caso que se aumente la carga, sería necesario retardar el RTA respecto a cargas más bajas, a la vez que aumentar el levantamiento.

También puede existir un cierto impedimento a la entrada de la última parte de la mezcla, ya que si la admisión está abierta durante demasiado rato, el combustible entrado en forma de *spray* al cilindro se evapora, hecho que comporta un aumento del volumen ocupado por éste.

b) Regímenes intermedios y plena carga

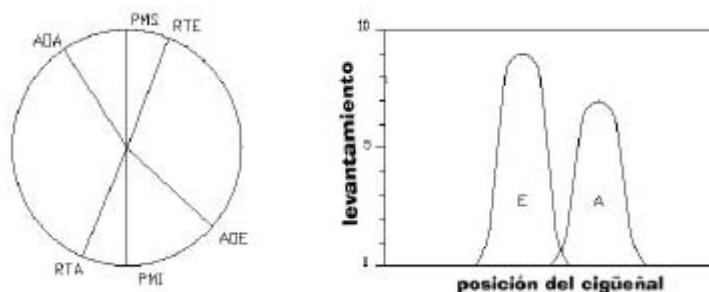


Fig. 13.34 Distribución a regímenes intermedios y plena carga

Ahora, los gases ya tienen una inercia considerable, por lo que ya no siguen el movimiento del pistón.

Es necesario aumentar el levantamiento de la válvula, tanto para poder introducir más masa como para que disminuyan las pérdidas de carga.

Además, es conveniente aprovechar la inercia de los gases quemados para absorber los gases frescos; por esta razón se anticipa el AOA. Una vez acelerada la columna de mezcla fresca, al aumentarse el RTA, la inercia de los gases provocará una sobrepresión, así como la consecuente poscarga y aumento de potencia. Este retraso aumenta al incrementarse el régimen de carga. Al aumentar la carga, es necesario aumentar la sección de paso de las válvulas, pero como ésta ya está predeterminada, se recurre a aumentar el levantamiento, disminuyéndose de esta manera la turbulencia y las pérdidas de carga.

c) Regímenes altos y plena carga

Son los puntos donde los elementos están sometidos a las máximas solicitaciones y donde se consigue la máxima potencia. La ley de levantamiento es:

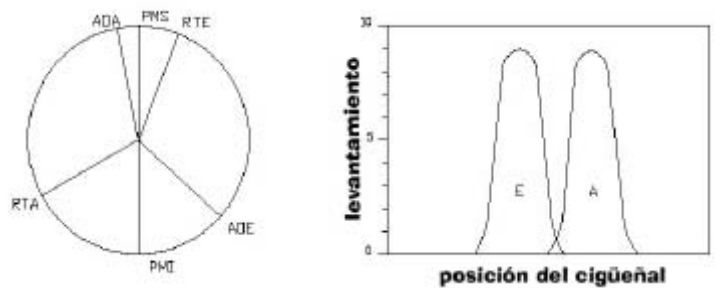


Fig. 13.35 Distribución a regímenes elevados y plena carga

Al aumentar el flujo, también debe aumentar la sección de paso, cosa que se obtiene aumentando el levantamiento.

En un principio se podría pensar en anticipar el AOA, pero esto no es correcto porque los gases de escape van decalados respecto a un régimen inferior, es decir, que al aumentar el régimen tienen más inercia, pero quedan retenidos en los ciclos posteriores.

El RTA, siguiendo los racionamientos generales, sí que se retarda al aumentar el régimen, ya que el efecto de sobrepresión llega con una demora incrementada respecto a regímenes inferiores y de módulo mayor, provocando un aumento de poscarga.

Estos efectos teóricos quedan corroborados por resultados experimentales. Comparando leyes de levantamiento con grandes y pequeños cruces, las conclusiones son:

a) Cruce grande

- Existen reflujos, o sea, que los gases de escape son aspirados por la admisión y vuelven a ser aspirados después (provocando pérdidas por bombada).

- La masa acumulada en el cilindro disminuye.
- No se aprovecha la inercia de los gases, al ser la presión de admisión mayor que la presión en el cilindro.

b) Cruce pequeño

- No existen reflujos.
- Aumenta la masa acumulada.
- Se aprovechan efectos inerciales ya que la presión en el cilindro es mayor que la presión de la admisión; existe poscarga, aumentándose el η_v .

13.7.2 Acción de los efectos inerciales

a) Si no existe solapamiento

A bajas revoluciones, los gases siguen el movimiento del pistón, siempre que la válvula de paso lo permita, de manera que el llenado se realiza correctamente.

A altas revoluciones, la columna se mueve con un retardo respecto al pistón, aumentando la amplitud de onda. Por lo tanto, se desplaza la curva, obteniéndose un llenado deficiente y bajando el η_v .

b) Si existe solapamiento

A bajas revoluciones, los gases de escape salen antes de llegar al PMI debido a las fuertes presiones obtenidas. Al abrirse la válvula de admisión, hecho que tiene lugar antes de llegar al PMS, parte de los gases quemados se introducen en los conductos de admisión, pero vuelven a ser aspirados al sobrepasarse el PMS. Por otro lado, al sobrepasar el PMI, parte de la mezcla fresca que hay en el pistón es aspirada por la admisión. Por lo tanto, el llenado es bastante peor que cuando no existe solapamiento.

A elevadas revoluciones, la evacuación de los gases de escape es eficiente tanto al principio, ya que salen gracias a las altas presiones de expansión, como cuando se sobrepasa el PMS, debido a la inercia que llevan. Al iniciarse la admisión, la mezcla fresca es aspirada por la depresión creada por los gases quemados. En consecuencia, el llenado es mejor que sin solapamiento.

13.7.3 Pérdida de carga y turbulencia

Los dos parámetros dependen de la velocidad del flujo, pero lo que interesa es una pérdida mínima de carga, con una turbulencia máxima.

En los motores alternativos, la velocidad del flujo de la mezcla llega a velocidades sónicas y entonces el flujo se bloquea, o sea, el flujo, por mucho que el pistón aspire, queda restringido a una cantidad fija. La única solución es aumentar la sección de paso. En cuanto a la turbulencia, interesa maximizarla para:

- Conseguir una buena homogenización de la mezcla
- Disminuir el tiempo de combustión, aumentando así el rendimiento térmico
- Disminuir el tiempo de retardo del encendido

Para obtener una mayor turbulencia, es necesario aumentar las velocidades del flujo y, por tanto, tener secciones de paso pequeñas.

En definitiva, para reducir las pérdidas de carga interesa aumentar la sección de paso pero, en cambio, para aumentar la turbulencia interesa disminuir esta misma sección. Así, debe de adoptarse una solución de compromiso, escogiendo la sección de paso óptima para cada régimen.

Una posible solución es la de obtener la turbulencia mediante efectos rotacionales del flujo en los colectores. Entonces, la mezcla girará a mayor velocidad al introducirse en el cilindro sin que esto provoque pérdidas de carga.

13.7.4 Actuación en la admisión y en el escape

En los casos anteriores, se han visto los efectos que se producen al variar la ley de levantamiento en la admisión manteniendo constante la del escape. En general, los posibles efectos al variarla son poco importantes, excepto para evitar pérdidas de carga.

Al variar la admisión y el escape, se tendrá, para diferentes regímenes y cargas, leyes de levantamiento que permitirán optimizarlos.

a) Regímenes bajos y carga parcial

En este caso, no existe inercia; por tanto, no interesa solapar para evitar el reflujos.

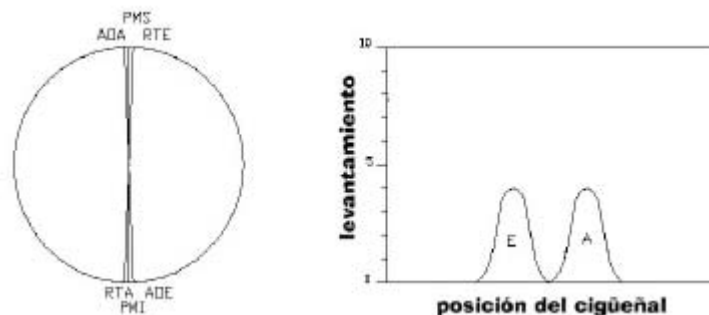


Fig. 13.36 Distribución a regímenes bajos y carga parcial

b) Regímenes intermedios y plena carga

- Es necesario anticipar el AOE para aprovechar la expansión e iniciar la salida de los gases.
- Es necesario retardar tanto el RTA como el RTE y aumentar el AOA, aprovechando la inercia que ahora tienen los gases de salida para acelerar la mezcla fresca.

Al aumentar la carga, la cantidad de flujo que debe entrar y salir es más grande, por lo que deben aumentarse los tiempos de apertura, así como la sección de paso.

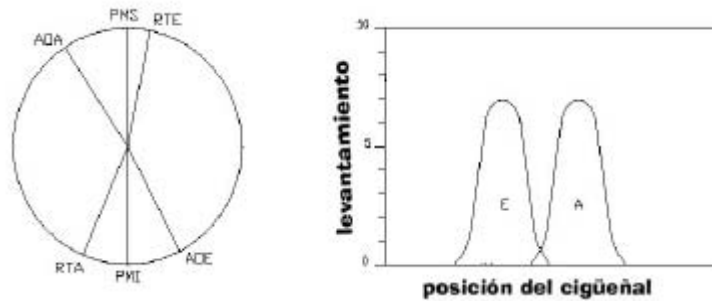


Fig. 13.37 Distribución a regímenes intermedios y carga plena

c) Regímenes altos y plena carga

- Es necesario anticipar el AOE para sacar todavía más provecho a la expansión. También es necesario retardar el AOA para acelerar mejor la mezcla fresca de la admisión.
- Como la inercia es mayor y la masa a introducir o a extraer ha aumentado, tanto el RTE como el RTA se retardan.

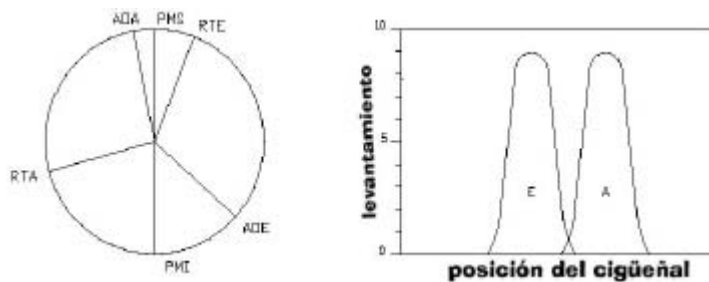


Fig. 13.38 Distribución a regímenes elevados y plena carga

El hecho de anticipar el AOE para acelerar los gases quemados tiene otra explicación: en caso de no abrirse el escape antes del PMI aumentaría la presión dentro del cilindro, ya que los gases todavía están en expansión, con la consecuente pérdida de trabajo. El punto exacto de apertura varía con la velocidad y la carga.

En el caso de tener una ley de levantamiento constante en el escape, ésta deberá tener una altura grande, porque, al disminuir la restricción de paso, se disminuyen las pérdidas de bombada y también el nivel de turbulencia que no tiene efectos, ya que la homogenización es igual en el escape.

El objetivo primordial es actuar sobre la admisión, ya que lo que más interesa es un buen llenado; si no es así, es absurdo optimizar la salida. Además, la diferencia de presiones en la admisión queda restringida entre el vacío y la presión atmosférica, mientras que en el escape no tiene restricción aparente.

13.8 Concepciones de sistemas de distribución variables

Para conseguir que la distribución sea variable, se actúa sobre:

- levantamiento de la válvula
- decalado del árbol (reglaje variable de levas)
- tiempo de apertura

Variándose estos parámetros, pueden cambiar todos los puntos característicos del diagrama de la distribución y la sección de paso a través de las válvulas. Así, básicamente existen dos sistemas para hacer variar la distribución: el reglaje variable de las levas (VCP) y la actuación variable de las válvulas (VVA)

13.8.1 Reglaje variable de las levas (VCP)

El VCP consiste en decalar un sincronismo entre árbol de levas y cigüeñal, de manera que, al ser el perfil de leva invariable, lo que se hace es girar unos grados todo el árbol en un sentido u otro, desplazando el adelanto de apertura o el retardo de cierre, pero de los dos a la vez, ya que están relacionados.

a) Regímenes bajos y carga parcial

Es necesario disminuir el AOA para evitar que los gases de escape entren en la admisión, cosa que provocará un aumento de la cantidad de gases residuales, y disminuirá la masa de mezcla acumulada. Para reducir los gases de escape es necesario retardar todo el árbol de admisión. Así, se desplaza la ley de levantamiento en la admisión (Fig. 13.39), pero sin variar el tiempo de apertura ni el valor de la altura.

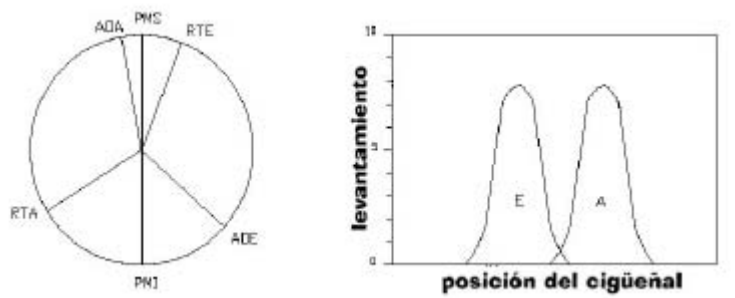


Fig. 13.39 Distribución a regímenes bajos y cargas parciales

b) Regímenes intermedios y plena carga

Ahora es necesario aprovechar los efectos inerciales del escape para acelerar la columna fresca, lo que se consigue con una anticipación del AOA, pero sin disminuir el retardo; por tanto, se adelanta todo el árbol de admisión.

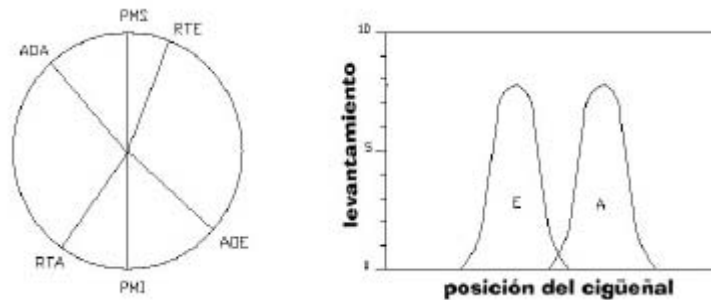


Fig. 13.40 Distribución a regímenes medios plena carga

En la figura 13.40 de la ley de levantamiento idónea para estas condiciones puede observarse que, variando los puntos de apertura y cierre de la admisión, se varía el solapamiento.

c) Regímenes altos y plena carga

Como los efectos inerciales son muy notables, tan solo con una pequeña anticipación de la admisión hay suficiente para acelerar la columna fresca. Con el aumento del RTA, se pueden aprovechar los efectos de poscarga. Por este motivo, se retarda toda la admisión.

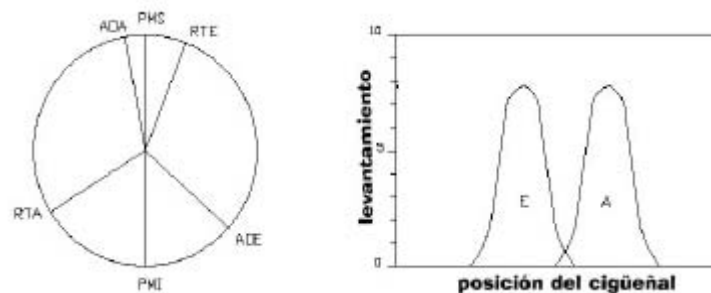


Fig. 13.41 Distribución a regímenes altos y plena carga

13.8.2 Actuación variable de las válvulas (VVA)

Estos sistemas son más complejos y costosos. Al compararlo con el VCP, resulta que el VCP es de construcción más sencilla y económica, pero con el VVA se consiguen mejoras en el par para cualquier régimen, lo que conlleva menos consumo y emisiones.

El avance de apertura y el retraso de cierre de las válvulas son independientes y se puede variar el levantamiento.

13.8.3 Optimización de la ley de levantamiento de las válvulas

La forma del perfil de leva viene dada para evitar la pérdida de contacto leva-taqué, con el fin de que al reencontrar el contacto no existan choques ni desgastes excesivos.

La aceleración de las válvulas en su apertura y cierre con árboles convencionales no es óptima, por este motivo, se han ideado sistemas como el DAVS que aumentan notablemente estas aceleraciones. Este sistema se detalla más extensamente en el siguiente apartado.

El accionamiento directo, sin árbol de levas, gobernando las válvulas mediante servoválvulas, da un aumento del rendimiento, pero hasta el momento solo se aplican a motores estacionarios.

El accionamiento de las válvulas hidráulicas con control electro-fluido dinámico, ECV, ofrece flexibilidad en el reglaje de tiempo y en el grado de apertura y cierre.

Este sistema permite la temporalización variable de las válvulas en función de la carga o la velocidad. Las válvulas son accionadas por un sistema hidráulico, sin levas, con una apertura y cierre más rápidos.

La única información experimental obtenida es de un motor Diesel sobrealimentado, y las conclusiones extraídas son que, en general, con rampas de apertura cercanas a los 0° se obtienen mejores resultados (rendimiento, par...) que con las que están cerca de los 115° , parecidas al accionamiento por levas.

13.9 Sistema de distribución variable

Para conseguir una ley de distribución variable en un motor alternativo de cuatro tiempos se puede, o bien, actuar sobre las válvulas, o bien actuar sobre las levas. Estas actuaciones son conocidas, respectivamente, como Sistemas de Accionamiento Directo de Válvulas y Sistemas de Accionamiento Indirecto.

En principio, en la industria domina y se impone el segundo de estos sistemas, es decir, se prefiere actuar sobre las levas o, más concretamente, sobre los elementos que gobiernan el movimiento de estas. Las razones de esta tendencia se exponen a continuación.

a) Sistemas de Accionamiento Directo

Son sistemas que, mediante actuación fluidodinámica o eléctrica, o combinación de ambas, teóricamente presentan gran flexibilidad de acción, duración y temporalización de la acción de las válvulas. Aún y así, la enorme complicación que suponen hace que la industria productora los desestime, ya que requieren un alto nivel tecnológico y, por tanto, de inversión. Con todo, no deja de ser un camino con probable futuro debido a las ventajas que este tipo de accionamiento presentaría para conseguir una ley de distribución variable.

b) Sistemas de Accionamiento Indirecto

Estos sistemas pueden dar prestaciones interesantes y, además, se pueden implantar de forma más o menos fácil en motores fabricados en serie. Estos se clasifican según donde se produzca la actuación. Los sistemas con variación en la leva o en el árbol son:

- Sistemas de reglaje de levas. Variación de fase
- Sistemas de rotación discontinua
- Sistemas de levas multidimensionales (sistema Titolo)
- Sistemas de doble árbol (sistema VTEC de Honda)

Los tres últimos son sistemas más sofisticados, ya que son sistemas de variación de la actuación de las válvulas (VVA), a diferencia del primer sistema, que es de variación de fase (VCP).

Los sistemas que, manteniendo un perfil de leva constante, operan sobre elementos intermedios son:

- Sistemas con dispositivos balísticos
- Sistemas con elementos mecánicos intermedios
- Sistemas con cojines hidráulicos

13.9.1 Sistemas de variación de fase (VCP)

El objetivo de estos mecanismos es conseguir variar la fase o calado del árbol de levas respecto al cigüeñal, dependiendo del régimen de giro del motor. La aplicación de estos sistemas está condicionada por el diseño del motor, el cual debe utilizar dos árboles de levas, uno para la admisión y otro para el escape. De este modo, lo que se hace es variar el solapamiento de estos dos árboles.

Se consigue variar la fase para dos regímenes de funcionamiento, los cuales se determinan a partir de una serie de parámetros del motor. Son mecanismos que consiguen curvas de par más planas, dando a los motores mayor elasticidad y facilidad de pilotaje y, además, se pueden implantar de manera económica y fiable. Por este motivo los han adoptado fabricantes como Alfa-Romeo, BMW, Mazda, Mercedes-Benz, Nissan (sistema NVCS) y Porsche (sistema Variocam).

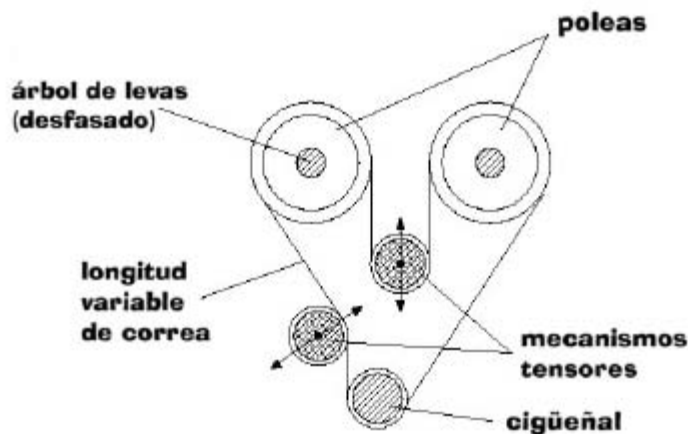


Fig. 13.42 Correa de longitud variable

Según su principio de funcionamiento, pueden clasificarse en:

a) Sistemas de variación simultánea de la posición de los tensores

La correa que enlaza las poleas ajustables puede variar la posición relativa de los árboles de levas, forzando la variación en la fase de las poleas solidarias a los árboles de levas. La tensión permanente de la correa queda asegurada con los tensores (Fig. 13.42).

Es un mecanismo sencillo y práctico, pero poco compacto. Su manipulación es complicada; por ese motivo estos sistemas solo son aplicables en bancos de ensayo.

b) Sistemas con mecanismo diferencial

Se basan en un mecanismo diferencial mediante planetarios en el enlace entre el árbol de levas y la polea (Fig. 13.43), cosa que hace aumentar el rango de variación de fases.

El desgaste debido al roce constante de los planetarios es un problema y, además, los sistemas más sofisticados han desbancado este tipo de mecanismos.

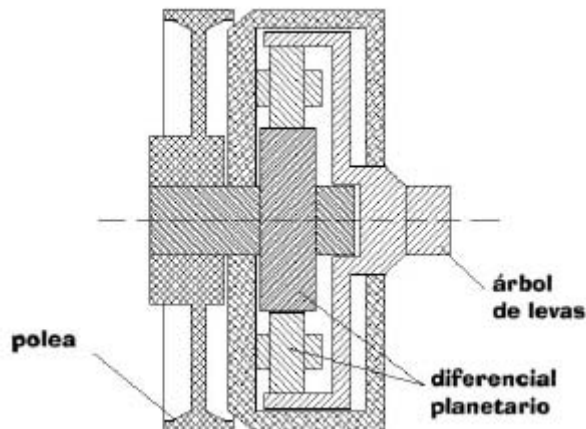


Fig. 13.43 Mecanismo diferencial

c) Sistemas con variador hidráulico

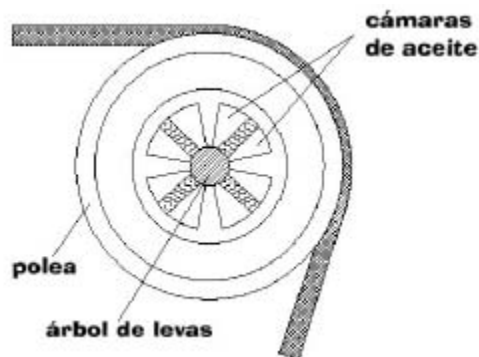


Fig. 13.44 Variador hidráulico

Se diseña un variador hidráulico de palas que actúa de enlace entre el árbol y el cigüeñal, a través de la polea y correa o cadena. El decalado del árbol viene provocado por el ajuste hidráulico de la posición de las palas con aceite presurizado (Fig. 13.44).

En estos mecanismos se requieren elevadas presiones y juntas susceptibles de desgastarse, la que ha provocado que no hayan tenido demasiada aplicación en la industria del motor.

d) Sistemas gobernados por eslabón

El enlace entre árbol y polea se realiza a través de un eslabón, que se ajusta por la acción de contrapesos centrífugos (sistema pasivo) o por accionamiento externo.

Pero el sistema pasivo también necesita de un accionamiento adicional que permita que estos sistemas puedan funcionar en un campo de variación más amplio.

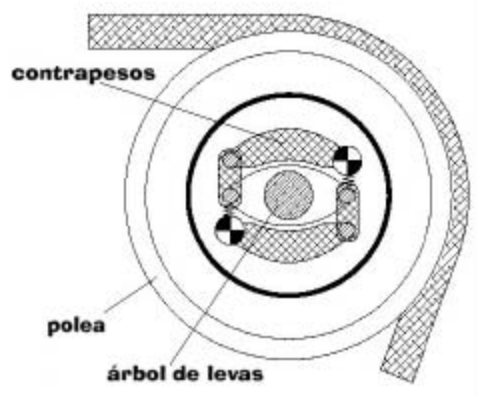


Fig. 13.45 Variador centrífugo

e) Sistemas con clavias helicoidales

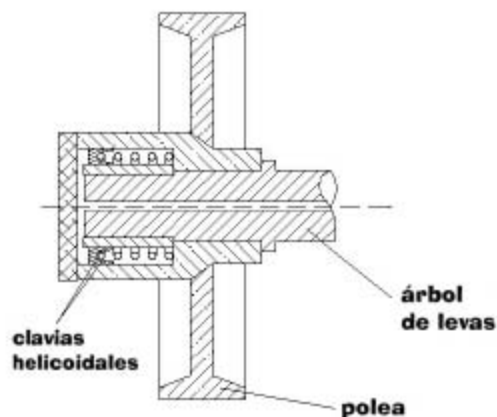


Fig. 13.46 Clavias helicoidales

El enlace entre árbol y polea se realiza mediante una pieza de clavias de hélice y una pieza interpuesta que, con el enlace interior y exterior, solidariza el movimiento polea-árbol. Controlando la posición de la pieza se controla el calado del árbol (Fig. 13.46). Su simplicidad, fiabilidad y resistencia han hecho que este sistema sea el de mayor implantación industrial.

13.9.2 Sistemas con rotación discontinua

Son sistemas que implantan dos levas por válvula y que, mediante un complicado sistema interno, pueden llegar a regir la distribución por acción de una u otra leva.

Lo que consigue este sistema es variar el tiempo de apertura, el solapamiento y, en algunos casos, los puntos indicados en el diagrama de la distribución. En ningún caso, sin embargo, no se varía la sección de paso a través de las válvulas.

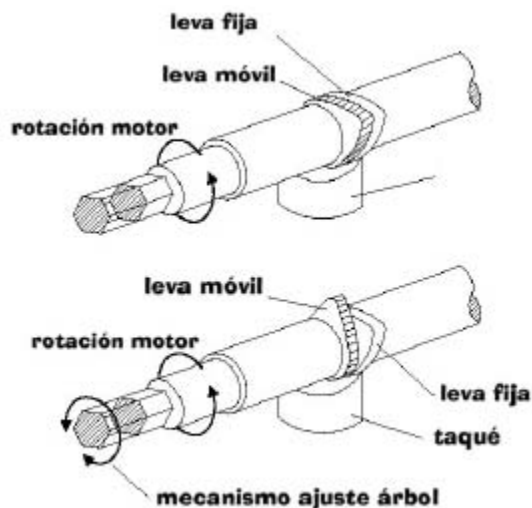


Fig. 13.47 Mecanismo de leva doble móvil

Este sistema no se ha implantado en ningún motor comercializado, pero ha sido usado en la experimentación de prototipos. Es necesario un rediseño del conjunto para asegurar su fiabilidad.

13.9.3 Sistema VTEC de Honda

Es un sistema de doble árbol, considerando que en un régimen u otro actúan árboles diferentes. El mecanismo es gobernado por una Unidad de Control Electrónica (ECU), que determina los dos regímenes a los que se restringe la variación de funcionamiento.

El sistema que utiliza Honda (VTEC) tiene como objetivo hacer variable la sección de paso de las válvulas, en función del régimen de giro del motor y de la carga.

El sistema permite al motor funcionar según dos diagramas de distribución predeterminados, y con dos niveles de levantamiento las válvulas, también prefijados, según se dé o no la orden de cambio.



Fig. 13.48 Mecanismo del sistema VTEC

El mecanismo consta de tres levas para cada pareja de válvulas, que funcionan en un modo u otro según la orden que de la ECU. Dependiendo de donde se actúe se diferencian dos posibilidades:

- Sistema VTEC-E (motores SOHC), que tiene como objetivo economizar el consumo. Este sistema trabaja en un árbol y solo actúa sobre las válvulas de admisión. A regímenes bajos el sistema no actúa y de cada pareja de válvulas de admisión, una abre de forma normal y la otra mucho menos. El objetivo es asegurad una buena limpieza de la cámara de combustión y, sobre todo, aumentar notablemente el nivel de turbulencia. A 2500 r.p.m. el ECU da la orden de activar el funcionamiento del VTEC-E, haciendo que las válvulas tengan igual funcionamiento.
- Motor DOHC, que monta el dispositivo en los dos árboles de levas, actuando tanto en la admisión como en el escape. Se pretende optimizar las curvas de par para los diferentes regímenes de funcionamiento. A regímenes bajos el sistema tiene un comportamiento normal y a altas revoluciones el de un motor deportivo puntero. En este caso VTEC actúa a partir de las 5500 r.p.m.

Como ya se ha comentado, para cada pareja de válvulas el árbol de levas tiene un conjunto de dos o tres levas, las cuales son protagonistas de las dos posibles situaciones:

- El sistema VTEC no actúa: a bajas revoluciones (Fig. 13.49), actúan las dos levas laterales sobre los correspondientes balancines, y estos actúan sobre las válvulas con un pequeño desfase para provocar la turbulencia deseada. Estas dos levas tienen poco encruzamiento, altura reducida y dan tiempos de apertura relativamente cortos. La leva central mueve el balancín central pero su movimiento no tiene efecto sobre las válvulas.
- El sistema VTEC actúa: a altas revoluciones el sistema VTEC se conecta hidráulicamente, quedando fijados solidariamente los dos o tres balancines, gobernando el movimiento la leva predominante. Esto hace variar el diagrama de la distribución ya que la altura de la leva predominante es superior y, además, se aumenta el cruce. Los balancines actúan simultáneamente y las válvulas abren y cierran a la vez por igual. El motor, como ya se ha comentado, tiene una ECU que, dependiendo de las revoluciones del motor, de la velocidad del vehículo, de la temperatura del refrigerante y de la carga del motor, envía señal de abrir el circuito de aceite a presión del VTEC.



Fig. 13.49 Sistema Honda-VTEC

Los inconvenientes de este sistema son los siguientes:

- Hay masas en movimiento, aumentando las inercias.
- Aumentan las pérdidas por roce.
- No hay taqués hidráulicos, por lo que han de hacerse reglajes.
- No hay variación progresiva, sino instantánea, ya que solo se trabaja en dos regímenes.

13.9.4 Sistema de distribución balística

Este sistema, ideado por la sociedad Motori Moderni, fue de los pioneros en distribución variable. Se basa en la combinación de resortes de diferente rigidez para hacer variable el funcionamiento del sistema, en función del régimen de giro del motor. Es un sistema mecánico.

Su poca fiabilidad ha hecho que este tipo de sistema haya sido superado por los nuevos mecanismos.

13.9.5 Sistemas con base electro-óleo-dinámica

Es el desarrollo del anterior sistema; también da rigidez variable a los elementos de enlace, pero con un mecanismo electro-hidráulico. Este sistema, junto con el de distribución balística, intentan hacer variables los levantamientos de las válvulas, y el ángulo y el tiempo de apertura éstas.

Su funcionamiento en continuo y la posibilidad de poderse sincronizar con la regulación del calado del árbol, lo hacen muy prometedor, pero no ha sido suficientemente desarrollado debido a su complicación.

13.9.6 Sistema Davs

Este sistema utiliza un sistema de llenado de la cámara de combustión bastante interesante. De hecho, no es un sistema que haga variable el sistema de distribución, pero sí puede mejorar el rendimiento volumétrico y el rendimiento térmico.

Es un sistema simple y fiable y además puede sincronizarse con sistemas de variación del calado. Es una gran solución que ha sido aplicada sobre un motor SAAB.

El sistema tiene el objetivo de minimizar el volumen de gases calientes que, cuando termina la carrera de escape, quedan en la cámara.

Se basa en el movimiento del asiento de la válvula de admisión que permite que actúe en diferente altura que la de escape. Así, por ejemplo, en el momento que interesa reducir el volumen de la cámara de combustión, el asiento se introduce en ésta o, cuando es necesario aumentarlo, el asiento deberá subir hacia el colector. Además, el movimiento del asiento provoca una óptima conducción del flujo de barrido y un tiempo de carga mínimo.

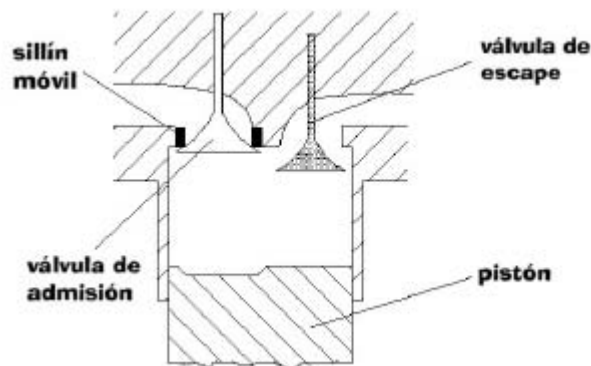


Fig. 13.50 Esquema de la cámara en el sistema Davs

Este mecanismo, sin embargo, tiene el inconveniente de necesitar muchos componentes con movimientos y velocidades relativas elevadas y, por tanto, con mayores esfuerzos. Esto cuestiona su fiabilidad.

14 Distribución 2T

14.1 Introducción

El concepto de distribución se refiere a como se realizan las aperturas y cierres del recinto de combustión respecto el giro del cigüeñal. El diagrama de distribución es un diagrama polar donde quedan reflejados las aperturas y cierres de las lumbreras, así como los procesos asociados.

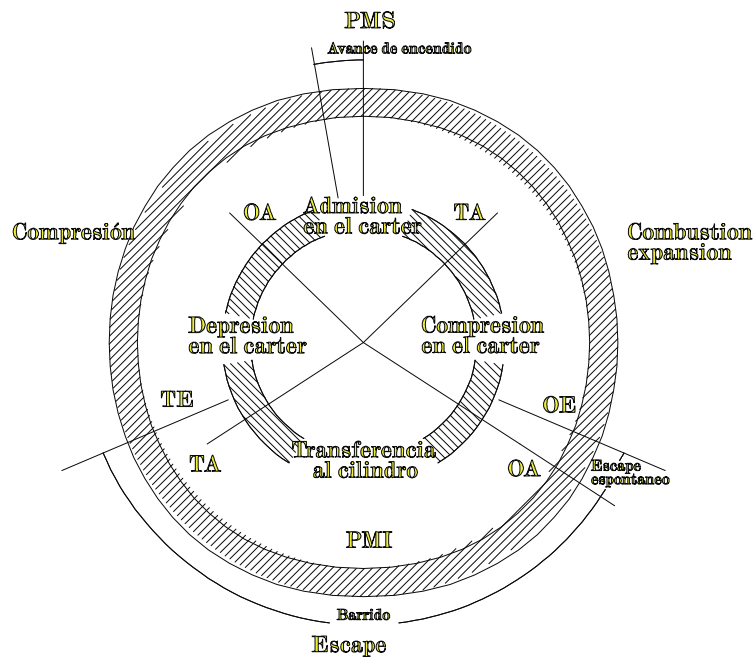


Fig. 14.1 Diagrama de distribución de un motor 2T de barrido por cárter y distribución simétrica

En la figura 14.1 se puede observar como es el diagrama de distribución de un motor de dos tiempos y barrido por cárter donde la distribución es regulada únicamente por el pistón, dando lugar a una distribución simétrica, es decir, ángulos iguales respecto del PMI.

La utilización de este tipo de distribución conlleva que el escape se cierre con posterioridad al cierre de la lumbrera de transferencia, lo que motiva la posible existencia de un cortocircuito.

14.2 Tipología del diagrama de distribución

La renovación de la carga y el barrido de un motor 2T depende esencialmente de la distribución que presente el motor. Existen dos concepciones de distribución en función del orden de apertura y cierre de las diferentes lumbreras. Estas concepciones se llaman:

- Distribución simétrica
- Distribución asimétrica

a) Distribución simétrica

En la distribución simétrica, se controla la apertura y cierre de las lumbreras a través del pistón.

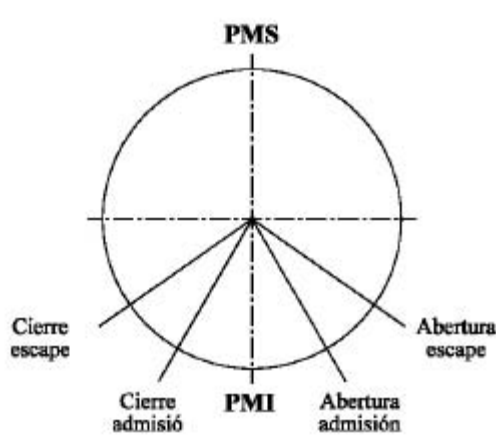


Fig. 14.2 Distribución simétrica

Es el sistema de distribución más sencillo, ligero y económico y caracteriza de forma genérica el motor de 2T. El inconveniente más importante que presenta viene cuando el cierre del escape es posterior al cierre de la lumbrera de transferencia, y por lo tanto hay muchas posibilidades de favorecer la existencia de un cortocircuito; salida de mezcla por el escape antes de su cierre, hecho poco deseable.

Este hecho se produce porque cuando el pistón empieza a realizar la carrera de trabajo y se va acercando al PMI; la lumbrera que se ha de descubrir primero es la lumbrera de escape, y como el movimiento del pistón es simétrico respecto al PMI, también será esta lumbrera la última en ser cerrada. El diagrama polar de este tipo de distribución se ofrece en la figura 14.2.

b) Distribución asimétrica

La distribución simétrica se caracteriza porque el cierre de la lumbrera de escape es anterior al cierre de la lumbrera de transferencia.

Para conseguir este efecto, el pistón no ha de controlar únicamente las lumbreras de transferencia y escape, sino que al sistema debe incorporarse una válvula adicional que controle el escape de forma independiente en el pistón.

Esta válvula tiene la apertura simultánea a la abertura provocada por el pistón de la lumbrera de escape, pero tiene el cierre avanzado respecto al controlado por el pistón, de forma que se cierra primero la lumbrera de escape y posteriormente la de transferencia, generándose la distribución que se muestra en la figura 14.3.

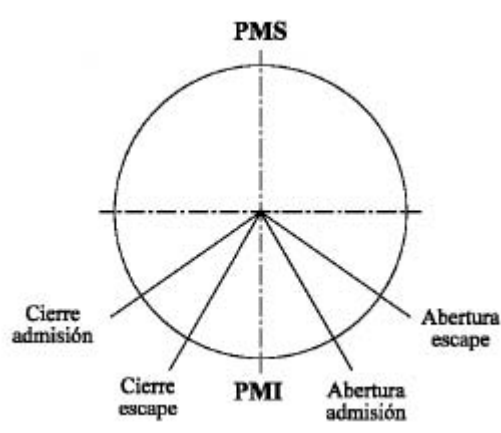


Fig. 14.3 Distribución asimétrica

14.3 Admisión directa a través de una bomba externa

La admisión directa a través de una bomba externa se realiza mediante una bomba, que eleva la presión de la carga fresca y que está colocada de forma externa e independiente del propio mecanismo del motor.

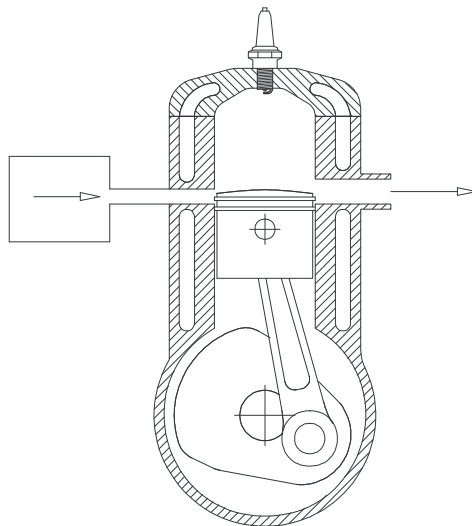


Fig. 14.4 Admisión a través de bomba externa

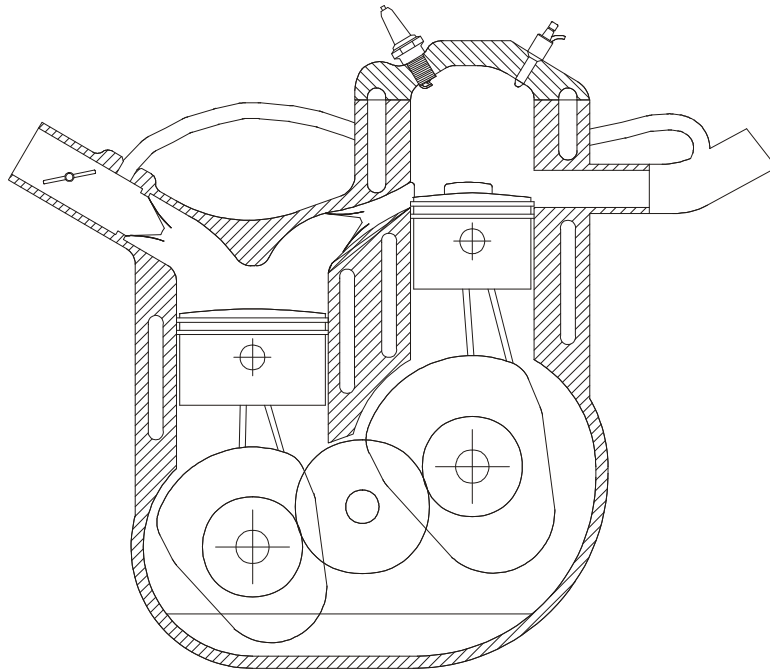


Fig. 14.5 Admisión directa por bomba externa alternativa de pistón

Esta bomba puede ser de diferentes tipos, ya sea volumétrica o dinámica. Normalmente se suelen utilizar las primeras y con mecanismos alternativos, aunque también pueden ser rotativos. En la figura 14.4 se esquematiza la implementación de una bomba de este tipo.

Una solución utilizada en el mundo de la automoción es la que se esquematiza en la figura 14.5, donde se observa una bomba volumétrica de pistón de gran capacidad, que es accionada por el eje motor. Esta disposición permite que se independice el barrido de las fluctuaciones de presión en la lumbrera de escape y que el volumen de aire solamente esté limitado por la propia bomba de pistón, hecho que permite una reducción del trabajo de bombeo con respecto a una bomba de barrido por cárter.

En cuanto al mecanismo, la incorporación del segundo pistón, permite que su contrapeso mejore el equilibrado del pistón principal. De todas maneras, este sistema encarece el motor, aumenta las pérdidas por fricción y provoca un aumento importante de volumen y peso.

14.4 Admisión a través del cárter

Este tipo de admisión es la más utilizada en los motores de 2T, ya que permite compactar extremadamente el motor y reducir los elementos mecánicos que requiere para su funcionamiento.

Su funcionamiento se basa en realizar la admisión y precompresión de los gases frescos en el cárter, mediante la parte inferior del pistón, tal y como ya se ha explicado con anterioridad.

Las particularidades de la bomba volumétrica alternativa con la que se constituye el cárter se caracterizan esencialmente por el tamaño que éste debe tener. Cuanto más grande sea su volumen, mayor capacidad de bombeo presentará, pero al mismo tiempo se condicionará el rendimiento, tal y como muestra la expresión 14.1.

$$\epsilon_{\text{bombeo}} = \frac{1}{\sqrt{V_{\text{carter}}}} \quad (14.1)$$

Asociado al funcionamiento de la bomba, es necesario que haya un control de las lumbreras por donde entra y sale el flujo del cárter. Existen diferentes posibilidades de control del proceso, que determinará las características de distribución del motor:

- Control mediante la falda del pistón
- Control mediante caja de láminas
- Control mediante la falda del pistón y caja de láminas
- Control mediante válvula rotativa

14.4.1 Control mediante la falda del pistón

Cuando el control se realiza mediante falda del pistón, es el propio pistón el que abre y cierra las lumbreras mecanizadas en el cilindro, tal y como se refleja en la figura 14.6, donde se esquematiza un sistema de este tipo.

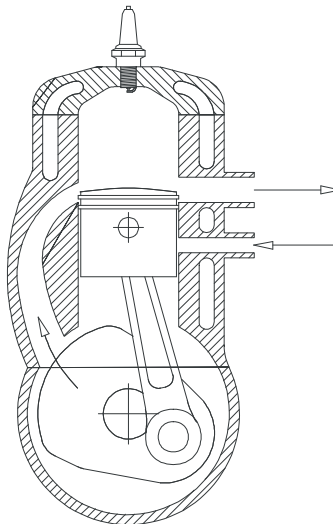


Fig. 14.6 Admisión controlada por la falda del pistón

Por lo tanto, la apertura y cierre de la lumbrera de admisión se controla mediante la posición del pistón, en definitiva un cierto ángulo girado en el cigüeñal, dando lugar a una distribución simétrica.

Este sistema proporciona una buena respiración del motor a una gama de revoluciones muy limitada dando una potencia máxima elevada, pero un intervalo de régimen de utilización demasiado limitado. Por estos motivos, actualmente, este tipo de admisión no se utiliza comercialmente.

14.4.2 Control mediante caja de láminas

La caja de láminas es un elemento que se interpone en la entrada del cárter y se comporta como una válvula de apertura unidireccional; su cierre es controlado por la diferencia de presiones entre el interior del cárter y el propio conducto de admisión. Esta válvula puede observarse en la figura 14.7.

La caja de válvulas sólo permite el paso del aire cuando la presión en el interior del cárter es inferior a la del conducto de admisión; esta diferencia de presiones ha de ser suficiente como para abrir las láminas. Debido a su diseño, su apertura es unidireccional, permitiendo sólo la entrada del flujo y evitando de esta manera los posibles reflujos.

Para variaciones de presiones lentas, es decir, para regímenes bajos, el comportamiento de las láminas es muy bueno. Pero para regímenes altos las láminas, debido a su inercia, ya no pueden seguir las diferencias de presiones, reduciéndose la eficiencia del sistema.

Si por lo contrario, su diseño es favorable a los regímenes de giro elevados, las tensiones mecánicas de apertura y cierre a estos regímenes obligarán a realizar unas láminas demasiado robustas, que por su masa serán ineficientes a regímenes bajos, lo que implica que hay que hacer un diseño orientado a un determinado rango de régimen, que dará lugar a ineficiencias en el resto del rango de funcionamiento.

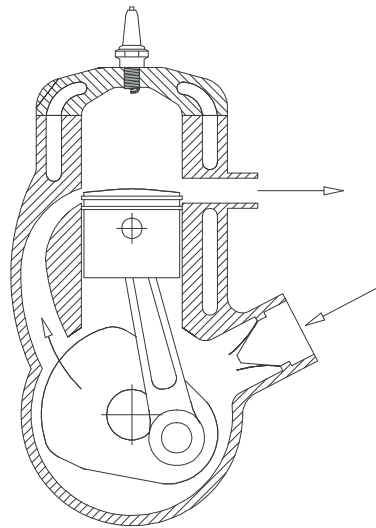


Fig. 14.7 Admisión por caja de láminas

Las válvulas por láminas tienen unos topes que controlan la apertura máxima de las láminas, limitando el área descubierta de entrada y evitando posibles excesos de apertura, tal y como se observa en la figura 14.8.

Su diseño ha de ser especialmente cuidado, tanto en lo referente a su inercia, de la que depende el tiempo que tarda a abrirse, como también por el material, ya que su trabajo a fatiga es muy intenso, tendiéndose a sustituir las láminas de metal por materiales tipo Composite. En general, el área de paso de la válvula es del 80-90% de el área de paso del carburador.

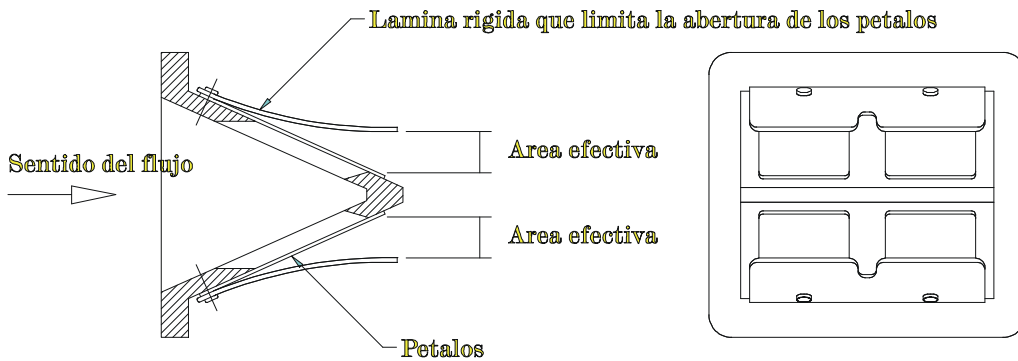


Fig. 14.8 Área efectiva de la caja de láminas

La rigidez de las láminas es un compromiso del que depende su funcionamiento a cada régimen. En general se necesitan unas láminas optimizadas a una frecuencia del 80% de la frecuencia del motor a máxima potencia.

De todos modos, debe considerarse que la válvula de láminas en sí es una restricción en el paso del flujo y por tanto se ha de intentar reducir al mínimo para obtener el máximo rendimiento de llenado de la bomba de barrido por cárter.

14.4.3 Control por la falda del pistón y por caja de láminas

En este sistema se combinan los dos métodos de control descritos anteriormente, tal y como se observa en la figura 14.9. Es un tipo de control especialmente indicado para poder diseñar el motor para que alcance el máximo par a bajo régimen de giro, y es, en consecuencia, un mecanismo que se utiliza prioritariamente en los motores destinados a equipar las motocicletas de trial, donde este hecho es especialmente trascendente.

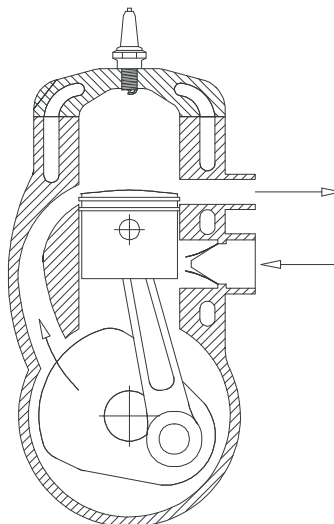


Fig. 14.9 Admisión controlada por falda del pistón y caja de láminas

14.4.4 Control mediante válvula rotativa

El control de la admisión mediante válvula rotativa se basa en la apertura y cierre de la lumbrera de admisión dispuesta en el cárter a través de la posición de un disco solidario al cigüeñal, donde hay una abertura por donde se introduce el flujo de aire o mezcla en el cárter.

Según las dimensiones y posición de esta válvula rotativa, se puede optimizar el llenado del motor a diferentes regímenes de giro, según su utilización posterior.

En definitiva, el proceso de admisión se controla de forma independiente al movimiento del pistón, a través de la posición del disco y de la geometría de su abertura. En consecuencia, es un sistema de fácil modificación y puesta a punto.

Como el ángulo de apertura y cierre de la válvula es independiente del sistema biela manivela, y por tanto de la posición del pistón, se puede conseguir una distribución asimétrica aumentando la eficiencia de admisión sobre una gama amplia de regímenes. Por tanto, mediante este sistema, se puede obtener una curva de par más plana, y por tanto más utilizable, pero, en contrapartida, se consigue un par máximo inferior respecto los otros sistemas de admisión.

En lo referente a la geometría del mecanismo de esta solución de control, como se añade masa al nivel del cigüeñal, se consigue bajar el centro de inercia del motor, hecho que favorece su implementación en las motocicletas.

En la figura 14.10 puede observarse la esquematización de un motor con control mediante la válvula rotativa.

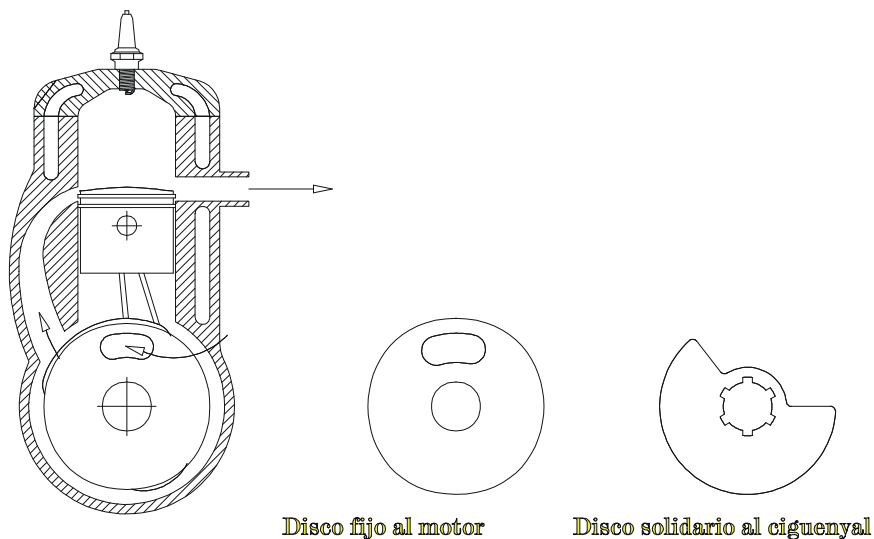


Fig. 14.10 Admisión por válvula rotativa

14.5 Dispositivos para la mejora del proceso de renovación de la carga

Tal y como ya se ha comentado, uno de los problemas del motor de 2T es su ineficiencia en cuanto a la renovación de la carga cuando el motor funciona fuera de un rango, relativamente estrecho, alrededor del régimen en el cual se ha optimizado.

Por tanto, es esencial mejorar el llenado, hacer un barrido más eficiente e intentar evitar el cortocircuito para la adecuada implementación en los mercados actuales de estos tipo de motores.

Las diferentes mejoras que se han ido introduciendo pretenden mejorar el comportamiento del motor de 2T en un abanico más amplio de regímenes de giro. Son las que a continuación se detallan.

14.5.1 Resonadores en la admisión

La función principal del resonador es la de, a cierto régimen, mejorar el proceso de llenado del cárter. El resonador de admisión es un recinto cerrado con una entrada estrecha que atenúa las ondas de presión que se crean cuando se abre la lumbrera de admisión y que podrían interferir en el correcto llenado.

El resonador actúa anulando estas ondas en aquella frecuencia donde se dificultaría el llenado del cárter.

En la figura 14.11 puede observarse la configuración que adopta un resonador lateral en la admisión de un motor dos tiempo de bomba de barrido por cárter.

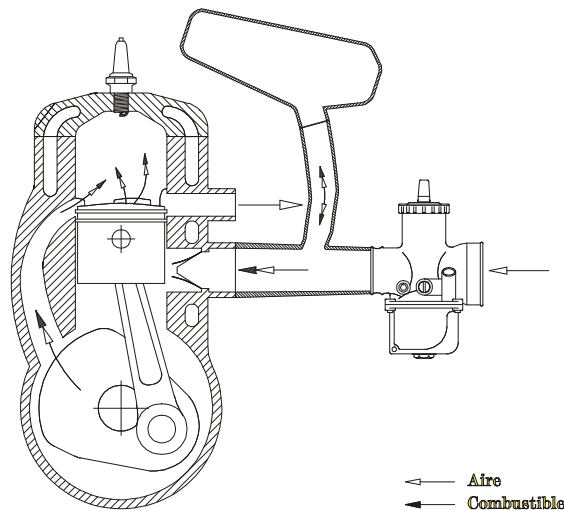


Fig. 14.11 Resonador en la admisión

14.5.2 Resonador en el escape

Tal y como sucede con el resonador en la admisión, el resonador en el escape atenúa las perturbaciones de presión que se producen en el escape de una determinada frecuencia, a la cual se ha sintonizado. Consiste

en un recinto cerrado con una entrada estrecha regulada a través de una válvula cerca de la lumbrera de escape, definiendo una pequeña longitud entre el escape y el resonador, tal y como refleja la figura 14.12.

El resonador del escape suele tener una válvula que permite variar el volumen, de forma que se pueda conseguir una sintonía a diferentes regímenes y por tanto variar el comportamiento del escape en función del régimen de giro. El conducto de escape se diseña para que a elevados regímenes de giro se optimice la evacuación de los gases de escape y se impida el cortocircuito. Al disminuir el régimen, la sintonía del conducto se pierde, y es el momento en el cual se abre la válvula variando la geometría del conjunto, permitiendo que esté sintonizado a otro régimen.

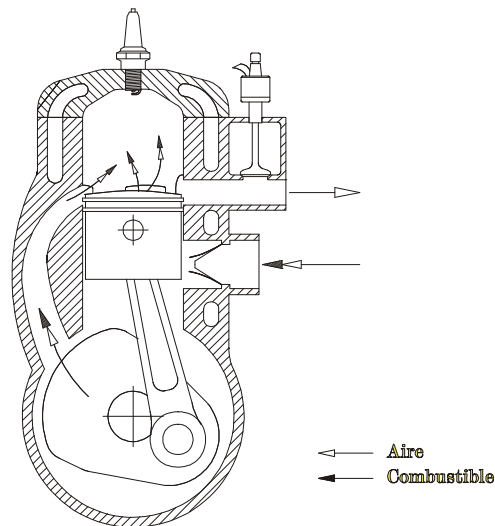


Fig. 14.12 Resonador en el escape

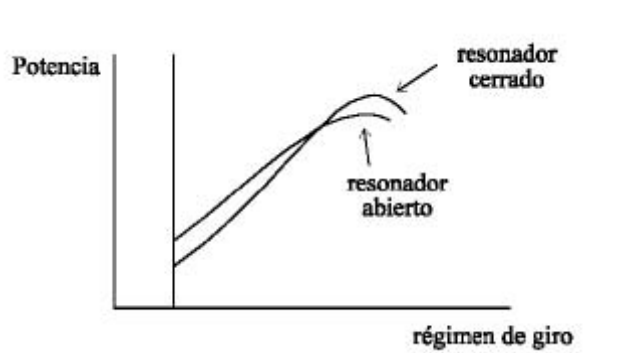


Fig. 14.13 Comportamiento comparativo de la curva de potencia de un motor 2T con el resonador del escape abierto o cerrado

Por lo tanto, el sistema hay que diseñarlo optimizando los conductos de escape para que permitan una buena renovación a altos regímenes, y a bajos se mejora el comportamiento haciendo actuar el resonador de forma que se evite el cortocircuito.

Este hecho se pone de manifiesto si se comparan las curvas de prestaciones de un mismo motor con el resonador siempre abierto o siempre cerrado, que se ofrece en la figura 14.13.

De la gráfica se deduce la mejora del comportamiento obtenida, que se resume en que por cada posición del resonador hay un régimen en el cual se mejora ostensiblemente el comportamiento del motor.

14.5.3 Válvula parcializadora en el escape

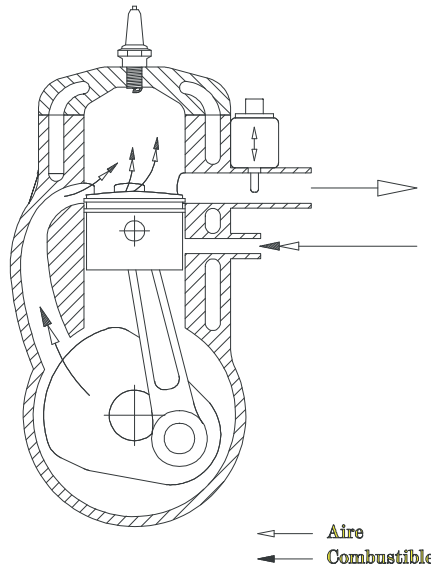


Fig. 14.14 Válvula parcializadora en el escape de guillotina

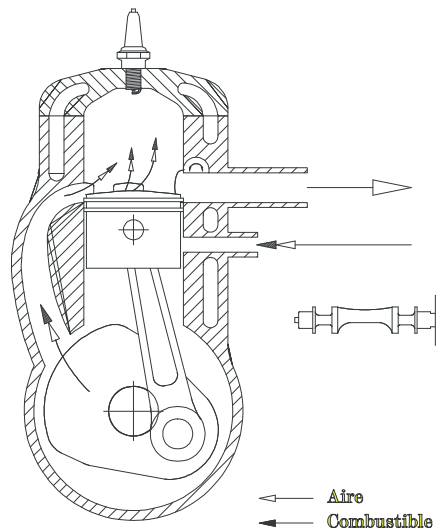


Fig. 14.15 Válvula parcializadora en el escape rotativa

Las válvulas parcializadoras del escape basan su funcionamiento en que el diseño del conducto de escape se realiza para regímenes altos. En contrapartida, a regímenes bajos, el diámetro del conducto y la pérdida de carga del conjunto no son suficientes y se favorece el cortocircuito. La misión de las válvulas parcializadoras es la de reducir la sección de paso en el conducto de escape.

De esta manera se introduce una pérdida de carga que dificulta la salida de los gases de escape y que en consecuencia dificulta el cortocircuito.

Hay dos tipos importantes de válvulas parcializadoras, las de guillotina y las rotativas, que se pueden observar en las figuras 14.14 y 14.15.

La diferencia entre ellas es la ley de apertura, es decir, la correspondencia entre el porcentaje de apertura de su regulador y el área efectiva realmente abierta en el conducto, tal y como se aprecia en la figura 14.16.

Los sistemas más efectivos están regulados electrónicamente, combinándolos con el avance de encendido según el régimen de giro del motor. Existen casos en los que se han aprovechado los gases de salida para abrir y cerrar las válvulas o a través de algún otro mecanismo, pero menos efectivos que los sistemas electrónicos, que ofrecen una gran posibilidad de reglaje.

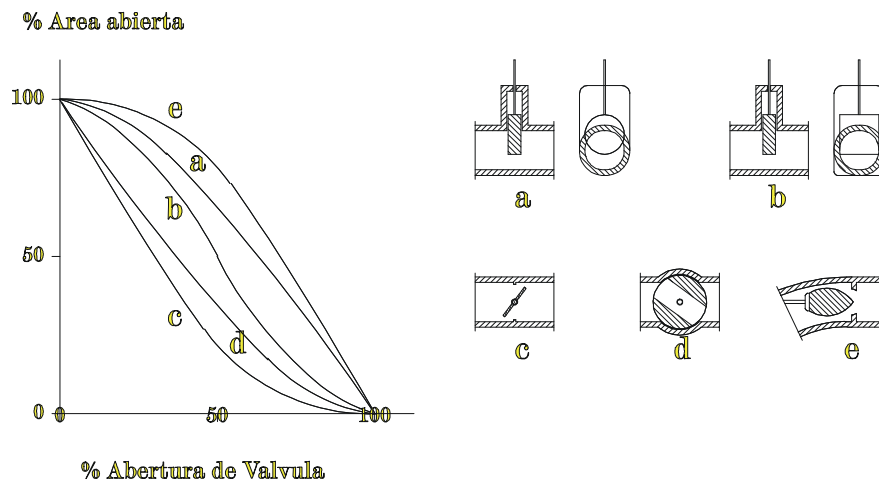


Fig. 14.16 Variación del área geométrica descubierta respecto la variación de la apertura de la válvula

En definitiva, con la válvula rotativa se aprovecha el sistema de escape para una gama más amplia de regímenes del motor y por tanto se optimiza el llenado y el barrido, reduciendo el cortocircuito.

14.5.4 Válvula parcializadora en el tránsfer

La válvula parcializadora en el tránsfer pretende conseguir reducir el cortocircuito a diferentes regímenes del motor, de forma equivalente a las válvulas parcializadoras del escape, pero de otra manera. En este

caso, la válvula parcializadora se coloca en el tránsfer, de forma que recibe menos sollicitaciones térmicas que si estuviera en el escape, consiguiendo una mayor durabilidad del mecanismo.

Estas válvulas se instalan a los conductos de transferencia próximos a la lumbrera de escape y su apertura depende únicamente del régimen del motor; en el momento en que el motor trabaja por encima de ciertas revoluciones, las válvulas empiezan a actuar.

A altos régimenes las válvulas est n totalmente abiertas para dejar pasar el máximo de flujo posible, mientras que a régimen bajo o de ralentí las válvulas se cierran al máximo para evitar el máximo posible el cortocircuito.

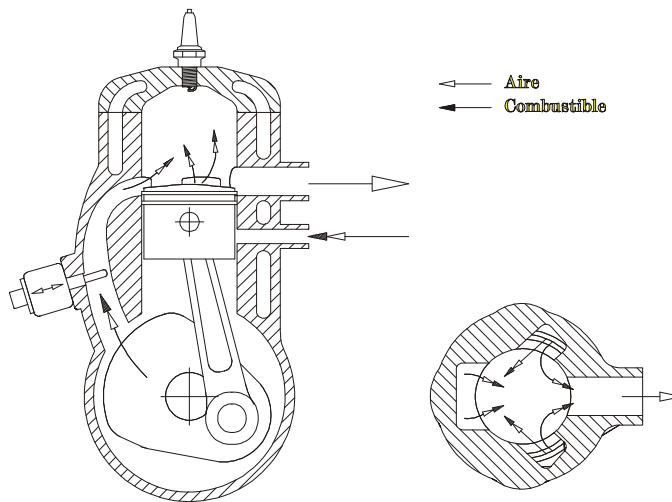


Fig. 14.17 Válvula parcializadora en el tránsfer

14.5.5 Admisión adicional en el tránsfer

Este sistema de renovación de la carga pretende de forma sencilla conseguir un barrido realizado únicamente con aire, para que no sea problemática la posibilidad del cortocircuito.

La admisión se hace a través de dos entradas, la admisión tradicional en el cárter y una adicional, también regulada por una válvula de láminas, situada en el tránsfer. Es en la entrada de esta última donde se hace la aportación de combustible. Esta configuración puede observarse en la figura 14.18.

En el cárter se introduce aproximadamente del 80% del aire necesario para el funcionamiento del motor, y para la admisión en el tránsfer se hace entrar el 20% restante, donde se ha aportado el 100% del combustible necesario.

La esencia de este diseño, es que hay más de un tránsfer, de forma que se tendrán tr nsferes cortos y un tránsfer largo. Los tr nsferes cortos son los que comunican el cárter con el recinto de combustión, y es por donde entrará el 80% del aire sin combustible. Por un conducto más largo es por donde se realizará la aportación del 20% restante con el combustible.

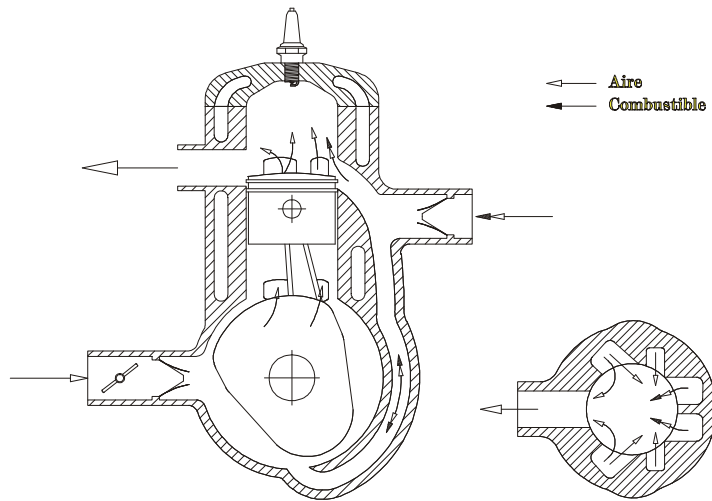


Fig. 14.18 Admisión adicional en el transfer

Como los conductos de los tróferes que comunican el cárter son más cortos, primero llegará el aire sin combustible y con él se realizará el barrido, para después mezclarse con el aire introducido posteriormente que dispone de todo el combustible.

El hecho de cargar el cilindro en diferentes etapas y con flujos con mezclas diferentes permite conseguir un barrido sin cortocircuito de combustible, al mismo tiempo que puede ser aprovechado para conseguir una estratificación de ésta, de relación global de mezcla pobre, con las mejoras que este hecho conlleva y que se analizarán en el capítulo siguiente.

Bibliografía

CARRERAS, R.; COMAS, A.; CALVO, A. *Motores de combustión interna. Fundamentos*. Ediciones UPC, 1993.

GIACOSA. *Motores endotérmicos*. Barcelona, Ed. Omega SA, 1988.

HEYWOOD, J.B. *Internal combustion engine fundamentals*. McGraw-Hill, 1988.

LICHTY, L.C. *Procesos de los motores de combustión*. Madrid, Ed. Del Castillo SA, 1970.

PAYRI, F.; MUÑOZ, F. *Motores de combustión interna alternativos*. Publicaciones Universidad Politécnica de Valencia, 1989.

SCHNEIDER, G. *Motores de pistón y turbinas de gas. Manual del Ingeniero*. Bilbao, Ed. Urmo, 1973.

TAYLOR, C.F. *The internal combustion engine in theory and practice (I y II)*. MIT Press, 1966-1968.

PULKRABEK, W.W. *Engineering fundamentals of the internal combustion engine*. New Jersey, Prentice-Hall INC., 1997.

BENSON, R.S.; WHITEHOUSE, N.D. *Internal combustion engine*. Pergamon press, 1993.

JOVAJ, M.S. *Motores de Automóvil*. Moscú, Ed. Mir, 1977.

HEISLER, H. *Advanced engine technology*. Edward Arnold, 1995.

PAYRI, F.; DESANTES, J.M.; BOADA, F. *Encendido eléctrico de la mezcla*. Publicaciones Universidad Politécnica de Valencia, 1984.

KARIM, G.A. *Consideration of ignition lag and combustion time in spark ignition engine using a Data Acquisition System*, 1982.

GORY, G. *L'allumage des automobiles*. Paris, Ed. Coll. Auto-volt SEMIS, 1980.

VON ELBE, L. *Combustion flames and explosion of gases*. Ed. Academic Press, 1968.

KANURY, A.M. *Combustion phenomena*, 1977.

ALMSTADT, K. *Einflub des gemischzustandes an der zundkerze auf die entflammungsphase in ottomotor*. Fakultat für Maschinenbau und elektrotechnik der technischen universitat Carolo-Wihelmina zu Braunschweig, 1985.

SEIFERT, U.; WALZER, P. *The future automotive technology*. London-Dover, Francis Pinter, 1984.

SCHWARTZ, H. ET AL. *Steuerung der einspritzung von ottomotoren mit hilfe digitalen motorelektronik MOTRONIK*. Bosch Techn, 1981.

BORST, W. ET AL. *Motorspezifische anpassung mikrocomputer-gesteuerter systeme mit hilfe eines digitalen vertellsystems*. Bosch Techn.

BENSON, R.S.; WHITEHOUSE, N.D. *Internal combustion engines*. Pergamon press, 1979.

FERGUSON, C.R. *Internal combustion engines*. John Wiley & Sons, 1985.

SPRAKER, A.; CHIENG-CHIEN CHOU. *The effect of compressor and turbine specific speed on turcharger efficiency and eigne performance*. Warrendale, Society of automotive engineers, 1979.

WILSON, G. *The design of high-efficiency turbomachinery and gas turbines*. Massachusets, The Massachusets Institute of Technology, 1984.

WHITFIELD. *Preliminary design and performance prediction techniques for centrifugal compressors*. Londres, Proceedings of the institution of mechanical engineers, 1990.

WATSON, N.; JANOTA, M.S. *Turbogarging the internal combustion engines*. London, McMillan Education Ltd, 1986.

ZINNER, K. *Supercharging of internal combustion engines*. Berlin, Springer-Verlag, 1978.

WEAVING, J.H. *Internal combustion engineering*. London, Elsevier science publishers, 1990.

GORDON, D. *The design of high-efficiency turbomachinery and gas turbines*. Cambridge, MIT Press, 1984.

FAYETTE, CH. *The internal combustion engine in theory and pratique (I y II)*. Cambridge, MIT Press, 1985.

MIRALLES, J. *Sobrealimentación de motores rápidos*. Barcelona, Ed. CEAC, 1985.

MIRALLES, J. *Sobrealimentación de motores*. Barcelona, Ed. CEAC, 1985.

NARVÁEZ, R. *Motores diesel y contaminación ambiental*. Apuntes del máster en ingeniería del automóvil, Ed. ETSEIB-UPC.

LEEMING. *El motor del automóvil, conocimientos básicos*. Marcombo, 1988.

RICARDO, H.R.; HEMPSON, J.G.G. *The high-speed internal-combustion engine*. London & Glasgow, Blackie & Son limited, 1968.

PEZZANO, P.; KLEIN, A. *Elementos de máquinas: Construcción de los motores térmicos*. Buenos Aires, Ed. El Ateneo, 1960-1964.

WRIGHT D. *Marine engines and boating mechanics*. New Abbot, David & Charles, 1973.

AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS. *1974 Annual book of ASTM standards*. ASTM Easton Md, 1974.

POLO ENCINAS, M. *Turbomáquinas de fluido compresible*. México, Ed. Limusa, 1984.

KOWALEWICZ, A. *Combustion systems of high-speed piston I.C. engines*. Elsevier, 1984.

DIXON, S.L. *Fluid mechanics, thermodynamics of turbomachinery*. Pergamon Press, 1984.

FRANCIS, W. *Los combustibles y su tecnología*. España, Ediciones URMO, 1969.

SORENSEN, H.A. *Energy conversion systems*. John Wiley & Sons, 1983.

BENSON, R.S. *The thermodynamics and gas dynamics of international combustion engines (I)*. Oxford, Clarendon Press, 1982.

MAHLE, *Mini pistón manual*.