

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE VALENCIA
DEPARTAMENTO DE MÁQUINAS Y MOTORES TÉRMICOS



Aportación al diagnóstico de la combustión en motores Diesel de inyección directa

TESIS DOCTORAL

Realizada por:

D. Jaime Martín Díaz

Dirigida por:

Dr. D. Francisco Payri González

Dr. D. Santiago Molina Alcaide

Valencia, Mayo de 2007

TESIS DOCTORAL

APORTACIÓN AL DIAGNÓSTICO DE LA
COMBUSTIÓN EN MOTORES DIESEL DE
INYECCIÓN DIRECTA

presentada por

JAIME MARTÍN DÍAZ

en el

DEPARTAMENTO DE MÁQUINAS Y MOTORES
TÉRMICOS de la UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE
VALENCIA

Para la obtención del grado de

DOCTOR POR LA UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE
VALENCIA

Valencia, Mayo de 2007

TESIS DOCTORAL

APORTACIÓN AL DIAGNÓSTICO DE LA
COMBUSTIÓN EN MOTORES DIESEL DE
INYECCIÓN DIRECTA

Realizada por: D. Jaime Martín Díaz
Dirigida por: Dr. D. Francisco Payri González
Dr. D. Santiago Molina Alcaide

TRIBUNAL CALIFICADOR:

Presidente: Dr. D. Jose María Desantes Fernández
Secretario: Dr. D. Jesús Benajes Calvo
Vocales: Dr. D. Pedro A. Rodríguez Aumente
Dr. D. Francisco V. Tinaut Fluixá
Dr. D. Octavio Armas Vergel

Vocales suplentes:

Dr. D. Magín Lapuerta Amigo
Dr. D. Andrés Melgar Bachiller

Valencia, Mayo de 2007

Resumen

El trabajo desarrollado en la presente tesis doctoral está encaminado a profundizar en el diagnóstico de la combustión a partir de la señal de presión en el cilindro en los motores Diesel de inyección directa. Para ello, se dispone del conocimiento previo sobre adquisición de señal de presión y diagnóstico de la combustión mediante el modelado termodinámico existente en el grupo de trabajo en que se ha desarrollado.

Partiendo de un esquema general del proceso de diagnóstico de la combustión, que incluye un modelo de diagnóstico de referencia, se han identificado cuales son las incertidumbres experimentales, del motor y de los diferentes submodelos de cálculo, más importantes para los resultados. En este punto, el trabajo se ha orientado, por un lado, al desarrollo de un procedimiento fiable de ajuste de incertidumbres del motor y por otro, a la mejora del modelo de diagnóstico de referencia, priorizando los aspectos más críticos.

Esto ha llevado a implementar un procedimiento de caracterización del motor basado en ensayos sin combustión y a la realización de aportaciones relativas al tratamiento de la señal de presión instantánea, la estimación de las condiciones al cierre de la válvula de admisión, la transmisión de calor a las paredes de la cámara y la tasa de inyección- evaporación del combustible. Para ello se ha hecho uso de las herramientas experimentales, teóricas y de cálculo más apropiadas en cada caso, entre las que cabe destacar la medida de la temperatura de paredes de la cámara, el cálculo CFD o el modelado unidimensional de la dinámica de gases no estacionaria (1D).

El trabajo realizado aporta precisión y robustez al cálculo de las condiciones termodinámicas en la cámara y la transmisión de calor a las paredes, lo que mejora el cálculo de la ley de liberación de calor y permite una mejor caracterización de la combustión.

Resum

El treball dut a terme en la present Tesi doctoral està encaminat a aprofundir en el diagnòstic de la combustió a partir del senyal de pressió en el cilindre en els motors Dièsel d'injecció directa. Per a això, es disposa del coneixement previ sobre adquisició de senyal de pressió i diagnòstic de la combustió per mitjà del modelatge termodinàmic existent en el grup de treball en què s'ha desenvolupat.

Partint d'un esquema general del procés de diagnòstic de la combustió, que inclou un model de diagnòstic de referència, s'han identificat quines són les incerteses experimentals, del motor i dels diferents submodels de càlcul, més importants per als resultats. En aquest punt, el treball s'ha orientat, d'una banda, al desenvolupament d'un procediment fiable d'ajust d'incerteses del motor i d'un altre, a la millora del model de diagnòstic de referència, prioritzant els aspectes més crítics.

Açò ha portat a implementar un procediment de caracterització del motor basat en assajos sense combustió i a la realització d'aportacions relatives al tractament del senyal de pressió instantània, l'estimació de les condicions al tancament de la vàlvula d'admissió, la transmissió de calor a les parets de la cambra i la taxa d'injecció-evaporació del combustible. Per a això s'ha fet ús de les ferramentes experimentals, teòriques i de càlcul més apropiades en cada cas, entre les que cal destacar la mesura de la temperatura de parets de la cambra, el càlcul CFD o el modelatge unidimensional de la dinàmica de gasos no estacionària (1D).

El treball realitzat aporta precisió i robustesa al càlcul de les condicions termodinàmiques en la cambra així com a la transmissió de calor a les parets, la qual cosa millora el càlcul de la llei d'alliberament de calor i permet una millor caracterització de la combustió.

Abstract

The overall objective of this doctoral thesis is to deepen in combustion diagnosis from in-cylinder pressure in direct injection Diesel engines. This work stems from the knowledge of pressure signal acquisition and combustion diagnosis by means of thermodynamic modelling, existing in the research group where it has been developed.

Starting from a general scheme of the combustion diagnosis process, that includes a reference diagnosis model, the most important uncertainties related with the experimental measurements, engine and calculation sub-models, have been identified. At this point, the work was oriented, on one hand, to the development of a trustworthy procedure to adjust the engine uncertainties, and on the other hand, to the improvement of the reference diagnosis model, prioritizing the most critical aspects.

This has led to the implementation of a procedure for the engine characterization, based on motoring tests, and has produced some contributions related to the pressure signal processing, the estimation of the conditions at the intake valve closing, the heat transfer to the chamber walls and the rate of fuel injection-evaporation. The most suitable experimental, theoretical or calculation tools have been used in each case, such as wall temperature measurements, CFD calculation or one-dimensional unsteady gas-dynamic modelling (1D).

This thesis allows to increase the accuracy and robustness of the calculation of the thermodynamic gas conditions in the cylinder as well as the heat transfer to the chamber wall, and thus a better heat release law and combustion characterization is obtained.

A Candela

Agradecimientos

Puesto el punto y final, en primer lugar quiero agradecerle a Francisco Payri su apoyo y sus críticas, así como todo lo que de él he aprendido; este trabajo no hubiera sido posible sin su ayuda. Agradezco a Santi Molina sus consejos y dedicación.

Me gustaría dar las gracias a Jose María Desantes y a Antonio Torregrosa por su disposición para aclarar mis dudas durante todo este tiempo.

Además, merecen mi mayor agradecimiento todos aquellos sin los que muchos de los trabajos desarrollados no hubieran sido posible: Antonio por los cálculos CFD, Bart por el modelo nodal, Jose Manuel por el modelo de evaporación y Carlos y Paco por los cálculos 1D y la estimación de la masa atrapada. Gracias también a Javidom por su inestimable trabajo de programación y a Ricardo y Xemary por los ensayos y su paciencia.

Quiero dar las gracias también a Frédéric, Pedro y Amélie, que con sus proyectos final de carrera han contribuido a dar forma a esta tesis, a Norma y Javi, que con su ayuda han hecho que fuera más fácil y al personal de secretaría del Departamento por su ayuda con los trámites administrativos.

Pero sin duda lo mejor de estos años han sido los amigos que he encontrado en el Departamento; a todos los que seguís aquí y a los que ya no estáis, en especial a Javidom y Bart con los que compartí despacho y risas, a Carlos, Leo, Sjoerd, Riesco y Simón por su amistad y algo más...a todos vosotros, gracias por los buenos ratos.

Gracias a mis padres, porque os debo mucho de lo que soy y porque sin vuestro esfuerzo y ayuda no habría llegado hasta aquí y a mi familia por haberme apoyado siempre.

A mis amigos, que sin haber llegado a entender a que me he dedicado los últimos cinco años, me han permitido seguir pensando que hay vida más allá de una tesis, gracias por los buenos momentos.

Y por último, gracias a Conchi por tirar de mí en el túnel, por tus correcciones, por tu paciencia (¡se acabó!) y por los ratos en los que la tesis era lo de menos.

...miraba estupefacta los agujeros negros en la carcasa del motor y éste seguía funcionando como si tal cosa, a toda madre y ni un rastro de humo siquiera...

La Reina del Sur
A. Pérez-Reverte

Índice General

1	Introducción	1
1.1	Justificación y antecedentes	1
1.2	Objetivos	6
1.3	Metodología	7
1.A	Apéndice: terminología general	10
	Bibliografía	13
2	Diagnóstico de la combustión a partir de la presión	15
2.1	Introducción	16
2.2	Parámetros del motor-instalación	22
2.2.1	Relación de compresión	22
2.2.2	Deformaciones mecánicas	24
2.2.3	Desfase presión-volumen	24
2.2.4	Transmisión de calor	29
2.2.5	Coefficiente de torbellino medio	33
2.3	Señales instantáneas	37
2.3.1	Presión instantánea	38
2.3.2	Tasa de inyección	50
2.4	Variables medias	53
2.4.1	Variables de control	53
2.4.2	Variables de medida	57

2.5	Modelo termodinámico de diagnóstico	58
2.5.1	Cálculo del volumen instantáneo	62
2.5.2	Cálculo de la transmisión de calor	64
2.5.3	Balance másico y propiedades termodinámicas	68
2.5.4	Balance energético	70
	Bibliografía	76
3	Sensibilidad del diagnóstico de la combustión	87
3.1	Introducción	89
3.2	Estudio de sensibilidad en combustión	90
3.2.1	Metodología del estudio	90
3.2.2	Definición del ensayo de referencia	94
3.2.3	Definición de los parámetros de entrada	96
3.2.3.1	Variables medias	96
3.2.3.2	Parámetros ajustados	99
3.2.3.3	Otras incertidumbres	101
3.2.4	Definición de los parámetros de salida	104
3.2.5	Resultados	106
3.2.5.1	Influencia de la masa de aire	108
3.2.5.2	Influencia de la masa de EGR	109
3.2.5.3	Influencia de la masa de combustible	110
3.2.5.4	Influencia de la masa de <i>blow-by</i>	110
3.2.5.5	Influencia de la relación de compresión	111
3.2.5.6	Influencia del coeficiente de deformaciones	112
3.2.5.7	Influencia del <i>desfase</i>	112
3.2.5.8	Influencia del coeficiente de película	113
3.2.5.9	Influencia de la presión de referencia	113
3.2.5.10	Influencia de K_{cap}	114
3.2.5.11	Influencia de las temperaturas de paredes	114

3.2.5.12	Errores máximos	115
3.2.5.13	Influencia de la ausencia de tasa de inyección	117
3.2.6	Validación del estudio	118
3.2.7	Conclusiones	123
3.3	Estudio de sensibilidad en arrastre	126
3.3.1	Metodología del estudio	127
3.3.2	Definición de los parámetros de entrada	129
3.3.3	Definición de los parámetros de salida	130
3.3.3.1	Calor transmitido a las paredes	131
3.3.3.2	Calor liberado	134
3.3.4	Resultados	136
3.3.4.1	Influencia de la masa de aire	136
3.3.4.2	Influencia de la masa de EGR	139
3.3.4.3	Influencia de la masa de <i>blow-by</i>	141
3.3.4.4	Influencia de la relación de compresión	143
3.3.4.5	Influencia del coeficiente de deformaciones	146
3.3.4.6	Influencia del <i>desfase</i>	148
3.3.4.7	Influencia del coeficiente de película	152
3.3.4.8	Influencia de la presión de referencia	152
3.3.4.9	Influencia de K_{cap}	156
3.3.4.10	Influencia de las temperaturas de paredes	159
3.3.4.11	Consideraciones finales	161
3.3.5	Conclusiones	164
3.A	Apéndice: curvas experimentales y ajustadas en el motor HDDE-1.85	168
3.B	Apéndice: rangos de variación de las temperaturas de paredes en el motor HDDE-1.85	171
3.C	Apéndice: variaciones de los parámetros de salida en el motor HDDE-1.85	172

3.C.1	Variaciones relativas	173
3.C.2	Incertidumbres máximas	176
	Bibliografía	179
4	Aportaciones al diagnóstico de la combustión	181
4.1	Introducción	183
4.2	Aportaciones al tratamiento de la señal de presión	184
4.2.0.1	Promediado de la señal de presión	184
4.2.0.2	Filtrado de la señal de presión	192
4.2.0.3	Derivada de la señal de presión	197
4.2.0.4	Conclusiones	200
4.3	Aportaciones a la estimación de la masa atrapada	202
4.3.1	Estimación de la masa atrapada	202
4.3.1.1	Descripción del modelo	205
4.3.1.2	Ajuste de las secciones de las restricciones	210
4.3.1.3	Puesta a punto del modelo y resultados	211
4.3.1.4	Conclusiones	224
4.3.2	Detección de errores en la estimación de m_{RCA} y p_{ref}	225
4.3.2.1	Estimación de la temperatura al RCA	229
4.3.2.2	Conclusiones	238
4.4	Aportaciones a la transmisión de calor	239
4.4.1	Cálculo del coeficiente de película	240
4.4.1.1	Herramientas teóricas y experimentales	240
4.4.1.2	Cálculo de K_{CTM}	243
4.4.1.3	Cálculo de la velocidad del gas debido al <i>swirl</i>	244
4.4.1.4	Cálculo de r_W	248
4.4.1.5	Ajuste del término de combustión	251
4.4.1.6	Conclusiones	254
4.4.2	Cálculo de las temperaturas de paredes	256

4.4.2.1	Instalaciones experimentales	257
4.4.2.2	Descripción del modelo nodal	258
4.4.2.3	Ajuste y validación del modelo	265
4.4.2.4	Conclusiones	268
4.5	Caracterización del motor-instalación	269
4.5.1	Determinación de las incertidumbres a ajustar	270
4.5.2	Procedimiento de ajuste de incertidumbres	274
4.5.2.1	Valores iniciales	276
4.5.2.2	Ajuste del nivel de presión	279
4.5.2.3	Ajuste de C_{W1} , C_{W2} y cálculo de $\Delta\alpha_t$	281
4.5.2.4	Cálculo de la masa atrapada al RCA y c_{bb}	282
4.5.2.5	Ajuste de la relación de compresión	283
4.5.2.6	Ajuste de K_{def}	284
4.5.3	Proceso de Caracterización	287
4.5.3.1	Ponderación de resultados	290
4.5.4	Cuando caracterizar un motor-instalación	295
4.5.5	Conclusiones	296
4.6	Aportaciones a la tasa de inyección y evaporación	297
4.6.1	Simulación de la tasa de inyección	297
4.6.1.1	Procedimiento de simulación	297
4.6.1.2	Conclusiones	306
4.6.2	Atomización y evaporación del combustible	307
4.6.2.1	Procesos de atomización y evaporación	308
4.6.2.2	Cálculo del tiempo de atomización y evaporación	312
4.6.2.3	Conclusiones	317
	Bibliografía	319

5	Resultados	329
5.1	Introducción	329
5.2	Ajuste de incertidumbres del motor-instalación	330
5.3	Diagnóstico de las combustiones	332
5.4	Otros casos	339
	Bibliografía	344
6	Conclusiones y trabajos futuros	345
6.1	Conclusiones	345
6.1.1	Conclusiones relativas a la identificación de los puntos débiles del proceso de diagnóstico	346
6.1.2	Conclusiones relativas al desarrollo de un procedimiento fiable para el ajuste de parámetros inciertos	347
6.1.3	Conclusiones relativas a la mejora del <i>modelo de diagnóstico de referencia</i>	348
6.2	Trabajos futuros	350
	Bibliografía	352
	Índice Bibliográfico	353

Tabla de símbolos

Latinos

a	Velocidad del sonido	$[m/s]$
A	Sección	$[m^2]$
c_{bb}	Coefficiente de descarga experimental para el cálculo del gasto de <i>blow-by</i>	$[-]$
$c_{d,adm}$	Coefficiente de descarga de las válvulas de admisión	$[-]$
$c_{d,esc}$	Coefficiente de descarga de las válvulas de escape	$[-]$
c_m	Velocidad media del pistón	$[m/s]$
c_p	Calor específico a presión constante	$[J/kg K]$
c_v	Calor específico a volumen constante	$[J/kg K]$
C_{W1}, C_{W2}	Constantes de la ecuación de transmisión de calor de Woschni	$[-]$
d_{comb}	Duración de la combustión	$[^\circ]$ o $[s]$
D	Diámetro del cilindro	$[m]$
D_{bowl}	Diámetro del <i>bowl</i>	$[m]$
F_e	Proporción másica combustible-aire estequiométrica	$[-]$
F_r	Dosado relativo	$[-]$
h	Coefficiente de película gas-pared	$[W/m^2 K]$
h	Entalpía específica	$[J/kg]$
h_{comb}	Poder calorífico inferior del combustible	$[J/kg]$
h_f°	Entalpía de formación del combustible a 298 K y 1 atm	$[J/kg]$
k	Conductividad térmica	$[W/m K]$
K	Conductancia térmica	$[W/K]$
K_{cap}	Coefficiente de calibración del captador	$[-]$

K_{CTM}	Coefficiente de conservación del momento angular del torbellino	$[-]$
K_{def}	Coefficiente de deformaciones	$[-]$
L_b	Longitud de la biela	$[m]$
L_m	Longitud de la manivela	$[m]$
m	Masa	$[kg]$
\dot{m}	Gasto másico	$[kg/s]$
M	Número de muestras total adquiridas	$[-]$
n	Exponente politrópico	$[-]$
n_c	Número de ciclos de presión consecutivos adquiridos	$[-]$
n_{pc}	Número de muestras adquiridas en cada ciclo de presión	$[-]$
N	Régimen del motor	$[rpm]$
p	Presión	$[Pa]$
P	Potencia	$[W]$
P_{bowl}	Profundidad del <i>bowl</i>	$[m]$
Q	Calor transmitido a las paredes de motor	$[J], [W], [J/^\circ]$ o $[J/rad]$
R	Constante específica de los gases	$[J/kg K]$
r_c	Relación de compresión	$[-]$
$r_{c,d}$	Relación de compresión dinámica	$[-]$
r_W	Cociente entre las constantes C_{W1} y C_{W2} de la ecuación de Woschni	$[-]$
s	Entropía específica	$[J/kg K]$
S	Carrera	$[m]$
t	Tiempo	$[s]$
T	Temperatura	$[K]$
u	Energía interna específica	$[J/kg]$
V	Volumen	$[m^3]$
V_d	Volumen desplazado	$[m^3]$
Y	Fracción másica	$[-]$
z	Número de cilindros	$[-]$

Griegos

α	Ángulo de giro del cigüeñal	[°]
α_{tot}	Ángulo de desfase total	[°]
α_G	Ángulo de desfase geométrico	[°]
Δh_{vap}	Entalpía de vaporización del combustible	[J/kg]
$\Delta\alpha_t$	Ángulo de desfase termodinámico	[°]
$\Delta\alpha_Q$	Ángulo de desfase por pérdidas de calor	[°]
$\Delta\alpha_m$	Ángulo de desfase por pérdidas de masa	[°]
η	Rendimiento	[—]
γ	Cociente de calores específicos (exponente adiabático)	[—]
ρ	Densidad	[kg/m ³]
ω_M	Velocidad angular de giro del motor	[rad/s]
ω_T	Velocidad angular de giro del torbellino	[rad/s]
$\tau_{retraso}$	Tiempo de retraso	[s]
τ_{vap}	Tiempo de evaporación	[s]

Subíndices y superíndices

<i>a</i>	Relativo al aire
<i>a, q</i>	Relativo al aire quemado estequiométricamente
<i>adm</i>	Relativo a la admisión
<i>amb</i>	Relativo a las condiciones ambientales
<i>bb</i>	Relativo al <i>blow-by</i>
<i>bowl</i>	Relativo al <i>bowl</i>
<i>c</i>	Relativo a la carga del cilindro
<i>carter</i>	Relativo al cárter
<i>CA</i>	Relativo al ciclo abierto
<i>cc</i>	Relativo al cortocircuito
<i>cc</i>	Relativo a la cámara de combustión
<i>CC</i>	Relativo a ciclo cerrado
<i>cil</i>	Relativo al cilindro
<i>comb</i>	Relativo a la combustión
<i>cul</i>	Relativo a la culata

<i>def</i>	Relativo a las deformaciones
<i>e</i>	Relativo a los parámetros de entrada
<i>EGR</i>	Relativo a la recirculación de gases de escape (del inglés <i>Exhaust Gas Recirculation</i>)
<i>esc</i>	Relativo al escape
<i>f</i>	Relativo al combustible
<i>f, ev</i>	Relativo al combustible evaporado
<i>f, g</i>	Relativo al combustible gaseoso
<i>f, l</i>	Relativo al combustible líquido
<i>f, iny</i>	Relativo al combustible líquido en condiciones de inyección
<i>f, q</i>	Relativo al combustible quemado estequiométricamente
<i>g</i>	Relativo al gas
G_1, G_2	Relativo a los puntos G (ver punto 3.3.4.6)
<i>iny</i>	Relativo a la inyección de combustible
<i>max</i>	Valor máximo
<i>min</i>	Valor mínimo
<i>n</i>	Relativo al exponente politrópico
<i>oil</i>	Relativo al aceite lubricante
O_2	Relativo a la especie oxígeno
O_2, adm	Relativo a la especie oxígeno en admisión
O_2, a	Relativo a la especie oxígeno en el aire
<i>p</i>	Relativo a las paredes de la cámara (pistón, culata y cilindro)
<i>pil</i>	Relativo a la inyección piloto
<i>pis</i>	Relativo al pistón
<i>prin</i>	Relativo a la inyección principal
<i>q</i>	Relativo a los productos de la combustión estequiométrica
<i>r</i>	Relativo al líquido refrigerante
<i>ref</i>	Valor de referencia
<i>res</i>	Relativo a los gases residuales
<i>s</i>	Relativo a los parámetros de salida
<i>v</i>	Relativo a las válvulas
<i>vap</i>	Relativo a la vaporización
<i>W</i>	Relativo al modelo de transmisión de calor de Woschni

Siglas

AAE	Ángulo de Adelanto de la Apertura de la(s) válvula(s) de Escape	[°]
A/D	Relativo a la conversión Analógico-Digital de señales	
CDG_{comb}	Centro De Gravedad de la combustión	[°]
CFD	Dinámica de fluidos computacional (del inglés <i>Computational Fluid Dynamics</i>)	
CTM	Coefficiente de Torbellino Medio	[-]
ECU	Unidad de control electrónica (del inglés <i>Electronic Control Unit</i>)	
EGR	Recirculación de gases de escape (del inglés <i>Exhaust Gas Recirculation</i>)	
EOI	Final de la inyección (del inglés <i>End Of Injection</i>)	[°]
ET	Duración del comando de control de la inyección (del inglés <i>Energizing Time</i>)	[ms]
DI	Inyección directa (del inglés <i>Direct Injection</i>)	
dFQL	Tasa de calor liberado	[J/°]
FQL	Calor liberado acumulado	[J]
FFT	Transformada rápida de Fourier (del inglés <i>Fast Fourier Transform</i>)	
FMQ	Fracción de Masa Quemada	[-]
HCCI	Motor de encendido por compresión con carga homogénea (del inglés <i>Homogeneous Charge Compression Ignition</i>)	
HDDE	Motor de gran cilindrada utilizado en vehículos de transporte de mercancías (del inglés <i>Heavy Duty Diesel Engine</i>)	
HSDE	Motor de pequeña cilindrada utilizado en automoción para turismos (del inglés <i>High Speed Diesel Engine</i>)	
IFFT	Transformada rápida de Fourier inversa (del inglés <i>Inverse Fast Fourier Transform</i>)	
MCIA	Motor de Combustión Interna Alternativo	
MEC	Motor de Encendido por Compresión	
MEP	Motor de Encendido Provocado	
pme	Presión Media Efectiva	[bar]

pmi	Presión Media Indicada	[bar]
PMI	Punto Muerto Inferior. Localizado en $\alpha = \pm 180^\circ$	[°]
PMS	Punto Muerto Superior. Localizado en $\alpha = 0^\circ$	[°]
RCA	Ángulo de Retraso del Cierre de la(s) válvula(s) de Admisión	[°]
SOI	Inicio de la inyección (del inglés <i>Start Of Injection</i>)	[°]
SOC	Inicio de la combustión (del inglés <i>Start Of Combustion</i>)	[°]
TGV	Turbina de Geometría Variable	
1D	Modelado unidimensional de la dinámica de gases no estacionaria	

Capítulo 1

Introducción

Contenido

1.1	Justificación y antecedentes	1
1.2	Objetivos	6
1.3	Metodología	7
1.A	Apéndice: terminología general	10
	Bibliografía	13

1.1 Justificación y antecedentes

En los últimos años los motores Diesel han evolucionado hasta convertirse en la alternativa más eficiente para aplicaciones de automoción. Este hecho se ve reflejado en el crecimiento continuo de las ventas de vehículos equipados con dicho motor. Esta evolución ha venido dada por varios factores:

- En primer lugar los avances en el control electrónico y los nuevos sistemas de inyección han permitido la incorporación de la inyección directa a motores Diesel cada vez más pequeños. Esto junto con las innovaciones en los sistemas de sobrealimentación, EGR, etc. han permitido una mejora espectacular respecto a los motores Diesel de hace apenas una década.

- La presión del mercado es cada vez más exigente con los fabricantes, obligándoles a producir vehículos con menor consumo y mayores prestaciones, fiabilidad y durabilidad.
- Por último, la regulación cada vez más estricta de los límites de emisiones, tal como muestra la figura 1.1, está llevando a producir vehículos que contaminan cada vez menos. De hecho, la reciente entrada en vigor de la normativa Euro IV y la próxima Euro V han fijado unos límites extremadamente bajos, difíciles de cumplir incluso mediante la combinación de la optimización de la estrategia de funcionamiento y elementos de postratamiento de los gases de escape.

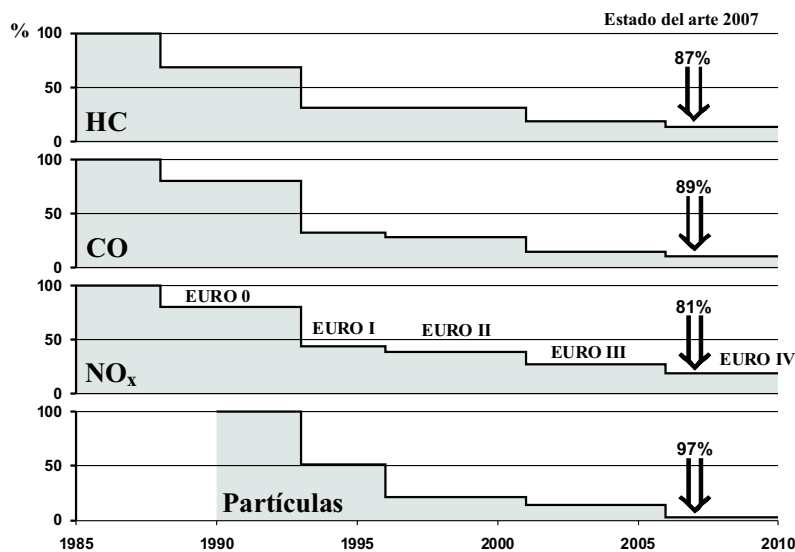


Figura 1.1. Evolución de la normativa europea sobre emisiones contaminantes.

Esta mejora de los motores Diesel pasa ineludiblemente por un buen conocimiento de los complejos procesos termofluidodinámicos implicados en la inyección-combustión. Con este objetivo se han venido desarrollando multitud de técnicas de perfil teórico, experimental y teórico-experimental que se describen en el capítulo 2.

Dentro de los métodos teóricos, las herramientas de cálculo numérico, cuya aplicación fundamental es el estudio de algún aspecto particular o fenómeno

básico, se han visto beneficiadas por el incremento de la potencia de cálculo de los computadores. Los modelos fenomenológicos han apoyado su desarrollo por un lado en las herramientas de cálculo numérico y por otro en la mejora de la tecnología y técnicas experimentales, en particular a las técnicas ópticas.

Al plantear modelos teóricos que expliquen los fenómenos involucrados en la inyección-combustión, un paso fundamental es analizar como afectan diferentes reglajes a la forma en que se quema el combustible y su efecto en emisiones y prestaciones. Debido a la gran complejidad de los procesos implicados y a la enorme cantidad de parámetros de reglaje en el motor resulta muy difícil analizar las relaciones causa-efecto. El empleo de técnicas experimentales para la validación de planteamientos teóricos ha conducido al desarrollo de técnicas mixtas de perfil teórico-experimental, más conocidas como técnicas de diagnóstico, basadas en la “interpretación” de diferentes señales experimentales. Dentro de los modelos de diagnóstico, aquellos que se basan en la medida de la presión instantánea en la cámara para obtener la ley de liberación de calor, son especialmente adecuados para el estudio de la combustión. Dichos modelos aportan las siguientes ventajas:

- Permiten estudiar como afectan los cambios en los reglajes de motor a la evolución de parámetros físicos instantáneos como son la temperatura y densidad dentro de la cámara de combustión. Para ello sólo requieren una ecuación de estado, habitualmente la ecuación de los gases perfectos.
- La ley de liberación de calor (FQL) proporciona información precisa acerca de la evolución de la combustión y permite calcular parámetros como el inicio y duración de la combustión, tiempo de retraso, etc. que sirven para una correcta caracterización del proceso de combustión.
- El análisis de la relación entre los parámetros físicos instantáneos y la ley de liberación de calor permite establecer relaciones de causa-efecto útiles para comprender los fenómenos implicados. Dichas relaciones son de gran ayuda a la hora de implementar modelos predictivos como el de Fenolosa [1]¹ o ayudar a analizar resultados de técnicas experimentales como hace García [2].

¹Los números entre corchetes corresponden a las referencias bibliográficas mostradas al final de cada capítulo por orden de aparición. Al final de la tesis se incluyen todas las referencias bibliográficas por orden alfabético, indicando la página donde han sido citadas.

- Mediante el cálculo de los parámetros indicados se pueden establecer relaciones claras entre las condiciones de funcionamiento y las prestaciones del motor.
- Haciendo uso de un modelo de transmisión de calor como el propuesto por Woschni [3, 4], se puede calcular el flujo de calor a las paredes de la cámara de combustión a partir de la temperatura instantánea en el cilindro. Este flujo térmico, es necesario para la solución del primer principio en el cálculo de la liberación de calor, pero además proporciona información relevante para la caracterización térmica del motor.

A pesar de su innegable utilidad, los modelos termodinámicos de diagnóstico tienen algunos puntos débiles que constituyen su limitación fundamental:

1. Debido a su carácter teórico-experimental, utilizan como entradas señales experimentales instantáneas y variables medias:
 - La señal de presión es la señal instantánea imprescindible, pero suele ser habitual también disponer de la señal de tasa de inyección de combustible; en este caso se puede tener en cuenta la especie combustible en la composición instantánea de la cámara. Es necesario un procedimiento de tratamiento de las señales instantáneas para adecuarlas como entradas al modelo de diagnóstico.
 - Son necesarias las medidas de una serie de variables del punto de funcionamiento del motor que son “estables” durante el ensayo y que son medidas con una baja frecuencia de muestreo (habitualmente cada varios segundos). Una descripción detallada de estas variables medias se da en el apartado 2.4.

Las variables instantáneas presentan un cierto nivel de error asociado a las etapas de adquisición y tratamiento (apartado 2.3), análogamente las variables medias tienen cierta incertidumbre que depende de la variable y los equipos utilizados (apartado 2.4). Aunque los equipos de medida son cada vez más precisos, es imposible eliminar completamente cierto nivel de incertidumbre en las medidas experimentales. Además el tratamiento de las señales instantáneas puede repercutir en la calidad de los resultados.

2. La obtención de la ley de liberación de calor requiere el cálculo del primer principio de la termodinámica. Para ello se asumen hipótesis simplificadoras e incorporan diferentes submodelos para estimar los términos necesarios: flujo de calor, propiedades del gas en la cámara, masa instantánea en el cilindro, etc. Dichos submodelos no son perfectos en ningún caso y habitualmente requieren el ajuste experimental de constantes o parámetros. Algunos de estos parámetros son difíciles de medir experimentalmente y requieren su ajuste por métodos indirectos. Uno de los ejemplos más claros es la transmisión de calor a las paredes del cilindro que ha sido estudiada durante años pero aun en este momento sigue siendo una importante fuente de error como Lapuerta [5] y Tinaut [6] mostraron.
3. Por último hay parámetros geométricos (ver 2.2) característicos del motor-instalación que difícilmente pueden medirse, y cuyo error influye de forma nada despreciable en los resultados.

Debido a estas razones, los modelos de diagnóstico presentan cierto error en sus resultados por incertidumbres en las medidas, parámetros estimados y en los submodelos de cálculo.

El trabajo desarrollado en esta tesis se enmarca dentro de la línea de investigación del Departamento de Máquinas y Motores Térmicos sobre el diagnóstico de la combustión, en la que se realizaron los trabajos previos de:

- Macian [7], en 1984, que realiza un estudio de la dispersión cíclica en un MEP y propone un modelo termodinámico de dos zonas para el cálculo de la fracción de masa quemada.
- Tinaut [6], en 1986, que propone un modelo termodinámico de diagnóstico de la combustión para motores Diesel de inyección directa.
- Oliver [8], en 1991, que lleva a cabo un estudio del sistema de adquisición y tratamiento de datos en MCIA.
- Armas² [9], en 1998, que implementa un modelo de diagnóstico de la combustión en motores Diesel de inyección directa, proponiendo soluciones particulares para cada término que interviene en el cálculo de la ley

²Este trabajo de Armas es citado varias veces a lo largo de esta tesis; siempre que no se acompañe el nombre del autor con ninguna referencia se entenderá que es la [9].

de liberación de calor. Además, sienta las bases para el desarrollo de un procedimiento de ajuste de incertidumbres.

1.2 Objetivos

El objetivo general de la presente tesis es contribuir a la mejora del proceso de diagnóstico de la combustión a partir de la señal de presión, tomando como punto de referencia el trabajo de Armas³. Para ello se plantean los siguientes objetivos particulares:

1. *Identificar los puntos débiles del proceso de diagnóstico de la combustión.* Partiendo de un esquema lo más general posible, se realizará un estudio para clasificar cualitativa y cuantitativamente la importancia de las incertidumbres asociadas a variables medidas, parámetros estimados o modelos de cálculo influyentes en el diagnóstico de la combustión.
2. *Desarrollar un procedimiento fiable para el ajuste de parámetros inciertos influyentes en el diagnóstico de la combustión.* Este objetivo se llevará a cabo en función de los resultados del trabajo asociado al objetivo anterior: se dará preferencia a aquellos parámetros más influyentes y en el caso que no sea posible su ajuste, se caracterizará su efecto en los resultados del modelo para que pueda ser identificado.
3. *Mejora del modelo de diagnóstico de referencia.* Para ello se revisará cada uno de sus submodelos y se propondrán mejoras que los hagan más robustos y precisos. Los esfuerzos mayores se centrarán en aquellos que se haya detectado que son los más críticos.

Aunque la consecución de estos objetivos llevará a la mejora de un modelo de diagnóstico en particular, se obtendrán conclusiones y se realizarán aportaciones para la mejora del diagnóstico de la combustión en general, cuyo campo de aplicación trascenderá al *modelo de diagnóstico de referencia*. Este mayor alcance se fundamenta en la metodología que se detalla en el punto siguiente y en que muchas de las incertidumbres que se analizarán son compartidas por la mayoría de modelos de diagnóstico.

³En el documento se hará referencia al modelo termodinámico de diagnóstico propuesto por Armas como el “*modelo de diagnóstico de referencia*”.

1.3 Metodología

El esquema de la metodología seguida para el desarrollo de esta tesis se muestra en la figura 1.2.

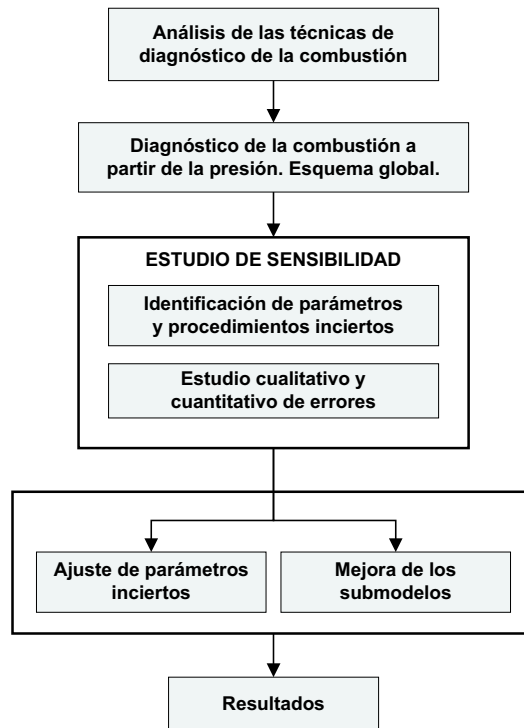


Figura 1.2. Esquema de la metodología.

Para empezar el trabajo de la tesis, se realiza en el capítulo 2 una revisión bibliográfica del estado del arte en cuanto al diagnóstico de la combustión a partir de la presión instantánea en cámara; presentándose un esquema general del procedimiento que será el punto de referencia para abordar los objetivos planteados en el apartado 1.2. Para ello se hará una descripción detallada de todas las etapas del diagnóstico, donde se explicitarán las variables y parámetros que intervienen, así como los submodelos y procedimientos necesarios.

En el capítulo 3 se identificarán los parámetros susceptibles de afectar de forma significativa a los resultados del diagnóstico de la combustión y se llevará

a cabo un estudio de sensibilidad del *modelo de diagnóstico de referencia* ante variaciones de los parámetros seleccionados. Dicho estudio se dividirá en dos partes diferenciadas tanto en su objetivo como en el procedimiento seguido:

1. Primeramente se analizará con ensayos en combustión la influencia de las incertidumbres, con el fin de detectar cuales son los parámetros que influyen más cuantitativamente en los resultados. El objetivo es clasificar las incertidumbres por su importancia y estimar el valor de los errores máximos esperables en los resultados, dependiendo de la incertidumbre de entrada. También se analizarán los mecanismos causa-efecto que producen los errores en las salidas del modelo.
2. El estudio anterior proporciona valores numéricos de los errores pero no información acerca de como afecta el error en un parámetro de entrada a la evolución instantánea del ciclo termodinámico. Dicho análisis es mucho más sencillo de realizar con ensayos en arrastre⁴ en los que no existe liberación de calor. El estudio de sensibilidad en arrastre permitirá caracterizar la influencia de cada incertidumbre con el objetivo final de poder diferenciar comportamientos cualitativos en la evolución del ciclo termodinámico. De este modo se obtendrá la información necesaria para elaborar en la etapa posterior un procedimiento de ajuste de algunos de estos parámetros inciertos.

En el capítulo 4:

- Se aborda el tratamiento de la señal de presión con el fin de obtener un ciclo medio filtrado y una derivada, de la mejor calidad posible, como punto de partida del proceso de diagnóstico de la combustión.
- Se trata la mejora de los diferentes submodelos del *modelo de diagnóstico de referencia*, haciendo hincapié en aquellos que se haya detectado en el estudio de sensibilidad del capítulo 3 que son más importantes. Para ello se hará uso de las herramientas experimentales, teóricas y de cálculo más apropiadas en cada caso, como la medida de temperatura de paredes de la cámara, el cálculo CFD o el modelado unidimensional de la dinámica de gases no estacionaria (1D).

⁴Ver explicación en el apéndice al final del capítulo

- Se propone un procedimiento de ajuste de algunos parámetros inciertos empleando ensayos con el motor arrastrado. Dicho procedimiento permitirá abordar el diagnóstico de la combustión habiendo acotado de forma razonable los errores producidos por algunas incertidumbres experimentales y parámetros.

En el capítulo 5 se presentan algunos resultados del modelo de diagnóstico con las aportaciones presentadas en los capítulos anteriores, comparándolos con los del *modelo de diagnóstico de referencia*.

En el capítulo 6 se realiza una síntesis de las principales aportaciones y conclusiones de la tesis. Así mismo, se muestran los posibles trabajos futuros que pueden dar continuidad a la presente tesis, incidiendo en aquellos aspectos que del desarrollo del presente trabajo se haya concluido que deben ser abordados.

Además de la bibliografía correspondiente a cada capítulo, que aparece listada por orden de aparición, al final de la tesis se incluyen todas las referencias bibliográficas por orden alfabético, indicando la página donde han sido citadas. De este modo la consulta se hace más cómoda.

1.A Apéndice: terminología general

Se van a presentar algunas definiciones importantes con la intención de facilitar mejor la comprensión de las explicaciones y desarrollos posteriores. Se trata de una nomenclatura de tipo general que en algunos casos se desarrollará más a lo largo de esta tesis.

Blow-by: flujo de los gases a alta presión desde el interior del cilindro al cárter a través de los huecos existentes entre los segmentos y el cilindro por un lado y entre los segmentos y sus asientos por otro. Si los segmentos están en buenas condiciones, la masa fugada por *blow-by* con el motor en un punto de funcionamiento estabilizado es de un 1% o 2% de la masa atrapada en la mayoría de motores. No obstante, durante el arranque del motor puede ser superior al 10%.

Bowl: cámara de combustión labrada en el pistón de los motores Diesel de inyección directa.

Common Rail: elemento del sistema de inyección directa en motores Diesel con el mismo nombre. Consiste en un pequeño depósito alimentado por la bomba de inyección de alta presión (hasta 2000 *bar*) y desde el cual se alimenta mediante líneas independientes a los inyectores.

EGR: recirculación de los gases de escape a la admisión del MCI (del inglés *Exhaust Gas Recirculation*). La recirculación de los gases de escape es una medida para el control de contaminantes que se aplica en la inmensa mayoría de motores Diesel de inyección directa actuales. Su objetivo es introducir en la cámara un gas que, por una parte ralentiza la combustión, puesto que su contenido en oxígeno es bajo y por otra debe ser calentado por la energía liberada. En consecuencia, las temperaturas máximas que se alcanzan en la cámara son más bajas, lo que inhibe la formación de óxidos de nitrógeno. Sus inconvenientes más graves son que, por un lado, las prestaciones del motor disminuyen ya que se admiten productos quemados en lugar de aire fresco y por tanto el combustible inyectado debe disminuir para mantener un dosado adecuado y por otro lado, se favorece en la cámara condiciones para la producción de humos. El EGR se realiza principalmente en condiciones de baja-media carga y régimen del motor donde las restricciones de emisiones de contaminantes para la homologación de vehículos son muy restrictivas. En condiciones

de alta carga y régimen se priorizan las prestaciones del motor frente a sus emisiones, de modo que no se realiza EGR.

Ensayo en arrastre: consiste en un ciclo sin inyección de combustible por lo que el gas en la cámara sufre tan solo una compresión y expansión. Puede realizarse de varias formas dependiendo del tipo de motor. En un motor monocilíndrico puede arrastrarse mediante un motor eléctrico sin inyectar ningún ciclo, es lo que se denominará “*arrastre puro*” o simplemente “*arrastre*”. También puede mantenerse el motor en combustión y desconectar la inyección periódicamente cada varios ciclos de combustión, lo que se denominará “*pseudoarrastre*”. El *pseudoarrastre* presenta la ventaja frente al *arrastre puro* de que las temperaturas de paredes son casi iguales a las que habrán en condiciones de combustión normal, lo que será útil a la hora de ajustar el modelo de transmisión de calor. Los inconvenientes más importantes del *pseudoarrastre* son que requiere un dispositivo electrónico especial instalado entre la ECU y el inyector que se encarga de evitar que la señal de control de la ECU llegue al inyector. Además requiere más capacidad de almacenaje de la señal adquirida que en el caso de *arrastre puro*, puesto que únicamente hay un ciclo útil en cada serie. En el caso de un motor policilíndrico, a las dos opciones anteriores se añade mover el motor inyectando en todos los cilindros menos en uno, no obstante esta opción puede resultar peligrosa para la integridad del motor puesto que no se encuentra equilibrado dinámicamente.

Ley de liberación de calor: se denomina calor liberado a la energía térmica liberada durante el proceso de combustión, en función del ángulo de giro del cigüeñal. Aunque la expresión “calor liberado” puede considerarse termodinámicamente incorrecta ya que, de forma rigurosa, el calor es una energía en tránsito, en esta tesis se ha adoptado esta nomenclatura, por ser la habitual asociada a los motores térmicos. Puede ser considerada en términos de:

- Calor liberado acumulado. En esta tesis se hace referencia a él mediante la variable FQL, siendo sus unidades $[J]$.
- Tasa de calor liberado por unidad de ángulo (o de tiempo). En nomenclatura anglosajona se denomina *Rate of Heat Release*. En esta tesis se hace referencia a ella con la expresión dFQL, siendo sus unidades $[J/^\circ]$.

Como se justificará en el apartado 2.5, si se asume que la combustión transcurre con dosados locales constantes y que el poder calorífico del combustible es también constante, la fracción de calor liberado acumulado permite obtener la fracción de masa quemada, FMQ.

Punto muerto inferior (PMI): en un MCIA se corresponde con la posición del pistón más alejada de la culata (volumen máximo en el cilindro).

Punto muerto superior (PMS): en un MCIA se corresponde con la posición del pistón más cercana a la culata (volumen mínimo en el cilindro).

Swirl: movimiento de rotación del aire en el interior del cilindro en torno a su eje. Este movimiento suele ser inducido por la geometría de la(s) pipa(s) de admisión. La velocidad de rotación se incrementa debido a la conservación del momento angular durante la carrera de compresión, conforme el gas se va confinando en el *bowl*.

Bibliografía

- [1] Fenollosa C. *Aportación a la descripción fenomenológica del proceso de combustión por difusión Diesel*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 2003.
- [2] García J.M. *Aportaciones al estudio del proceso de combustión turbulenta de chorros en motores Diesel de inyección directa*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 2004.
- [3] Woschni G. “A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine”. *SAE Paper 670931*, 1967.
- [4] Woschni G. “Die Berechnung der Wandverluste und der thermischen Belastung der Bauteile von Dieselmotoren”. *MTZ 31/12*, pp. 491–499, 1970.
- [5] Lapuerta M., Armas O. y Bermudez V. “Sensitivity of Diesel engine thermodynamic cycle calculation to measurement errors and estimated parameters”. *Applied thermal engineering*, Vol. 20, pp. 843–861, 2000.
- [6] Tinaut F.V. *Contribución al estudio del proceso de combustión en motores de encendido por compresión de inyección directa*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 1986.
- [7] Macian V. *Contribución al estudio de la influencia del movimiento del fluido sobre la dispersión cíclica y su caracterización*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 1984.
- [8] Oliver E. *Estudio de sistemas de adquisición y tratamiento de datos en motores de combustión interna alternativos*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 1991.
- [9] Armas O. *Diagnóstico experimental del proceso de combustión en motores Diesel de inyección directa*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 1998.

Capítulo 2

Diagnóstico de la combustión a partir de la presión

Contenido

2.1	Introducción	16
2.2	Parámetros del motor-instalación	22
2.2.1	Relación de compresión	22
2.2.2	Deformaciones mecánicas	24
2.2.3	Desfase presión-volumen	24
2.2.4	Transmisión de calor	29
2.2.5	Coefficiente de torbellino medio	33
2.3	Señales instantáneas	37
2.3.1	Presión instantánea	38
2.3.2	Tasa de inyección	50
2.4	Variables medias	53
2.4.1	Variables de control	53
2.4.2	Variables de medida	57
2.5	Modelo termodinámico de diagnóstico	58
2.5.1	Cálculo del volumen instantáneo	62
2.5.2	Cálculo de la transmisión de calor	64
2.5.3	Balance másico y propiedades termodinámicas	68
2.5.4	Balance energético	70
	Bibliografía	76

2.1 Introducción

En los últimos años, el motor Diesel de inyección directa ha experimentado una importante evolución, favorecida por el avance en el conocimiento de los mecanismos básicos que gobiernan los procesos de renovación de la carga y la inyección-combustión. A ello ha contribuido la mejora de los métodos de estudio, que, atendiendo a la clasificación hecha por Lapuerta [1], se pueden clasificar en tres tipos:

- Técnicas experimentales, que incluyen ensayos en motores reales o en modelos físicos simplificados.
- Técnicas teóricas basadas en el empleo de modelos de cálculo, con diferente grado de complejidad.
- Técnicas de diagnóstico basadas en la medida de alguna señal experimental.

Estas técnicas no se contemplan como vías alternativas sino complementarias, y han permitido abordar el estudio y comprensión de los fenómenos termofluidodinámicos implicados desde diferentes puntos de vista. Así, la elaboración de modelos teóricos permite interpretar los resultados experimentales e identificar las variables claves para orientar los experimentos. Los modelos de diagnóstico, por su parte, han permitido la sinergia entre las técnicas experimentales y teóricas.

Son diversas las **técnicas experimentales** destinadas al estudio de los MCIA. Por un lado, el empleo de *modelos físicos simplificados* para reproducir determinados fenómenos asociados al proceso de renovación de la carga o inyección-combustión, presenta una serie de ventajas entre las que destacan que permiten un control preciso de los parámetros de ensayo, permiten separar fenómenos físicos que en el motor real son simultáneos, proporcionan datos útiles para los modelos teóricos y facilitan el empleo de técnicas de diagnóstico difícilmente aplicables en el motor real.

Entre las técnicas basadas en el empleo de *modelos físicos simplificados* para el estudio de la renovación de la carga, se puede destacar la medida en el banco de flujo estacionario mediante medidas clásicas de parámetros globales o con anemometría Láser-Doppler (LDA) [2], que permiten obtener los coeficientes de descarga de las válvulas y caracterizar la formación de torbellino de una culata. Otros *modelos físicos simplificados* empleados para el estudio de

la inyección-combustión, son el banco de bombas de inyección, el tasímetro, las máquinas de compresión rápida para el estudio de tiempos de retraso, fracciones de combustión premezclada y por difusión, etc. y las bombas de volumen constante para estudios relacionados con la evolución del chorro.

Por otro lado, los *ensayos en motores reales* permiten la medida de los fenómenos sin la “distorsión” que supone emplear un *modelo físico simplificado*. La aplicación más habitual es la experimentación en banco de ensayos de motores monocilíndricos o policilíndricos instrumentados para medir variables medias, instantáneas y emisiones, que permite evaluar las prestaciones del motor y el ajuste y validación de modelos predictivos o *modelos físicos simplificados*. Además, el empleo de un motor maqueta [3] o un motor con accesos ópticos permite aplicar diferentes técnicas ópticas de diagnóstico para caracterizar el movimiento del aire dentro del cilindro o estudiar los procesos de inyección-combustión.

Los **modelos teóricos** aparecen integrados tanto en el estudio de los procesos de renovación de la carga y de inyección-combustión como en el trabajo de desarrollo de motores. Desde el punto de vista empírico, el investigador utiliza modelos conceptuales del proceso que observa. Un modelo matemático cuantifica y organiza estos conceptos en forma de ecuaciones, que representan fenómenos termofluidodinámicos, de forma que puedan ser resueltas por un computador. La gran utilidad de los modelos teóricos radica en que permiten un mejor conocimiento de los procesos que reproducen, o al menos estimulan el planteamiento de nuevas preguntas que ayudan a este mejor conocimiento, además permiten reducir el trabajo experimental mediante la limitación de las opciones adecuadas y predecir el comportamiento del motor en un amplio rango de condiciones operativas, lo que es útil tanto en la etapa de prediseño como en la de optimización.

Debido a que los procesos que tienen lugar en el motor son diversos y habitualmente complejos, a la hora de modelar un motor se suelen definir unos objetivos concretos y como afirma Heywood [4] “*No es práctico construir modelos que intenten describir todos los aspectos importantes de un motor...*”. Por ello, habitualmente se acoplan modelos teóricos para el estudio del proceso de renovación de la carga (“*intake and exhaust flow models*”) y modelos para el estudio de los procesos dentro del cilindro (“*in-cylinder models*”): el más detallado y preciso lleva el peso del cálculo principal y el otro sirve para fijar algunas condiciones de contorno.

Para el estudio de los procesos de *renovación de la carga*, se suelen considerar tres tipos de modelos [4]:

- *Modelos de flujo cuasi-estacionario*. En ellos los colectores son considerados como una serie de componentes interconectados, cada uno de los cuales constituye una restricción al flujo. Este es calculado mediante ecuaciones de flujo unidimensional estacionario. Un ejemplo de este tipo de modelo es el usado por Payri [5]. Son modelos usados a menudo para calcular el flujo de entrada y salida al cilindro a través de las válvulas.
- *Modelos de llenado-vaciado*. En ellos, los colectores son representados por volúmenes finitos, en los que la masa varía con el tiempo. Pueden considerar todo el sistema de admisión y escape como simples volúmenes o dividido en secciones con sus correspondientes restricciones al flujo. En cada volumen de control el gas está en condiciones uniformes y aplicando las ecuaciones de conservación de la masa y energía es posible obtener el estado instantáneo del gas, sin embargo son incapaces de considerar la variación espacial de la presión debida a efectos dinámicos. Armas emplea un modelo sencillo de este tipo, en el que únicamente considera la acumulación en el cilindro para estimar la masa residual y de corto-circuito.
- *Modelos de acción de ondas*. Tienen en cuenta las características geométricas detalladas de los colectores y la naturaleza pulsante del flujo. Resolviendo las ecuaciones de conservación de la masa, momento y energía para flujo compresible proporcionan las evoluciones instantáneas de presión, temperatura, velocidades, gastos máxicos, etc. en gran cantidad de puntos del motor [6, 7]. Suelen considerar el modelado del motor completo y habitualmente utilizan ecuaciones de flujo unidimensional.

Al estudiar los procesos que ocurren *dentro del cilindro*, se suele distinguir por un lado el movimiento del aire y por otro la inyección-combustión [1]. En ambos casos se pueden distinguir tres grupos de modelos:

- *Modelos cero-dimensionales o termodinámicos*. Resuelven en el tiempo las ecuaciones integradas en el volumen de control, de modo que no proporcionan variaciones espaciales de las propiedades termofluidodinámicas. Entre los modelos cero-dimensionales para el cálculo del movimiento del aire está el que se presenta en el apartado 4.4.1.3 para el

cálculo de la velocidad del gas debido al *swirl*, que asume simetría axial y calcula la velocidad teniendo en cuenta los procesos que hacen variar el momento angular.

Por otro lado, los modelos termodinámicos de simulación calculan la presión instantánea en el cilindro mediante la aplicación de las ecuaciones de conservación de la masa y la energía. Al realizar el balance de energía, uno de los procesos más complejos que requieren considerar es la combustión, para la que se han hecho múltiples propuestas que van de las leyes de quemado simples de Wiebe [8] o Watson [9] a modelos fenomenológicos complejos, que se comentan posteriormente. Los modelos termodinámicos son muy utilizados para calcular el estado termodinámico del gas, que es útil tanto para predecir características operativas del motor [1, 10] como emisiones contaminantes [11]. A su vez, los modelos termodinámicos pueden ser de una zona o más.

- *Modelos cuasi-dimensionales o fenomenológicos.* Consideran los fenómenos individuales que tienen lugar en el cilindro teniendo en cuenta cierta distribución de las propiedades termofluidodinámicas. Suelen emplear ecuaciones simplificadas o relaciones empíricas o semi-empíricas para caracterizar los procesos. Así, los modelos cuasi-dimensionales para el cálculo del movimiento del aire consideran la variación de la velocidad en alguna coordenada espacial, pero no la influencia de unas componentes de la velocidad sobre otras [1]. Un ejemplo es el modelo desarrollado por Benajes [12], que calcula el momento angular y velocidad de rotación durante todo el ciclo, además de las velocidades axiales y radiales durante la compresión y expansión.

Los modelos cuasi-dimensionales para el cálculo del proceso de inyección-combustión tienen en cuenta la distribución espacial y temporal de temperatura y concentración, mediante la división del chorro en paquetes de composición y temperatura uniformes. La localización de estos paquetes se suele basar en datos experimentales. Algunos ejemplos de este tipo de modelo son los propuestos por Correas [13] para chorro libre o por Lapuerta [1], Barba [14], Hiroyasu [15], Giannattasio [16] o Rakopoulos [11] para inyección-combustión.

- *Modelos multidimensionales.* Las ecuaciones de conservación de la masa, cantidad de movimiento, momento angular, energía y especies incluyen tanto la dependencia espacial como temporal. Se emplean tanto para el cálculo del movimiento del aire en la cámara [17, 18] como del chorro

[19, 20]. Son modelos complejos que requieren una importante potencia de cálculo.

La clave para la optimización de la combustión en motores Diesel DI se basa en la mejor comprensión de lo que ocurre en la cámara de combustión. La medida experimental de emisiones contaminantes o prestaciones en el motor ofrece información importante acerca de cual es el resultado de una determinada solución de una estrategia del motor como la inyección (SOI, inyecciones partidas, etc.) o la renovación de la carga (cantidad de EGR, posición de los álabes de la turbina, etc.). Sin embargo, no ofrece información acerca de como está transcurriendo la combustión y cuales son los mecanismos físicos que producen los resultados medidos. Con el fin de mejorar esta comprensión, se han desarrollado diferentes técnicas experimentales de diagnóstico, también llamadas simplemente técnicas de **diagnóstico de la combustión**. Sus características básicas son:

- Se basan en la medida experimental de alguna señal instantánea (presión, velocidad del motor, vibraciones, luminosidad de la llama, etc.).
- La señal experimental es “interpretada” mediante el cálculo de una serie de parámetros derivados, que permiten caracterizar el fenómeno estudiado. Para ello se pueden emplear modelos teóricos de base física o empírica, con mayor o menor grado de complejidad.

Sin ánimo de ser exhaustivos, se pueden destacar varias técnicas de diagnóstico de la combustión como:

- Las técnicas orientadas a la *detección de funcionamientos anómalos* del motor. Sirva de ejemplo el trabajo de Olmeda [21] basada en la medida de las oscilaciones del bloque de motor, que permite estimar las variaciones del par.
- Las *técnicas de visualización*. Emplean tanto accesos ópticos en motores reales como en instalaciones que reproducen las condiciones de funcionamiento de motor real. El trabajo de Pastor [22] es un ejemplo del empleo de LDA para el estudio del movimiento del aire en el cilindro mientras que Arregle [23] emplea la Anemometría Láser-Doppler (LDA) y Fase-Doppler (PDA) para el estudio de la estructura y dinámica interna de chorros Diesel inertes. Otros trabajos en los que se emplean

técnicas ópticas son los de Correas [13] y López [20] para el estudio de los procesos de inyección de chorro frío o García [19] en atmósfera inerte y con combustión.

- Finalmente, los *modelos termodinámicos de diagnóstico a partir de la presión* emplean las mismas ecuaciones que los modelos termodinámicos de simulación (conservación de la masa y energía), pero no imponen la ley de liberación de calor sino que la obtienen a partir de la presión experimental. Por ello, son un “espejo” de los modelos termodinámicos de simulación.

Entre los diferentes métodos de diagnóstico, el basado en la medida de la presión en la cámara para determinar la evolución del calor liberado, es muy apropiado para el seguimiento del proceso de combustión gracias a las siguientes ventajas:

1. Es sencillo en comparación con las complejas técnicas ópticas, ya que únicamente requieren la instalación de un captador de presión en la cámara y la medida de algunas variables medias.
2. Proporciona gran cantidad de información, entre la que destaca:
 - Análisis de la dispersión cíclica y entre cilindros.
 - Diagrama de indicador y parámetros indicados.
 - Ley de liberación de calor.
 - Ruido de combustión radiado por el motor [24, 25].
 - Si se considera un modelo adecuado, permiten calcular la transmisión de calor a las paredes del motor.
3. Su gran rapidez de cálculo facilita que, haciendo las simplificaciones apropiadas, sean adecuados para su empleo en estrategias de control de motor [26–28].

Por ello, ha sido y sigue siendo en la actualidad una de las técnicas de diagnóstico de mayor aplicación [29–36].

En la figura 2.1 se muestra un esquema general del proceso de diagnóstico de la combustión a partir de la presión en cámara. Según la metodología de trabajo propuesta en el apartado 1.3, dicho esquema del diagnóstico constituye el punto de referencia para abordar los objetivos de la presente tesis planteados en el apartado 1.2. Para ello, en primer lugar se va a detallar cada etapa del proceso de diagnóstico incidiendo en las variables, incertidumbres y los modelos implicados. Con esta descripción se dispondrá de la información necesaria para realizar el estudio de sensibilidad en el capítulo 3 que permitirá identificar los puntos más críticos del diagnóstico. A continuación, en el capítulo 4 se propondrán mejoras de aquellos puntos que se hayan identificado como importantes.

2.2 Parámetros del motor-instalación

El motor es el origen de toda la información experimental para el diagnóstico de la combustión. Para ello son necesarios los datos relativos a su geometría (longitud de biela, manivela, diámetro del cilindro, número de válvulas, distribución, etc.) que se miden directamente, por lo que su incertidumbre es reducida. Además, hay una serie de parámetros característicos del motor-instalación que se requieren en la mayoría de modelos de diagnóstico y que no es posible medir de forma directa. A continuación se detallan los que se han considerado.

2.2.1 Relación de compresión

En el apartado 2.5.1 se describe el cálculo del volumen instantáneo para lo que es necesario conocer el de la cámara de combustión o lo que es lo mismo, la relación de compresión del motor. El fabricante del motor proporciona su valor, pero por dispersión en la fabricación [37] puede diferir de un cilindro a otro en el mismo motor. Además, la modificación de la relación de compresión original debida a la colocación de captadores o a cambios de elementos del motor es una incertidumbre adicional. Su medida experimental puede hacerse cubicando el volumen de la cámara de combustión con el pistón en el PMS, pero no es un procedimiento fácil ni exento de incertidumbre. Es un parámetro difícil de estimar con precisión y su ajuste suele estar basado en la presión medida en ensayos sin combustión, mediante el empleo de una evolución politrópica como hace Klein y otros [38].

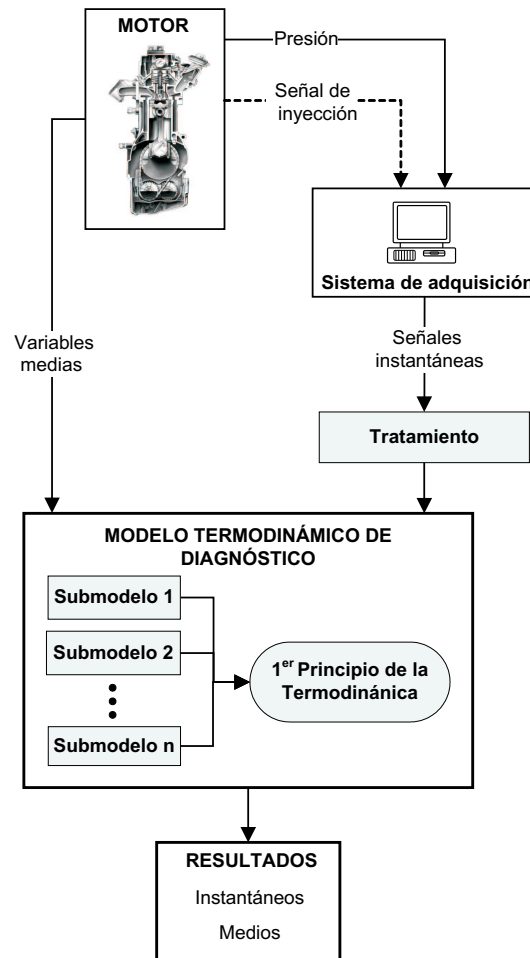


Figura 2.1. Esquema general del proceso de diagnóstico de la combustión a partir de la presión.

Armas propone un método termodinámico de ajuste basado en la influencia de r_c sobre el exponente politrópico [39] en ensayos con el motor arrastrado. Se ha comprobado que la dispersión de dicho procedimiento en algunos casos puede rondar un punto de relación de compresión. Este valor es coherente con los intervalos de confianza que muestran Klein y otros en su trabajo.

2.2.2 Deformaciones mecánicas

Los modelos de diagnóstico no suelen considerar deformaciones mecánicas de las partes móviles (pistón, biela, manivela) o del bloque, producidas por la presión en la cámara y por la inercia. Estas deformaciones son difíciles de estimar y se suponen pequeñas, sin embargo con el modelo que se describe en el apartado 2.5.1 se han calculado deformaciones superiores al 3% en el PMS en ensayos a alta carga. Según el esquema de la figura 2.1 y la descripción del modelo de deformaciones, el coeficiente K_{def} estrictamente podría considerarse un parámetro incierto asociado a un submodelo concreto. No obstante es más coherente asumirlo como una característica del motor, puesto que está íntimamente relacionado con su geometría y las propiedades mecánicas de sus materiales. En cualquier caso, hay que remarcar que las hipótesis del modelo de deformaciones influirán en el valor de K_{def} que se ajuste experimentalmente.

2.2.3 Desfase presión-volumen

El volumen instantáneo se calcula a partir de la geometría del mecanismo biela-manivela en función del ángulo de giro del cigüeñal. Existe cierto desplazamiento del ángulo de volumen mínimo por deformaciones y holguras, de modo que, estrictamente la posición angular del volumen mínimo en condiciones estáticas y dinámicas no coinciden. Sin embargo, como Yamanaka [40] plantea, la desviación es del orden de $\alpha = 0.08^\circ$. Puesto que este valor está por debajo de la precisión habitual de medida puede asumirse que la posición angular correspondiente al volumen mínimo es fija.

Al contrario que el volumen, la presión instantánea es una señal medida con un sistema de adquisición que es incapaz de determinar la posición angular relativa presión-volumen. Como se describe en el apartado 2.3.1, la señal denominada habitualmente *trigger* determina el inicio de la adquisición de la presión en la cámara. Esta señal aparece representada como “1/vuelta” en la figura 2.2.

El nombre de “1/vuelta” es debido a que en el codificador angular, solidario con el eje del cigüeñal, existe una marca que induce el disparo del *trigger* una vez cada giro del motor y siempre en la misma posición angular. Al realizar el montaje del codificador es posible fijar aproximadamente la posición de la marca de disparo con una precisión de unos $\pm 2^\circ$, insuficiente para llevar a cabo el cálculo del ciclo indicado ya que errores en el calado angular de

la presión de 1° conducen a errores intolerables en la *p_{mi}* en ensayos a baja carga.

En una compresión sin combustión en un motor ideal adiabático y sin pérdidas por *blow-by*, la presión durante la expansión es simétrica respecto a la compresión, de modo que la presión máxima coincide con el ángulo de volumen mínimo. Sin embargo, la posición de la presión máxima en un motor real arrastrado no coincide con el ángulo de volumen mínimo, sino que existe un desfase termodinámico ($\Delta\alpha_t$) debido principalmente a las pérdidas de calor por transmisión a las paredes ($\Delta\alpha_Q$) y en menor medida a las pérdidas de masa por el *blow-by* ($\Delta\alpha_m$) como se muestra en la figura 2.2. Según Hohenberg [41] dichos desfases pueden calcularse con la expresión

$$\Delta\alpha_t = \Delta\alpha_Q + \Delta\alpha_m = \left[\frac{Q_{p_{max}}}{(c_p/R) p_{max} K_1} + \frac{60 \dot{m}_{bb,p_{max}} R T}{2\pi N p_{max} K_1} \right] \cdot \frac{180}{\pi} \quad (2.1)$$

estando $\Delta\alpha_t$, $\Delta\alpha_Q$ y $\Delta\alpha_m$ en [°] y donde p_{max} en [Pa], es la presión máxima, $Q_{p_{max}}$ en [J/rad], el calor transmitido a las paredes en el ángulo de p_{max} ,

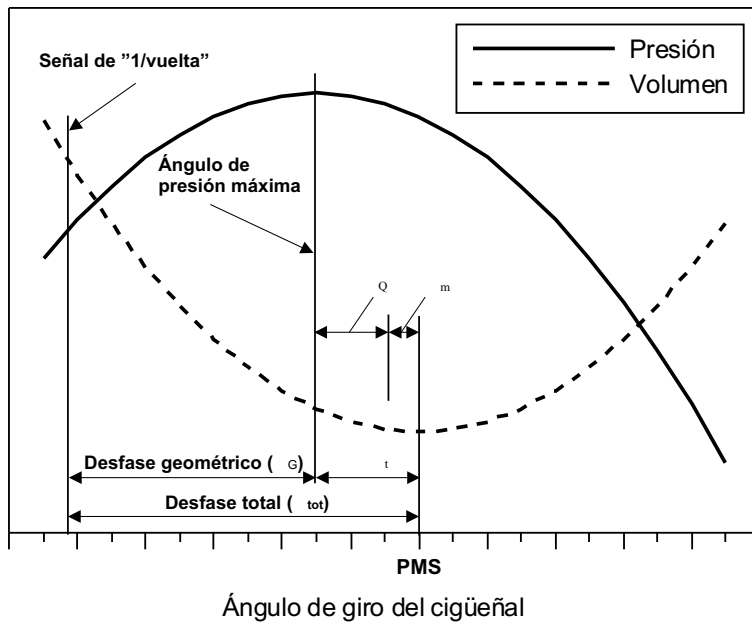


Figura 2.2. Esquema de los diferentes desfases a tener en cuenta en la determinación del PMS.

$\dot{m}_{bb,p_{max}}$ en $[kg/s]$, el gasto másico de *blow-by* en el punto de p_{max} , N en $[rpm]$, el régimen de giro del motor y K_1 en $[m^3/rad^2]$, un parámetro que depende de la geometría del motor:

$$K_1 = \frac{\pi D^2 L_m}{4} \cdot \left(1 + L_m/L_b\right) \quad (2.2)$$

Algunos autores, como Douaud y Eyzat [42], sitúan el PMS en el ángulo de presión máxima, sin embargo en este trabajo se va a asumir la coincidencia del PMS con el volumen mínimo, $\alpha = 0^\circ$, que suele ser lo habitual como asumen Armas, Hohenberg [41], Pinchon [43], Rodriguez [44] y Stas [45, 46] entre otros. Con esta asunción y la hipótesis de que el punto de volumen mínimo se modifica menos que la resolución angular, se puede considerar que el PMS estático no difiere apreciablemente del dinámico y por tanto es independiente del punto de funcionamiento. Esto ha llevado a considerarlo una característica del motor-instalación, ya que una vez ha sido montado el codificador angular, el desfase total (en adelante α_{tot} o *desfase*) mostrado en la figura 2.2 permanece constante. Hay que incidir en que el α_{tot} es constante en el motor-instalación, pero la posición relativa del punto de presión máxima respecto al PMS varía en cada ensayo en arrastre por las variaciones de $\Delta\alpha_Q$ y $\Delta\alpha_m$.

Se han desarrollado numerosos estudios encaminados a determinar la posición del PMS tanto de tipo experimental [40, 47–49] como termodinámico [41–46, 50–53].

La mayoría de los métodos experimentales se basan en la detección estática mediante palpadores, como hace Angström [47], o dinámica mediante sensores capacitivos como los desarrollados por AVL [54] o por microondas como hace Yamanaka [40]. Según Oliver [55] la precisión de la detección estática oscila entre 0.01° y 1.8° dependiendo de la resolución y correcta alineación del palpador. Angström afirma obtener precisiones inferiores a 0.01° pero advierte que en ese orden de precisión las holguras pueden ser importantes. La precisión de los sensores capacitivos está en torno a 0.1° y en su trabajo, Yamanaka afirma obtener una precisión de 0.05° . En conclusión, la detección experimental es una técnica bastante precisa cuando se hace mediante los equipos adecuados, aunque debido a su laboriosidad, en la práctica no se emplean en el diagnóstico de la combustión. Tinaut y otros [49] proponen una alternativa a la detección directa del PMS. Su propuesta se basa en la medida del régimen instantáneo, y aunque más rápido y menos costoso que la medida directa, los autores reconocen que el método es menos preciso.

Más adecuados para su uso en el diagnóstico de la combustión son los métodos termodinámicos, basados en el análisis del exponente politrópico calculado a partir de la presión en la cámara en un motor arrastrado mediante la expresión:

$$n = - \frac{dp/p}{dV/V} \quad (2.3)$$

El inconveniente de estos métodos es que la presión no es una señal continua como en el caso de los métodos experimentales.

Douaud y Eyzat [42] asumen que el PMS está en el punto de máxima presión y lo localizan mediante el estudio de la simetría del exponente politrópico. Según Desantes y otros [56] con este método se obtienen errores inferiores a 0.1° en la posición de la presión máxima. Estos autores, basándose en el mismo principio de igualdad del exponente politrópico en compresión y expansión en las proximidades del PMS, resuelven el problema mediante un ajuste polinómico de la curva de presión en las proximidades de su máximo y buscando la simetría de las áreas a ambos lados de la presión máxima. Oliver [55] obtiene el ángulo de presión máxima mediante el ajuste polinómico de la curva de la derivada de la presión y la búsqueda de su cero. Armas localiza la presión máxima real mediante el ajuste de la curva de presión con un polinomio de segundo grado, ajustado en $\pm 10^\circ$ del punto de presión máxima adquirido.

Una vez localizado el punto de presión máxima (se denominará desfase geométrico α_G a la distancia entre el primer punto de adquisición y el de presión máxima), si se conoce el desfase termodinámico se tendrá la presión referenciada correctamente respecto del volumen. Desde Brown [50], que propuso una corrección usando el exponente politrópico, han sido propuestos diferentes métodos para el cálculo de dicho desfase:

- Pinchon [43] considera un sistema cerrado y sólo tiene en cuenta las pérdidas por calor, lo que según Oliver es aceptable para regímenes superiores a 2500 *rpm*. Su propuesta consiste en realizar la corrección angular utilizando una correlación en función de la presión máxima y la *pmi* (descontando el lazo de bombeo). En dicha correlación interviene la transmisión de calor que es estimada mediante la ecuación de Woschni [57]. Según Armas este método presenta la incertidumbre de tener que computar todas las presiones del ciclo cerrado y la inexactitud de

donde están realmente los ángulos de RCA y AAE. Oliver comparó sus resultados con datos simulados y concluyó que eran poco precisos.

- En 1996 Stas [45] propone un método basado en el cálculo del exponente politrópico en los dos puntos de inflexión de la curva de presión en las carrera de compresión y expansión de un motor arrastrado. De acuerdo con el autor, su procedimiento permite localizar el PMS con una precisión de 0.1° . Posteriormente, en el 2000, el autor propone otro método [46] basado en el cálculo del calor transmitido a las paredes calculado experimentalmente a partir de la presión medida y la aplicación del primer principio¹. El grave inconveniente de este método es que el procedimiento propuesto requiere el cálculo de la segunda y tercera derivada de la presión experimental por lo que es imprescindible un suavizado importante de las curvas obtenidas. El autor no proporciona datos de la precisión del procedimiento pero presenta diferencias superiores a 0.3° respecto a la localización experimental del PMS estático por lo que su procedimiento no parece muy robusto, debido a las derivadas, ni preciso.
- Morishita y otros [51] en 1997 realiza un estudio de la influencia sobre el exponente politrópico de varios errores habituales en los diagramas indicados: volumen de la cámara de combustión, nivel de referencia de la presión, referencia angular de la presión y pérdidas por *blow-by*. Posteriormente, en [52] correlacionan mediante regresión múltiple la diferencia ($\gamma - n$) con los cuatro parámetros estudiados. Esta correlación les permite obtener los valores de la posición del PMS junto con los otros tres parámetros una vez calculado el exponente politrópico y γ . El procedimiento no resulta muy estable ya que los valores obtenidos dependen del rango angular utilizado para su cálculo. Los autores presentan unos resultados con un error inferior 0.1° .
- Tazerout y otros [53] proponen un método basado en el análisis del diagrama temperatura-entropía en un ciclo sin combustión. Cuando el PMS está bien calibrado la compresión y expansión son simétricas respecto del punto de temperatura máxima en el diagrama T-s. En el caso de que exista un error en la posición del PMS aparece un bucle en el diagrama T-s que no tiene ningún significado termodinámico. Los autores estiman

¹A este calor experimental con el motor arrastrado se hace referencia en esta tesis como “calor por el exponente politrópico”. Su cálculo se describe en el apartado 3.3.3.1

que el error de su método está condicionado por el incremento angular de adquisición de la presión, 0.1°

- Por último el planteamiento de Hohenberg ya ha sido presentado. Según Oliver este método es bastante preciso, con un error máximo de 0.15° si se consideran las pérdidas de masa y algo superior a 0.2° si sólo se considera la transmisión de calor. Estos errores dependen del régimen, siendo en general inferiores a medida que este se incrementa. En este trabajo se utilizará el planteamiento de Hohenberg, cuyo inconveniente principal es que hay que ajustar la transmisión de calor en el motor en que se emplee. Para ello se propone un procedimiento en el apartado 4.5.

En resumen los procedimientos termodinámicos son adecuados para su uso en el diagnóstico de la combustión y de forma general consisten en la aplicación de algún criterio de simetría al ciclo de compresión-expansión del gas, habitualmente analizado en el diagrama p-V pero también hay otras propuestas como la de Tazerout y otros [53], en términos de T-s.

2.2.4 Transmisión de calor

Durante el funcionamiento de un motor se produce un gran incremento de la temperatura del gas en la cámara debido a dos efectos: por un lado la compresión por el movimiento ascendente del pistón y por otro el calentamiento por la energía liberada en la reacción de combustión. El gas a alta temperatura transmite calor a las paredes, mucho más frías por la refrigeración.

En el caso de que no haya combustión (ensayos en *arrastre*) o esta no se haya iniciado aún, la forma de transmisión de calor es por convección gas-pared exclusivamente². En el caso de que exista combustión, además de la convección se produce radiación de los gases y de las partículas calientes. En los motores Diesel de inyección directa se produce una cantidad importante de partículas en el seno del chorro [4, 59, 60], lo que unido a la baja emisividad del gas, justifica que habitualmente se desprece la radiación del gas frente a las partículas [4, 61]. No existe consenso sobre el reparto de la transmisión de calor por radiación y convección, variando, según la fuente: Morel y Keribar

²Rigurosamente, también hay transmisión de calor por radiación de los gases a las paredes, sin embargo, esta forma de transmisión de calor es despreciable frente a la convección [58]

[61] obtienen con su modelo entre un 4% y 20% de transmisión de calor por radiación mientras que Heywood [4] indica que este porcentaje está entre el 20% y 30%. Se puede afirmar que en los motores Diesel de inyección directa el reparto depende del motor y de las condiciones de funcionamiento, siendo mayor la radiación cuanto mayor es la carga y menor el régimen [61, 62].

Desde los primeros estudios realizados por Nusselt [63] en 1923, el cálculo de la transmisión de calor a las paredes del motor ha sido tratado en multitud de trabajos, encaminados a conocer el calor total transmitido a las paredes [64], el flujo instantáneo [57, 58, 65] o las temperaturas de las paredes de la cámara [66–69]. El calor total transmitido es útil para realizar balances energéticos en el motor, pero en la mayoría de modelos predictivos, o de diagnóstico a partir de la presión, se requiere conocer el flujo instantáneo de calor a las paredes.

En estudios de desarrollo de motores puede ser necesario el conocimiento de los flujos locales instantáneos y temperatura de superficie de pared locales, para lo que se emplea el modelado multidimensional, con él se pueden considerar características geométricas muy precisas. No obstante, para la mayoría de modelos predictivos fenomenológicos [11, 70], 1D [6, 7] y de diagnóstico a partir de la presión [29, 30, 71], es suficiente conocer el flujo instantáneo y temperatura de pared promediada de toda la cámara [11] o separando por zonas sencillas como cilindro, culata y pistón, como hace Armas.

Para el cálculo del coeficiente de transmisión de calor por convección a las paredes, las propuestas más importantes son derivadas de la correlación entre los números de Nusselt y Reynolds, obtenida de análisis dimensional:

$$Nu = a Re^b Pr^c \quad (2.4)$$

válida para transmisión de calor estacionario con flujo turbulento en conductos. Las constantes a , b y c son ajustadas con ensayos experimentales en cada sistema concreto. Típicamente $a = 0.023$, $b = 0.8$ y $Pr^c \simeq 1$. La longitud y velocidad características empleadas para en cálculo de Re suelen ser el diámetro y la velocidad media del pistón.

La componente radiativa, suele estar basada en la ecuación:

$$q = \frac{Q}{A} = \epsilon \sigma T^4 \quad (2.5)$$

siendo q en $[W/m^2]$ la potencia de calor por unidad de superficie, $\sigma = 5.67 \cdot 10^{-8} W/m^2 K^4$ la constante de Stefan-Boltzmann y ϵ la emisividad del cuerpo radiante.

A partir de las expresiones (2.4) y (2.5), diferentes autores desarrollan expresiones semiempíricas [57, 58, 63] con mayor o menor complejidad. Alguna de ellas, como la de Eichelberg [72], son dimensionalmente incoherentes (y por tanto puramente empíricas, como se pone de manifiesto en [58]) y a pesar de ello, ampliamente utilizadas en el pasado.

Dos de las expresiones más empleadas son las propuestas por:

- Annand [58]:

$$q = \frac{Q}{A} = a \frac{k_g}{D} \text{Re}^b (T - T_p) + c (T^4 - T_p^4) \quad (2.6)$$

con

$$\text{Re} = \frac{\rho D c_m}{\mu_g}$$

siendo k_g y μ_g la conductividad y la viscosidad dinámica del gas respectivamente, T la temperatura instantánea del gas y T_p la temperatura de las paredes de la cámara. El primer sumando a la derecha de la igualdad en (2.6) es el término convectivo y el segundo el radiativo.

Annand ajusta los valores de las constantes a , b y c con ensayos en dos motores, pero normalmente cada autor que utiliza su expresión reajusta las constantes con sus ensayos particulares [11, 73].

- Woschni [57]:

$$q = \frac{Q}{A} = h (T - T_p) \quad (2.8)$$

con

$$h = C D^{-0.2} p^{0.8} T^{-0.53} v_g^{0.8} \quad (2.9)$$

donde C es una constante, D el diámetro del cilindro, p la presión instantánea y v_g la velocidad característica del gas, para la cual, Woschni propone una expresión que será detallada en el apartado 2.5.2. Según argumenta el autor, el término radiativo está implícito en v_g en la expresión (2.9), como se muestra en el apartado 2.5.2.

Como en el caso de la expresión de Annand, Woschni propone valores para las constantes de su ecuación (C más C_{W1} , C_{W2} y C_2 del término de velocidad que se verán en 2.5.2) que suelen ser reajustados por cada autor con sus datos [29, 32, 34, 74].

La propuesta de Woschni, con las modificaciones que serán detalladas en los puntos 2.5.2 y 4.4.1, es la empleada en esta tesis.

Debido a la complejidad de los fenómenos asociados a la transmisión de calor durante la combustión se hace imposible plantear un modelo sencillo y a la vez aplicable a diferentes motores y condiciones de funcionamiento. Esto, unido a la dificultad que entraña la medida experimental de los flujos instantáneos en el interior de la cámara hace que la incertidumbre asociada a la transmisión de calor en los motores sea grande. Muestra de ello es que los resultados proporcionados por las expresiones propuestas por Annand, Woschni y otros autores son en muchas ocasiones muy diferentes [57], lo que obliga al reajuste de las constantes, como se ha indicado. A pesar de ello y de la antigüedad de estas expresiones, siguen siendo ampliamente utilizadas en la actualidad en modelos de diagnóstico de la combustión [30, 31, 33, 71].

Independientemente del modelo de transmisión de calor considerado, es necesario disponer de las temperaturas de las paredes, T_p , como se pone de manifiesto en las expresiones (2.6) y (2.8). La precisión de T_p es más importante para el cálculo de la transmisión de calor por convección que en radiación, puesto que en esta última el exponente de las temperaturas hace que $T^4 \gg T_p^4$. Aunque de forma rigurosa la temperatura de las paredes cambia a lo largo de un ciclo, dicha variación es del orden de grados frente a la variación de cientos de grados de T , por lo que el error cometido al considerar T_p constante es despreciable [65, 66, 75]. No es despreciable, sin embargo, la variación local de la temperatura de las paredes [66], existiendo grandes diferencias tanto entre diferentes partes de la cámara (cilindro, culata y pistón) como dentro de cada uno de estos elementos (el borde del *bowl* es la zona del pistón más cargada térmicamente y análogamente ocurre con las válvulas en la culata y la parte superior del cilindro). Como se ha indicado, para el diagnóstico de la combustión no es habitual una precisión mayor de la que ofrecen las temperaturas promediadas en el cilindro, la culata y el pistón.

Para obtener T_p existen diferentes técnicas experimentales y teóricas:

- La medida experimental de las temperaturas del material de las paredes [76] es un método difícil y caro. Para medir en el cilindro es necesario atravesar el circuito de agua que envuelve al cilindro y taladrar hasta la profundidad adecuada en la camisa. La medida en la culata es muy complicada debido a la compleja geometría de la misma y en cuanto al pistón, se hace necesario, además del sistema de medida, la transmisión de datos sin cables. En definitiva es una técnica útil para estudios específicos de

transmisión de calor y temperatura de paredes pero inapropiada para aplicaciones de diagnóstico de la combustión.

- Una alternativa a la medida es el empleo del cálculo numérico para obtener las temperaturas de las paredes. Como indica Torregrosa [69], existe una gran cantidad de propuestas en la literatura que incluyen tanto modelos multidimensionales [66] como modelos eléctricos equivalentes [67, 68, 76]. En ambos casos, tanto los tiempos de cálculo como la precisión de los resultados pueden ser excesivos para los requerimientos del diagnóstico de la combustión, como se pondrá de manifiesto en el estudio de sensibilidad del capítulo 3.
- Otra posibilidad, mucho más sencilla que las anteriores, es utilizar correlaciones empíricas en función de una serie de parámetros de funcionamiento, que pueden ser ajustadas bien mediante medidas experimentales o por medio de cálculo numérico. Una vez ajustadas, estas correlaciones son muy rápidas de utilizar en los modelos de diagnóstico. Como ejemplo, Armas emplea correlaciones empíricas en función del régimen de giro y la carga del motor. El problema principal de estas correlaciones es que son ajustadas en motores y condiciones de funcionamiento concretos, y, debido a su carácter empírico, es difícil garantizar su precisión en motores y condiciones de operación diferentes.

Finalmente, en el apartado 4.4.2 se propone un modelo nodal simplificado cuya complejidad es intermedia entre los modelos numéricos de cálculo y las correlaciones empíricas. El modelo propuesto tiene unos requerimientos de potencia de cálculo y resolución espacial similares a las correlaciones, pero su capacidad predictiva ante cambios de parámetros de funcionamiento y geometría del motor es propia de los modelos numéricos más complejos.

2.2.5 Coeficiente de torbellino medio

Los procesos de admisión y compresión influyen en gran medida en las características del flujo al comienzo del proceso de combustión. Es conocido que fomentar la vorticidad durante la admisión no constituye por sí mismo un buen método para generar turbulencia [2], debido a la ausencia de cizalladura interna en este tipo de movimiento. Sin embargo, al iniciarse la inyección en el cilindro del motor Diesel de inyección directa, el chorro “radial” distorsiona

de forma considerable el movimiento poco turbulento del vórtice y como consecuencia la energía cinética del torbellino se convierte en energía turbulenta, que favorece la formación de la mezcla entre aire y combustible. Por ello, está ampliamente extendida en los motores Diesel de inyección directa actuales la generación de vorticidad en el gas mediante el movimiento de *swirl*.

Para producir el *swirl*, durante la admisión se induce en el gas un movimiento de giro en torno al eje de la cámara de modo que al RCA, el gas ha adoptado una distribución de velocidad tangencial similar a la de un vórtice forzado. En la etapa de compresión la velocidad de giro del torbellino se incrementa debido al confinamiento del gas en el *bowl* y la conservación de momento angular, como se describe en los apartados 2.5.2 y 4.4.1.

Como indica Gil [18], durante la admisión, el flujo en el cilindro está condicionado casi por completo por la geometría de las pipas y válvulas de admisión, teniendo poca importancia la geometría del *bowl*. Esta última tomará un peso relevante únicamente en la última etapa de la carrera de compresión. Así pues, uno de los caminos para la optimización del flujo en el cilindro en las proximidades del PMS de compresión es la mejora del sistema de admisión en cuanto su capacidad de generación de vorticidad. Para el estudio de dicha vorticidad se suelen emplear ensayos en bancos de flujo estacionario, que permiten extrapolar de forma global, con una serie de hipótesis simplificativas, las características del flujo de aire en el cilindro.

Las hipótesis básicas son:

1. Se considera que el movimiento del aire en las válvulas en movimiento coincide con el campo de velocidades con la válvula en reposo y flujo estacionario.
2. Para cada levantamiento de la válvula, el ángulo que forma el vector de velocidad en cada punto de la sección de la cortina de la válvula no depende del gasto másico que atraviesa la sección y por tanto, basta con estudiar un único salto de presión.

Estas hipótesis constituyen la base común a todos los métodos de caracterización en banco de flujo estacionario. Sin embargo, existen discrepancias entre diferentes autores en los siguientes aspectos:

- En primer lugar, la forma de evaluar el flujo de momento angular para cada levantamiento no es única. Se puede diferenciar, por un lado los

métodos que emplean el anemómetro de palas, destacando el método AVL propuesto por Thien [77] y el método Ricardo [78] y por otro lado, el propuesto por Tippelmann [79], basado en la medida directa del flujo de momento angular que atraviesa la sección de medida.

- De forma general, se define un parámetro de vorticidad instantáneo o coeficiente de torbellino³, CT_e , como el cociente entre la velocidad de rotación del torbellino ω_T en el banco de flujo, para un determinado levantamiento de la válvula de admisión l , y la velocidad de giro ω_M a la que debería operar el motor para aspirar el mismo gasto másico de aire que circula por la instalación:

$$CT_e(l) = \frac{\omega_T(l)}{\omega_M} \quad (2.10)$$

Partiendo de esta definición, cada autor aplica hipótesis diferentes, de modo que la expresión particular de CT_e propuesta por diferentes autores no coincide. En [18] pueden consultarse los detalles y la comparación de varias expresiones de CT_e propuestas por distintos autores. De forma general, estas expresiones se diferencian en una constante de proporcionalidad o algún parámetro del motor ($D, S...$).

- Con el fin de tener en cuenta todo el proceso de admisión, incluyendo la distribución particular del motor, se define un parámetro de vorticidad global o coeficiente de torbellino medio, CTM , que representa la relación entre la vorticidad angular de la carga en el cilindro al final de la admisión y la velocidad angular del motor hipotético para el que se representa el proceso en el banco de flujo. Según esto:

$$CTM = \frac{\omega_T(RCA)}{\omega_M} \quad (2.11)$$

donde $\omega_T(RCA)$ es la velocidad angular de rotación del torbellino al RCA que se tendría en el motor.

A la hora de calcular CTM , las propuestas de distintos autores son aun más discrepantes que en el caso de CT_e . Tippelmann [79] obtiene CTM dándole el mismo peso a cada CT_e en la integración. Según Mayer [80], este modo de calcular CTM lleva a obtener un parámetro

³El subíndice “e” indica que es una medida en banco de flujo estacionario, para distinguirlo del coeficiente de torbellino instantáneo en el motor CT que se definirá posteriormente.

menos representativo de la vorticidad que el propuesto por este autor, que pondera cada CT_e teniendo en cuenta la velocidad instantánea que tendría el pistón en el motor durante el proceso de admisión. A pesar de las diferencias importantes entre las diversas propuestas, asumiendo movimiento de vórtice forzado y velocidad axial uniforme, la equivalencia entre los distintos métodos puede obtenerse fácilmente [18]. Armas asume el método de cálculo de CTM propuesto por Thien [77], mientras que en esta tesis se va a emplear el procedimiento detallado por Gil [18], en cuyo trabajo también se describen las propuestas de varios autores para el cálculo de CTM .

De forma resumida, las características del procedimiento para la obtención de CTM son:

- La medida de la vorticidad se hace mediante el torquímetro según la propuesta de Tippelmann [79].
- La forma de obtener CT_e y CTM está basada en la propuesta de Mayer [80].

Por analogía con la definición de CT_e , obtenida en banco de flujo estacionario, se considera el coeficiente de torbellino instantáneo en el motor [18] como:

$$CT(\alpha) = \frac{\omega_T(\alpha)}{\omega_M} \quad (2.12)$$

donde $\omega_T(\alpha)$ es la velocidad angular del torbellino en función del ángulo de giro del cigüeñal. La evolución de $CT(\alpha)$ durante la compresión será importante para el cálculo de la velocidad aparente del gas en el cálculo de la transmisión de calor, como se verá en los apartados 2.5.2 y 4.4.1. En particular, en esta tesis tendrán especial relevancia los coeficientes de torbellino al RCA y en el PMS. El primero de ellos, según la definición (2.11), coincidirá con CTM :

$$CT(RCA) = CTM$$

mientras que al segundo se le denominará CT_{PMS} :

$$CT_{PMS} = CT(PMS)$$

Por último, merece resaltarse que, a pesar de la analogía de sus definiciones, conceptualmente hay que distinguir entre el coeficiente de torbellino CT_e , obtenido en banco de flujo estacionario y el coeficiente de torbellino instantáneo en el motor, CT .

2.3 Señales instantáneas

En la figura 2.1 (en la página 23), se indican dos señales instantáneas que son adquiridas en el motor para su empleo en el diagnóstico de la combustión:

- La medida de la presión instantánea, que es imprescindible para obtener la ley de liberación de calor, independientemente del modelo termodinámico que se utilice.
- La señal de inyección, que se ha dibujado en trazo discontinuo ya que su medida no es imprescindible ni común a la mayoría de modelos termodinámicos, como tampoco lo son otras variables instantáneas como las presiones en los colectores, en el *Common Rail*, el par instantáneo, etc. Sin embargo, en esta tesis se hará uso de la señal de comando del inyector como se describe en el apartado 4.6.1, por ello se ha incluido en el esquema.

Al conjunto de dispositivos electrónicos que realizan el proceso de adquisición y conversión de las señales instantáneas se le denomina cadena de medida. Sus funciones básicas son:

- Permitir la medida de la presión en la cámara y opcionalmente de otras señales instantáneas.
- Sincronizar las señales instantáneas adquiridas, empleando como referencia la señal de ángulo.
- Almacenar las señales medidas de forma digital, realizando para ello la conversión A/D en tiempo real. La grabación analógica presenta problemas de degradación de la información [55].
- Debe ser capaz de adquirir gran cantidad de medidas consecutivas, lo que implica disponer de memoria física para almacenar las señales digitalizadas hasta su transferencia a memoria masiva, o en su defecto tener una alta velocidad de transferencia.
- Si se miden varias señales simultáneamente se requiere un controlador que gestione la medida y transferencia hacia la memoria masiva.
- Permitir y facilitar la conexión de dispositivos auxiliares (teclado, monitor...) que permitan al usuario llevar un control adecuado de la adquisición, así como facilitar el procesado posterior de la información.

A continuación se van a tratar con detalle las dos señales indicadas, poniendo énfasis en el sistema de adquisición de la señal de presión y su tratamiento posterior, puesto que su calidad condiciona de manera muy importante la calidad de los resultados del modelo de diagnóstico.

2.3.1 Presión instantánea

La medida de la presión en el cilindro ha sido objeto de gran cantidad de estudios desde principios del siglo XIX. Uno de los primeros dispositivos fue el indicador de muelle débil, un sistema mecánico que trazaba el diagrama p-V mediante un dispositivo registrador, que era accionado por el propio movimiento del pistón (eje de volumen) y por la presión en la cámara (eje de presión).

Los dispositivos de medida de la presión en la cámara han evolucionado desde entonces pasando por indicadores mecánicos de presión media y máxima, dispositivos electro-mecánicos como los indicadores estroboscópicos hasta los modernos sistemas de adquisición basados en el uso de cristales piezoeléctricos y cuyo principio de medida es electrónico, sin ningún tipo de dispositivo mecánico. Los detalles acerca del funcionamiento y evolución histórica de los diferentes dispositivos pueden ser consultados en el trabajo de Oliver [55].

Siguiendo la distinción hecha por Armas se van a distinguir dos etapas en el proceso de medida de la presión: la adquisición y el tratamiento de la señal de presión.

Etapa de adquisición

Corresponde a lo que Oliver [55] denomina etapa analógica. Incluye una serie de procesos, llevados a cabo por los dispositivos de la cadena de medida, desde la captación del fenómeno físico (presión dentro de la cámara) hasta su conversión en una señal digital que puede ser almacenada en un computador para su posterior procesado.

En la figura 2.3 se muestra un esquema simplificado de la cadena de medida.

A continuación se comentan brevemente los elementos que la componen. En la tesis doctoral de Oliver [55] puede obtenerse una descripción más exhaustiva.

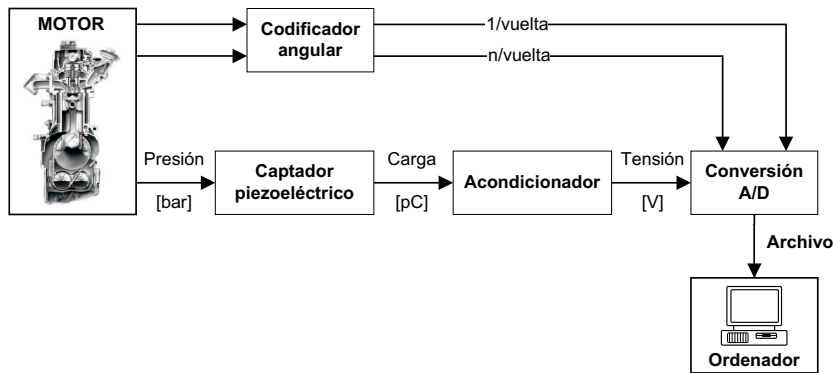


Figura 2.3. Esquema de la cadena de medida.

- **Captador de presión.** Existen diferentes tipos de captador para la medida de la presión en el cilindro:

- **Captadores piezoresistivos:** son de tipo pasivo, es decir es necesaria una alimentación externa ya que el captador no genera ninguna salida. Su funcionamiento se basa en el hecho de que un material semiconductor varía su resistencia en función de la presión a que está sometido. Admiten un gran rango de frecuencias y proporcionan una señal de presión referenciada, sin embargo tienen el grave inconveniente de que además de ser sensibles a la presión lo son también a la temperatura, lo que impide su empleo en lugares sometidos a fuertes cargas térmicas. Por ello, su empleo en medida de presión en cámara no está muy extendido [81] siendo más habituales para la medida de presión en los colectores.
- **Captadores ópticos.** Su tecnología está en desarrollo a día de hoy. Como describe Wlodarczyk [82], su principio de funcionamiento consiste en la medida de la deformación de una membrana en contacto con el gas de la cámara, por medio de un haz de luz reflejado en la parte posterior de dicha membrana. En el trabajo presentado por Wlodarczyk se muestra un error del 2% respecto de un captador piezoeléctrico de referencia, con presiones superiores a 5 bar, y de entre 0.2 – 0.5 bar para presiones por debajo de 5 bar. En trabajos desarrollados en el CMT se ha podido constatar la alta calidad de la adquisición con captadores ópticos, aunque no llegan a igualar los resultados de un captador piezoeléctrico.

- **Captadores piezoeléctricos** [35, 55, 83, 84]. Son con diferencia los más empleados para medir la presión en el cilindro, y los que se van a considerar en este trabajo. A diferencia de los piezoresistivos, son captadores activos, ya que proporcionan por sí mismos una salida eléctrica sin necesidad de alimentación, siendo la magnitud del parámetro de salida sensiblemente proporcional al parámetro que se desea medir. Se basan en el fenómeno piezoeléctrico que presentan algunos sólidos cristalinos y que consiste en la aparición de cargas eléctricas en determinadas zonas de una lámina tallada según ciertos ejes, en respuesta a la aplicación de una fuerza o aceleración exterior. Entre los materiales naturales que manifiestan este efecto destaca el cuarzo (SiO_2) y existen diversos materiales sintéticos que presentan este comportamiento, como describen Shimasaki y otros [85].

El cristal piezoeléctrico se comporta como un circuito RLC alimentado por una tensión que es proporcional a la fuerza aplicada y del cual interesa conocer tanto la respuesta estática como la dinámica. La respuesta estática del captador viene dada por su sensibilidad, esto es, la relación entre la señal de salida, carga eléctrica o tensión, y la de entrada, presión. Las unidades habitualmente empleadas son pC/bar .

La respuesta dinámica del captador indica como se comporta en función de la frecuencia de excitación. Habitualmente un captador de buena calidad muestra un comportamiento dinámico plano salvo en un rango de frecuencias próxima a la de resonancia, que depende del captador. Por ello, deben ser empleados con cargas cuya frecuencia no se aproxime a esta.

Los captadores piezoeléctricos se caracterizan por su robustez y sensibilidad, si bien presentan problemas de estabilidad a largo plazo, cierta influencia a los efectos de la temperatura y aceleración, así como posibilidad de aparición de parásitos eléctricos.

La temperatura produce tres tipos de efectos en el captador [55]:

1. Cambio de la sensibilidad.
2. Incremento de la carga en el cristal por cambio brusco de temperatura, que produce un falso incremento de presión.
3. Tensiones en el cristal debido a dilataciones diferenciales respecto a la carcasa, cuando se produce un cambio brusco en la

temperatura. Esto genera cargas eléctricas que distorsionan la medida real.

El primero de estos efectos puede compensarse electrónicamente, lo que suele hacerse de forma automática. Los efectos por choque térmico (los dos últimos), pueden repercutir en la medida de presión de forma incontrolada, provocando una deriva del nivel de la señal, o un cambio en la sensibilidad del cristal. En ambos casos, los efectos son difíciles de solucionar, estando muy relacionados con el diseño y fabricación del captador.

Por otro lado, los captadores actuales de buena calidad están siempre compensados en aceleración, de modo que la sensibilidad a las vibraciones es muy baja.

El mayor inconveniente de los captadores piezoeléctricos reside en su alta impedancia a bajas frecuencias por lo que requieren un circuito amplificador de carga, como se describe en el siguiente punto.

- **Acondicionador de la señal de presión.** Es básicamente un amplificador de carga, esto es, un circuito eléctrico que recibiendo como entrada una carga eléctrica, da como señal de salida una tensión proporcional a esta. Además, el acondicionador tiene una impedancia de salida adecuada para la siguiente etapa de conversión A/D.

En el punto anterior se han indicado dos tipos de respuesta del captador: la dinámica y la estática. El calibrado dinámico requiere equipo especializado, por lo que no se suele realizar en estudios con motores, siendo muy común la calibración estática. Dado que cada captador piezoeléctrico dispondrá de su etapa de acondicionamiento, a la hora de calibrar es muy recomendable tarar todo el conjunto formado por el captador-cable-acondicionador [74]. De este modo se evitan posibles problemas debido a la diferente respuesta de los componentes.

El equipo y el procedimiento de calibrado estático empleado en esta tesis son los descritos por Oliver [55] y Armas. Básicamente el proceso consiste en medir mediante el conjunto captador-cable-acondicionador la presión real, p_{real} en [bar], ejercida sobre un fluido hidráulico por una serie de pesos calibrados. Para cada uno se obtiene un valor de tensión a la salida del acondicionador, V_{medida} en [V], de modo que la presión medida se calculará como

$$p_{medida} = r_A \cdot V_{medida}$$

donde r_A en $[bar/V]$ es la relación entre unidad mecánica y tensión del conjunto captador-cable-acondicionador. Esta relación r_A está condicionada por el nivel de presión máximo en la cámara y por el rango de escala aceptable por el conversor A/D. Dependiendo de la sensibilidad del captador, la **amplificación** del acondicionador se fija de modo que la tensión a su salida no supere el límite admisible por el conversor.

A partir de los datos de calibración se ajusta una recta de la forma:

$$p_{real} = a + K_{cap} \cdot p_{medida}$$

Como resultado la calibración se obtiene el valor del coeficiente de calibración del captador, K_{cap} que suele estar entre 1.02 y 0.98, esto es, un 2% de variación respecto a la relación de amplificación nominal. Una calibración periódica adecuada de los captadores evitará los problemas de inestabilidad con el uso, manteniendo la incertidumbre de la medida acotada.

Además de la amplificación, otro parámetro importante del acondicionador es su **constante de tiempo**, que puede regularse. Mediante su elección se fija la frecuencia de corte por debajo de la cual la amplificación cae. En principio, sea cual sea la constante de tiempo del acondicionador, la frecuencia de corte está por debajo de la frecuencia del armónico fundamental, por lo que no debería verse afectada la medida. Sin embargo la elección de la constante de tiempo no es trivial, ya que:

- Armas muestra como a regímenes de giro bajo puede existir sesgo en la señal registrada y que este es mayor cuanto mayor es la frecuencia de corte del acondicionador.
- La elección de una constante de tiempo demasiado baja puede producir la amplificación de señales parásitas de baja frecuencia que inutilizan la señal obtenida.

Armas propone en su trabajo emplear una frecuencia de corte de $0.004 Hz$, correspondientes al modo *medium* en acondicionadores Kistler.

La baja capacidad de respuesta ante medidas estáticas de los captadores piezoeléctricos, unido a la imposibilidad de amplificar las bajas frecuencias de forma adecuada, hacen que la presión obtenida no sea absoluta [86], sino que requiere ser referenciada, para lo que existen varios métodos que se verán posteriormente.

- **Codificador angular.** El acondicionador entrega una señal continua al convertidor A/D, el cual necesita una orden para efectuar el muestreo. Esta orden puede ser síncrona con el régimen del motor o asíncrona. Esto es, se puede muestrear con incrementos angulares constantes o con periodos de tiempo constantes. Estas formas de muestrear no son equivalentes debido a la variación de la velocidad instantánea de giro del motor.

La ligadura entre presión y volumen (o ángulo) es termodinámica, mientras que la relación presión-tiempo es fluidodinámica. De este modo, para el diagnóstico de la combustión mediante el cálculo de la ley de liberación de calor, es adecuado el muestreo en ángulo, mientras que, por ejemplo, para el estudio del ruido de combustión es necesaria la medida en tiempo. El codificador angular suministra al conversor A/D dos señales:

- La señal de “*1/vuelta*” o “*trigger*” es la encargada de dar inicio al proceso de muestreo y como su nombre indica tiene una periodicidad de una revolución del cigüeñal del motor.
- La señal de “*n/vuelta*” se encarga de activar la tarjeta conversora A/D de modo que a cada pulso de esta señal se produce una lectura de la señal continua a la salida del acondicionador.

Para generar estas señales se puede emplear un codificador magnético u óptico. En todas las medidas realizadas en esta tesis se han empleado codificadores ópticos, dada su mayor resolución.

La señal de “*1/vuelta*” determina el instante de inicio del muestreo, y tiene un papel clave en el referenciado angular de la señal de presión puesto que, si no se modifica la posición del disco del codificador con respecto al cigüeñal, el ángulo entre la primera muestra y el PMS permanecerá constante, como se ha visto en el apartado 2.2.3. Finalmente, el codificador incorpora un acondicionador de la señal del “*trigger*” para eliminar uno de cada dos pulsos, con el fin de tener siempre la misma referencia angular para todos los ciclos termodinámicos.

En cuanto a la señal de *n/vuelta*, es habitual trabajar con incrementos angulares de entre 0.2° y 0.5° , lo que supone 3600 y 1440 puntos por ciclo respectivamente.

- **Convertidor analógico-digital.** Es un voltímetro cuya señal de salida puede ser leída por diversos instrumentos de lógica digital. Constituye el último eslabón de la etapa analógica y el enlace con la etapa digital. Es gobernado por las señales externa procedentes del codificador angular. Aunque en el esquema de la figura 2.3 (en la página 39) sólo se ha considerado la adquisición de la presión en el cilindro, en el caso de adquirirse varias señales (presión, señal de comando...) el conversor A/D dispondrá de varios canales de entrada.

Para gestionar el funcionamiento del conversor, así como el tráfico de la información entre este y la memoria de almacenamiento, se emplea un controlador, que puede ser un dispositivo especializado que enlace el convertidor con el ordenador, o bien puede estar en el propio ordenador. El flujo de información entre convertidor y memoria masiva suele realizarse a través de una memoria rápida o *buffer* por cada canal de adquisición. La función de esta memoria es recibir y acumular los valores numéricos obtenidos en la conversión A/D. En un momento posterior, el controlador gestiona que la información sea transferida a la memoria masiva del ordenador, donde es almacenado en forma de fichero para su uso posterior.

- **Ordenador.** Tiene dos funciones básicas: albergar al controlador (en el caso que este no sea un dispositivo independiente) y almacenar la información de las medidas. Además, dispone de una serie de periféricos (monitor, impresora, teclado...) que permiten la interacción con el usuario.

Para terminar la descripción de esta etapa, es interesante remarcar algunas de las incertidumbres importantes durante la adquisición que producen cierta desviación entre la señal de presión registrada y la presión real en la cámara. La presencia de ruido de alta frecuencia en la señal registrada puede ser corregida de forma razonable mediante el filtrado, como se detallará en la etapa de tratamiento. No obstante, existen una serie de incertidumbres características de la adquisición que difícilmente se pueden minimizar con un tratamiento posterior, por lo que deben ser controladas en la medida de lo posible. Según plantean varios autores [55, 74, 83, 87] las principales incertidumbres son debidas a:

- La calibración del captador en la que se obtiene K_{cap} .

- La posición del captador, que tiene cierto efecto debido por un lado a la posible existencia de un conducto entre el captador y la cámara [88, 89] y por otro debido a la ubicación del captador con su cara sensible en el *bowl* o fuera de él [74].
- Parámetros del conjunto captador-cable-acondicionador, entre los que se ha destacado la importancia de la elección de la constante de tiempo del acondicionador.
- Efectos térmicos sobre el captador, que han sido comentados.
- Precisión y velocidad del proceso de conversión A/D.

Una descripción detallada acerca de estas incertidumbres puede consultarse en el trabajo de Armas.

Etapa de tratamiento

Corresponde a lo que Oliver [55] denomina etapa digital que comprende toda la serie de procesos que a partir de la señal de salida del convertidor A/D, proporciona unos resultados utilizables para el diagnóstico de la combustión. Básicamente se pueden distinguir cuatro procesos: la obtención del ciclo medio, el filtrado de la señal, el referenciado del nivel de presión y el referenciado angular.

- **Obtención del ciclo medio.** Aun cuando un motor este funcionando de forma estable en unas determinadas condiciones operativas, pequeñas variaciones en los procesos termofluidodinámicos hacen que en la cámara no se produzca una evolución de la presión perfectamente cíclica. Esta dispersión tiene su origen en variaciones de la cantidad del combustible suministrado, del punto de inyección o encendido y del llenado y movimiento del aire en la cámara. Suele ser más acusada en los motores de gasolina que en los Diesel y depende de las condiciones de funcionamiento; pero en cualquier caso, lleva a la necesidad de medir varios ciclos de presión consecutivos, ya que uno solo cualquiera elegido al azar, puede no ser representativo del funcionamiento estacionario del motor.

No existe consenso en cuanto al número mínimo de ciclos necesarios a medir y pueden encontrarse en la bibliografía valores muy dispares. En un motor Diesel DI, Armas mide 20 ciclos consecutivos, mientras que en

motores gasolina el rango va desde los 40 propuestos por Cartwright y Fleck [90] (motor 2T) y por Lancaster y otros [83] (motor monocilíndrico en condiciones muy estables), los 110 propuestos por Macian [91] (motor monocilíndrico) hasta llegar a los 300 ciclos propuestos por Randolph [89], Brunt y Emtage [92] y por Lancaster y otros [83] (motor en condiciones poco estable). Tal variación se justifica por las diferencias entre motores (en los motores de gasolina suele requerirse más ciclos que en los Diesel, debido a su mayor dispersión) y en el mismo motor, por la diferente dispersión en puntos de funcionamiento distintos, e incluso entre diferentes zonas del ciclo [55]. Así, el motor siempre es más inestable a bajo régimen y grado de carga y durante la combustión aparecen más oscilaciones que durante la compresión o el lazo de bombeo. Por ello, Oliver recomienda efectuar un estudio previo para determinar el número de ciclos necesarios en función del motor, las condiciones de funcionamiento y la precisión requerida; para ello propone emplear un análisis basado en intervalos de confianza.

Dado el largo tiempo de cálculo que según Oliver requiere su procedimiento, finalmente decide tomar el máximo número de ciclos consecutivos que permita la cadena de medida y, posteriormente, obtener la probabilidad de error y el margen de confianza de la medida realizada. En el caso de que el margen de confianza necesario requiera un número mayor de ciclos que los medidos, propone promediar tantos ciclos medios como sea necesario.

Se ha realizado un estudio para analizar la importancia del número de ciclos en el diagnóstico de la combustión, tomando 25, 50 y 100 ciclos. Los resultados obtenidos indican que si el motor está convenientemente estabilizado 25 ciclos es un valor adecuado ya que el incremento del número de ciclos incrementa el tiempo de cálculo sin obtenerse mejoras aparentes.

Aunque el ciclo promediado es más representativo que cualquiera de los ciclos individuales y además permite eliminar ruido de la señal, es importante resaltar que únicamente si el funcionamiento del motor es regular tiene sentido su cálculo. Por ello conviene realizar un control visual y análisis estadístico de dispersión [74] del conjunto de los ciclos, con el fin de detectar problemas de medida o de inestabilidad del motor que quedarán enmascarados en el ciclo promedio.

En el apartado 4.2.0.1 se propone un método para el cálculo del ciclo medio basado en el análisis en frecuencia de la señal de presión.

- **Filtrado.** Aunque se utilicen equipos de alta calidad y se sea muy cuidadoso en la instalación de la cadena de medida siempre habrá, en mayor o menor medida, desviaciones entre la señal de presión registrada y la presión real en la cámara. Como describe Oliver [55], las incertidumbres más importantes son debidas a:
 - Errores en la transducción presión-tensión debido a diferentes causas como fugas de corriente en el transductor, efectos térmicos que pueden afectar bien a la sensibilidad de los captadores o introducir una deriva de la señal, falta de linealidad de los captadores, pérdida de estabilidad, resonancia del captador, deformaciones del alojamiento del transductor o vibraciones transmitidas por el motor.
 - Errores producidos durante la transmisión de la señal desde el transductor hasta el convertidor, debidos fundamentalmente a interferencias eléctricas por los aparatos eléctricos de la cadena de medida. Puede señalarse como causas más importantes la longitud excesiva del cable de comunicación entre el transductor y convertidor A/D, conexiones defectuosas o falta de conexión común de las masas [93].
 - Errores de la conversión analógico-digital debidos por un lado a la limitación del número de *bits* con que opera y por otro a errores en la digitalización.

Estos errores hacen que para determinados cálculos, fundamentalmente aquellos en los que se requiere la derivada de la señal de presión, sea imprescindible filtrar la señal de presión promediada. Existen diferentes posibilidades para el filtrado de la señal en distintos puntos de la cadena de adquisición. Sin embargo, se prefiere el filtrado tras la conversión A/D ya que filtrar antes supone, por un lado tener que recurrir a electrónica analógica y por otro no elimina los errores que puede haber hasta la etapa de conversión y durante la propia conversión.

Merece ser indicado que, independientemente del filtrado de la etapa digital, previamente a la conversión A/D es necesario realizar un filtrado analógico con el fin de eliminar el problema de *aliasing* [93] consistente en que toda frecuencia por encima de la que fija el teorema de Shannon es medida de forma aleatoria, de modo que la señal se distorsiona.

La limitación del *aliasing* viene impuesta por la frecuencia del reloj del convertidor A/D, puesto que según el teorema de Shannon no es posible obtener información de frecuencias por encima de la mitad de la frecuencia de digitalización. Por ello se aplica un filtro paso bajo para eliminarlas.

Salvo el filtro analógico descrito, lo habitual es aplicar filtros ya en la etapa digital, para lo cual existen diferentes posibilidades entre las que cabe destacar:

- Promediado de gran número de ciclos.
- Aplicación de filtros digitales.
- Regresión mínimo cuadrática.
- Uso de *splines*.

En el apartado 4.2.0.2 se describen las alternativas anteriores y se presenta el método de filtrado de la señal de presión propuesto, consistente en un filtro digital paso-bajo en el dominio de la frecuencia.

- **Referencia angular.** El problema de la referencia angular de la señal de presión ha sido tratado en detalle en el apartado 2.2.3. En 4.5.2.3, se presentará un procedimiento para su correcto calado.
- **Referencia del nivel de presión.** Los captadores piezoeléctricos no proporcionan valores de presión absoluta por lo que es necesario referenciar su nivel antes de realizar el diagnóstico de la combustión. Para ello existen diferentes procedimientos de ajuste [93, 94], que pueden ser agrupados en dos tipos:
 1. Referenciado a partir de un valor conocido en algún momento del ciclo [50]. Habitualmente se suele tomar un instante durante el ciclo abierto. Una de las formas comunes de referenciar a partir de una presión conocida es asumir que la presión en el PMI coincide con la presión media en el colector de admisión [35, 83]. Puesto que la válvula de admisión permanece abierta pero el pistón está casi detenido, salvo por efectos ondulatorios, el gasto instantáneo por admisión es despreciable y en consecuencia las presiones dentro y fuera son similares. Este procedimiento presenta dos inconvenientes: en primer lugar, si se quiere una medida precisa de la presión de referencia (p_{ref}) es necesario medir la presión instantánea en el

colector de admisión, lo que no es habitual. En segundo lugar, los efectos de ondas no suelen ser despreciables, de hecho es normal sintonizar el colector de admisión para conseguir un pulso de presión justo cuando la válvula de admisión está cerrándose. Medidas instantáneas en el colector de admisión y modelado 1D con un modelo de acción de ondas [7] han puesto de manifiesto que son habituales diferencias de hasta 150 *mbar* entre la presión en el cilindro y el colector en el PMI.

Otros autores proponen imponer que la presión promediada en las proximidades del PMI coincida con la promediada en el colector de admisión [95], o que la presión media durante el escape coincida con la media en dicho colector [84]. Por último, es posible referenciar la presión mediante medidas experimentales como hace Angström [47], instalando captadores piezoresistivos en la parte baja del cilindro, de modo que durante las carreras de compresión y expansión no están expuestos al gas de la cámara que los inutilizaría. Solamente al final de la expansión o principio de la compresión, cuando la presión y temperatura en la cámara son bajos, están en contacto con el gas de la cámara y proporcionan el valor absoluto de la presión. No obstante, este procedimiento intrusivo resulta muy delicado y no es adecuado para el diagnóstico de la combustión.

2. Métodos termodinámicos. Se basan en la evolución politrópica

$$pV^n = cte$$

del gas en la cámara durante la compresión, antes de iniciarse la combustión [96, 97], o durante la compresión y expansión en el caso de motor arrastrado [29, 83]. La clave del ajuste es determinar de forma correcta el valor del exponente politrópico que reproduzca convenientemente la evolución del gas. Dicho valor puede ser considerado constante o no [93], aunque debido a errores de medida, en la práctica es recomendable asumirlo constante [93, 94].

El procedimiento termodinámico que se emplea en esta tesis se basa en la propuesta de Armas, que ajusta la presión en el PMI (p_{ref}) basándose en el efecto que este parámetro tiene sobre el exponente politrópico en ensayos sin combustión [39]. Se calculará p_{ref} de modo que la liberación de calor sea nula en ausencia de combustión y, como se describe en 4.5.2.2, puede aplicarse tanto a ensayos en arrastre como en combustión.

2.3.2 Tasa de inyección

La forma en que el combustible es inyectado en la cámara de combustión viene caracterizada por la tasa de inyección, es decir, el gasto másico instantáneo de combustible a través de los orificios de la tobera del inyector. Dicha tasa controla el desarrollo del chorro Diesel y la formación de la mezcla aire-combustible, hasta el punto que no se puede describir correctamente el proceso de combustión si no es ligado al de inyección. Esta relación directa inyección-combustión ya es asumida en trabajos tan antiguos como los de Austen y Lyn (1960) [98] y Lyn (1962) [99], siendo la propuesta hecha por Dec y otros [59, 100] una de las más actuales y aceptadas.

La masa de combustible inyectado interviene en el modelo de diagnóstico tanto en el balance másico (apartado 2.5.3) como en el de energía (apartado 2.5.4). El balance másico actualiza la masa total en la cámara y sus propiedades instantáneas teniendo en cuenta la masa instantánea de combustible evaporado. A la vez que el combustible evaporado interviene directamente en el término correspondiente del primer principio expresado en la ecuación (2.67).

Uno de los métodos más empleados para determinar la tasa de combustibles es el propuesto por Bosch [101], que ha sido usado en este trabajo. El método se basa en la medida del incremento de presión generado por la inyección del combustible dentro de un tubo, de longitud y tamaño determinados, que se encuentra lleno del mismo combustible a una presión residual regulable. El gasto másico de combustible instantáneo se obtiene directamente a partir de la variación de la presión mediante la expresión

$$\dot{m}_f(t) = \frac{A_t \Delta p(t)}{a} \quad (2.18)$$

donde \dot{m}_f en $[kg/s]$, es la tasa de inyección del combustible, A_t en $[m^2]$, la sección del tubo, Δp en $[Pa]$, la presión por encima de la residual y a en $[m/s]$, es la velocidad del sonido en el combustible.

El equipo utilizado para la medida recibe el nombre de *tasímetro*. La principal ventaja de este procedimiento de medida es su sencillez a la vez que su buena precisión. Por el contrario, su principal inconveniente es que se trata de un método que requiere desinstalar el inyector del motor para hacer los ensayos en el *tasímetro*.

Puesto que el objetivo final es obtener la tasa de inyección real cuando el inyector esté montado en el motor, es necesario garantizar que dentro de lo posible las condiciones de instalación y funcionamiento son significativamente iguales para que las tasas sean las mismas. Para ello, el valor de la presión residual del combustible en el *tasímetro* se puede modificar para simular la presión del gas en la cámara en el motor. El inyector y sistema de inyección ensayados son los mismos que posteriormente se instalan sobre el motor, para asegurar que no existen efectos dinámicos diferentes. En la instalación del inyector en el medidor se tiene cuidado en mantener los pares de apriete igual que en el motor. Por último, se realizan medidas de temperatura y gasto del combustible, presión de inyección y corriente de mando del inyector, en el ensayo de tasa y, posteriormente, en los ensayos de motor. De este modo pueden ser comparados y se garantiza la similitud de funcionamiento del sistema de inyección.

La tasa experimental medida en el *tasímetro* es la información más precisa que se tiene del gasto másico de combustible inyectado, sin embargo, contrariamente a la presión, su medida no se realiza durante el ensayo del motor en combustión, por lo que no siempre está disponible para el diagnóstico de la combustión. En su lugar, en ocasiones se utiliza la señal de levantamiento de aguja del inyector. Esta señal se mide mediante un sistema electromagnético en el que un imán, solidario con la aguja del inyector, induce una tensión en los bornes de una bobina, de modo que dicha tensión es proporcional al levantamiento. Esta alternativa presenta dos inconvenientes:

- En primer lugar, la posibilidad de medir el levantamiento no está disponible en todos los inyectores, sino que deben estar equipados con el sistema electromagnético requerido. De hecho, eso no es posible en los modernos inyectores piezoeléctricos.

La ventaja clara de este procedimiento frente a la medida de tasa, es que no requiere instalación adicional al motor ni experimentación previa, ya que el levantamiento es medido simultáneamente con la presión instantánea durante el ensayo de combustión.

- En segundo lugar, la forma de la señal de levantamiento no coincide ni en forma ni en fase con la señal de tasa de inyección. En la figura 2.4 se muestran las señales instantáneas de comando del inyector, levantamiento de aguja y tasa de inyección. Se ha señalado con una línea vertical el inicio de la señal de comando y se aprecia como hay un cierto retraso entre este inicio y el del levantamiento, así como entre este último y el inicio de la tasa real (SOI). También se aprecia como la forma de la tasa es más “compleja” que el levantamiento.

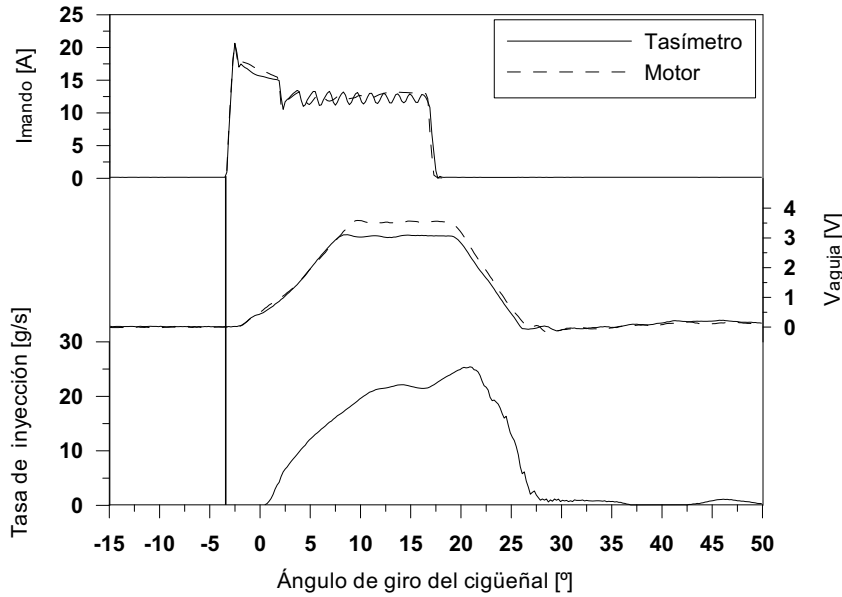


Figura 2.4. Señal de comando, levantamiento y tasa de combustible en un inyector de solenoide en un ensayo a 2000 rpm.

En el caso de ausencia de señal de tasa o levantamiento, la señal eléctrica de mando del inyector es fácil de medir mediante una pinza amperimétrica, pero está muy adelantada respecto de la tasa, y además su forma difiere mucho de la de esta. En la figura 2.4 las señales corresponden a un inyector de tipo solenoide, pero en los nuevos inyectores piezoeléctricos se requiere un pulso para iniciar el levantamiento y otro para iniciar el cierre, por lo que la señal de comando es completamente diferente de la tasa. En resumen, la señal de comando del inyector no es adecuada para caracterizar la inyección de combustible y por tanto no es susceptible de usarse en el diagnóstico de la

combustión. En el apartado 4.6.1 se propondrá un método para la simulación de la tasa de inyección a partir de la señal de mando del inyector, si sólo se dispone de esta señal.

Si no se dispone de ninguna señal experimental de inyección se comete un error al realizar el diagnóstico de la combustión, ya que la masa de combustible no intervendrá en el balance másico ni energético. Este error en principio puede parecer muy grave; no obstante, aunque no se considere el combustible durante el diagnóstico, la información básica está en la presión, en la que si que se recoge el efecto de la combustión. Para comprobar la importancia de no considerar el combustible en el diagnóstico de la combustión, se ha incluido esta situación en estudio de sensibilidad del apartado 3.2.

2.4 Variables medias

Independientemente del tipo de motor que se quiera diagnosticar, hay una serie de variables medias que es necesario medir para garantizar, por un lado, que las condiciones de funcionamiento son las deseadas y por otro, porque intervienen en los cálculos del modelo de diagnóstico. Haciendo una clasificación similar a la hecha por Fenollosa [70] podemos distinguir dos tipos de variables medias: las *variables de control* y las *variables de medida*. Las *variables de control* pueden imponerse de forma directa y permiten regular el punto de funcionamiento del motor y asegurar así la repetitividad de los ensayos. Por otro lado, las *variables de medida* son consecuencia del punto de funcionamiento del motor y sobre ellas no se puede actuar directamente sino a través de las *variables de control*.

2.4.1 Variables de control

Dependiendo del tipo de motor, puede haber alguna diferencia en las *variables de control*. Así, en un motor monocilíndrico de investigación los grados de libertad suelen ser mayores que en los motores policilíndricos, permitiendo una mayor flexibilidad (a la vez que complejidad) en el control del motor. No obstante, de forma estricta, salvo por la limitación que supone el turbogrupo a la hora de imponer las presiones en admisión y escape, es posible tener las mismas *variables de control* en un motor policilíndrico que en uno monocilíndrico.

Las principales *variables de control* son:

- **Régimen de giro medio.** Se mide mediante un sensor magnético montado sobre el eje del freno electromagnético que va acoplado al cigüeñal. Dicho freno es el encargado de absorber la potencia del motor en el caso de ensayos en combustión y de hacer girar al motor en ensayos con el motor arrastrado. La precisión del sistema de control del freno suele ser muy alta a régimen constante, ± 1 o ± 2 *rpm*. Hay que remarcar que esta variación del régimen medio es independiente de la variación de la velocidad instantánea durante un ciclo, que depende del régimen de giro y de la carga. Según los resultados mostrados por Guardiola [102], la variación instantánea a alto régimen (3250 *rpm*) es de sólo ± 50 *rpm*; sin embargo a 1250 *rpm* la variación va desde ± 75 *rpm* a baja carga hasta ± 125 *rpm* a alta carga.
- **Temperatura media del gas en el colector de admisión.** Se suele medir con un termopar. Si se mide aguas abajo del punto de mezcla con el EGR se evita la incertidumbre de tener que estimarla a partir de los gastos y temperaturas del aire admitido y del EGR. En los motores monocilíndricos de investigación su regulación permite el control de la densidad del gas admitido, variable influyente en el proceso de inyección-combustión. Para ello, suelen utilizarse intercambiadores que permiten acondicionar independientemente tanto el aire admitido como el EGR. En el caso de los motores policilíndricos de serie esta temperatura suele estar dada por las condiciones de salida del *intercooler* (si existe) y los gases recirculados, sin que sea normalmente regulada. Los equipos de medidas de temperatura suelen tener precisiones del orden de $\pm 1^\circ$.
- **Presión media del gas en el colector de admisión.** Junto con la temperatura del gas en el colector de admisión, condiciona la densidad del gas admitido. Además, la presión influye en el proceso de admisión afectando al cortocircuito, al reflujo desde el escape y a las pérdidas por bombeo y en consecuencia al rendimiento efectivo. En los motores de investigación se puede regular mediante un compresor independiente, existiendo cierta capacidad de control en los motores de serie con TGV. En los motores de serie sin TGV viene impuesto por el punto de funcionamiento del turbocompresor, siendo muy dependiente del grado de carga, régimen y EGR. Se mide con captadores piezoresistivos que, a diferencia de los piezoeléctricos usados para medir la presión en cámara,

proporcionan el valor absoluto de presión. Su precisión de medida es de unos pocos milibares, habitualmente menos de $\pm 10 \text{ mbar}$. No obstante, ha de tenerse en cuenta, como se ha indicado en el punto 2.3.1, que la presión instantánea en el colector de admisión presenta variaciones instantáneas debido a fenómenos de ondas que superan ampliamente este valor.

- **Presión media del gas en el colector de escape.** Se mide con captadores piezoresistivos al igual que en el colector de admisión y su precisión es similar aquellos. En los motores de investigación se puede controlar mediante una válvula de contrapresión que simula el efecto de la turbina. En los motores de serie sin TGV no es posible regularla directamente, sino como consecuencia de las condiciones de funcionamiento del motor. Cuando el motor está estabilizado en un punto de funcionamiento, el valor medio de la presión en el escape suele ser bastante constante y también es muy precisa su medida, sin embargo los efectos dinámicos son muy importantes, produciéndose oscilaciones en la presión instantánea en el colector de escape que fácilmente superan $\pm 0.5 \text{ bar}$.
- **Presión media de inyección.** El control de este parámetro es fundamental ya que con él se controla la cantidad de combustible inyectado. Uno de los sistemas de inyección que más se ha extendido en los últimos años es el *Common Rail*, con el que se pueden conseguir presiones de inyección superiores a los 1800 bar. La presión en el *Common Rail* se mide mediante un sensor cuya precisión está alrededor de $\pm 10 \text{ bar}$.
- **Duración del pulso de comando del inyector.** Junto con la presión de inyección controla la cantidad de combustible inyectado. Viene regulada por el sistema electrónico del motor y es definido siempre en tiempo y no en ángulo de giro del cigüeñal. Duraciones inferiores a 0.5 ms son habituales en inyecciones pilotos y superiores a 2 ms en motores de gran cilindrada a alta carga.
- **Posición del pulso de comando del inyector.** Este valor controla el instante en que se empieza a inyectar combustible en la cámara. Se da en ángulo de giro del cigüeñal respecto al PMS.
- **Temperatura del refrigerante.** Tiene influencia sobre la transmisión de calor del motor y en consecuencia es susceptible de afectar al rendimiento volumétrico y parámetros indicados (presión, rendimiento, etc.). Se mide mediante un termopar y su precisión es del orden de $\pm 1^\circ$.

- **Temperatura del aceite lubricante.** El aceite lubricante tiene dos funciones básicas en un motor: lubricar y refrigerar. En su función lubricante, su temperatura afecta a su viscosidad y tiene influencia directa sobre las pérdidas mecánicas y en consecuencia afecta a los parámetros efectivos del motor (rendimiento, par, potencia, etc.). Por otro lado, los motores actuales están muy cargados térmicamente y en particular el pistón, sin contacto directo con el líquido refrigerante. Por ello, la refrigeración del pistón mediante el aceite se ha hecho imprescindible, empleándose para ello un chorro de aceite inyectado por su parte inferior en el canal del pistón diseñado con este fin. El método de medida de la temperatura del aceite y su precisión son análogos al de medida de la temperatura del agua.
- **Temperatura del gasoil.** Esta variable es importante para mantener la estabilidad del sistema de inyección puesto que la temperatura del gasoil afecta a su densidad y viscosidad. No es posible su medida cerca del inyector por lo que se suele controlar en otro punto aguas arriba del sistema de alimentación, habitualmente antes de la bomba de inyección. La precisión de su medida es similar a la de las otras temperaturas medias descritas.
- **Gasto másico de EGR.** La medida del gasto de gases recirculados no suele ser una medida directa en el motor. Habitualmente, en los motores de serie el sistema de control electrónico dispone de una referencia del gasto teórico de aire admitido en función de las condiciones de funcionamiento. Por diferencia entre ese gasto teórico y el gasto de aire fresco admitido medido, se obtiene el gasto de EGR. Este procedimiento es poco preciso pero suficiente para el control del motor. En los motores de investigación se estima por medio de medidas de concentración de CO_2 en los gases de admisión y de escape con un analizador de gases. El porcentaje de gases recirculados se define como:

$$EGR_{\%} = \frac{\dot{m}_{EGR}}{\dot{m}_a + \dot{m}_{EGR}} \cdot 100 \quad (2.19)$$

Según Molina [103], asumiendo que el peso molecular del aire y de los gases quemados es el mismo, la ecuación anterior es equivalente a:

$$EGR_{\%} = \frac{[CO_2]_{adm} - [CO_2]_{amb}}{[CO_2]_{esc} - [CO_2]_{amb}} \cdot 100 \quad (2.20)$$

La concentración de CO_2 se mide mediante un analizador no dispersivo de absorción por infrarrojos (ver detalles en [104]) cuyo error es inferior al 5%. Una vez calculado del porcentaje de EGR con la expresión (2.20), el gasto másico puede ser despejando de la ecuación (2.19), obteniéndose:

$$\dot{m}_{EGR} = \dot{m}_a \cdot \frac{(EGR\%/100)}{1 - (EGR\%/100)} \quad (2.21)$$

2.4.2 Variables de medida

Las principales *variables de medida* en un motor son:

- **Par.** Para medirlo se emplea una célula de carga en el freno que regula el régimen del motor. Es utilizado por el sistema de control del freno y además se emplea para el cálculo de parámetros efectivos del motor.
- **Gasto de aire.** El gasto de aire fresco se mide habitualmente en los motores mediante un medidor de hilo o lámina caliente y más raramente mediante un medidor volumétrico. En este último caso es necesaria la medida simultánea de la temperatura y presión del aire para calcular su densidad. La precisión de los equipos de medida depende de sus prestaciones pero puede tomarse un rango entre $\pm 0.5\%$ y $\pm 5\%$ como representativo. En cualquier caso hay que considerar que una medida muy precisa de esta variable no garantiza una incertidumbre baja en la masa retenida, ya que hay otros dos parámetros más difíciles de controlar, uno es la masa de gases recirculados (si hay EGR) anteriormente presentada y el otro la masa residual del ciclo anterior que no es en absoluto despreciable.
- **Gasto de combustible.** Se mide mediante una balanza. Esta variable junto con la masa de aire descrita anteriormente proporciona el dosado real del ensayo. El error de los equipos de medida suele ser inferior al $\pm 1\%$. El gasto de combustible se emplea también como parámetro de control de la tasa de inyección tal como se ha descrito en el apartado 2.3.2.
- **Gasto de *blow-by*.** Esta variable es un buen indicador de la integridad de los segmentos y del estado del lubricante. En condiciones normales de operación, las fugas por *blow-by* suelen ser pequeñas en la mayoría

de motores por lo que no es una variable que se mida siempre al hacer el diagnóstico de la combustión. Sin embargo se ha comprobado que en motores pequeños a bajo régimen pueden ser superiores al $\pm 4\%$ de la masa atrapada y superiores al $\pm 10\%$ en condiciones de arranque en frío. El gas que pasa al cárter a través de los segmentos es recogido con un conducto y remansado para evitar el flujo pulsante. Tras esto, se mide mediante una tobera calibrada o un medidor de vórtice forzado. El error de dichos equipos suele ser inferior al $\pm 5\%$.

- **Temperatura media de los gases de escape.** Esta variable no puede ser controlada directamente en un motor sino que depende del punto de funcionamiento, estando afectada principalmente por el dosado y el régimen del motor. Análogamente a la admisión se mide con un termopar y su precisión es aproximadamente de $\pm 1^\circ$.

2.5 Modelo termodinámico de diagnóstico

El análisis termodinámico de la presión instantánea en el cilindro es una herramienta de gran valor para el estudio de la combustión en los motores de combustión interna alternativos. Puede encontrarse en la bibliografía [4, 30] la distinción entre dos planteamientos a los que se les denomina análisis de la masa quemada (“*burning rate analysis*”) y análisis de la liberación de calor (“*heat release analysis*”).

- El análisis de la masa quemada tiene su origen y es más empleado en los MEP en los que, debido a las características de su combustión, es fácil identificar una separación física entre dos zonas, una con masa fresca y otra con productos quemados. De este modo, la evolución del frente de llama determina la fracción de masa quemada respecto del total de la carga del cilindro, en función del ángulo de giro del cigüeñal. Dicha fracción se expresa en tanto por uno o porcentaje, siendo 0 en el momento del encendido y 1 (o 100%) cuando se ha completado la combustión. Al ser una magnitud normalizada, su sensibilidad a incertidumbres es menor que en el análisis de la liberación de calor. Para su cálculo suelen emplearse modelos simples; estos modelos, con base termodinámica, realizan una serie de hipótesis simplificadoras para aproximar la evolución termodinámica del gas en la cámara de modo que se facilite y se aceleren los cálculos. Como inconveniente, son menos precisos que los derivados

de la aplicación directa del primer principio (análisis de la liberación de calor). A pesar de ello resultan adecuados para aplicaciones “*on-line*”.

Uno de los procedimientos más utilizados es el propuesto por Rassweiler y Withrow [105]. Los autores asumen que la variación de la presión que sufre el gas en un intervalo angular (o temporal) durante la combustión, puede descomponerse en dos términos: una variación de la presión debido al movimiento del pistón más un incremento debido a la combustión. La variación por el movimiento del pistón (incremento de presión durante la compresión y decremento durante a expansión) sigue una evolución politrópica. De este modo, el incremento de presión debido a la combustión entre dos ángulos del cigüeñal, α_1 y α_2 , se obtiene mediante la diferencia entre la presión medida en α_2 y la que se tendría en α_2 debido a la evolución politrópica desde α_1 :

$$\Delta p = p_2 - p_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^n \quad (2.22)$$

Por analogía con una combustión a volumen constante, los autores muestran que la fracción incremental de presión coincide con la fracción de masa quemada y finalmente obtienen una expresión simple de esta última:

$$\text{FMQ}(\alpha) = \frac{p^{1/n}(\alpha) V(\alpha) - p_0^{1/n} V_0}{p_f^{1/n} V_f - p_0^{1/n} V_0} \quad (2.23)$$

donde p_0 y V_0 son la presión y el volumen de la cámara en el ángulo de encendido y p_f y V_f son la presión y el volumen de la cámara al final de la combustión.

Otras propuestas simples basadas en el mismo principio asumido por Rassweiler y Withrow de que la fracción de masa quemada puede estimarse a partir del incremento de la presión “debido a la combustión”, son las aproximaciones empleando el “ratio de presiones” entre la presión medida y la presión en arrastre [26, 27]:

$$\text{FMQ}(\alpha) \approx \frac{p(\alpha)}{p_{\text{arrastre}}(\alpha)} - 1 \quad (2.24)$$

o la “diferencia de presiones” [26] entre la presión medida y la presión en arrastre.

$$\text{FMQ}(\alpha) \approx \frac{p(\alpha) - p_{\text{arrastre}}(\alpha)}{p_{\text{arrastre}}(\alpha)} \quad (2.25)$$

Nótese que los valores obtenidos con las expresiones (2.24) y (2.25) no están normalizados entre 0 y 1 como los de (2.23) y por tanto estrictamente no son una fracción de masa quemada.

- El análisis de la liberación de calor se basa en la aplicación directa de un balance de energía en la cámara mediante el primer principio de la termodinámica. Este planteamiento permite considerar de forma explícita todos los términos de dicho balance: energía interna, trabajo sobre pistón, transmisión de calor a las paredes y entalpías de los flujos de entrada (combustible) y salida de la cámara (fugas). Este planteamiento es completamente general y aplicable tanto a MEP como a MEC.

Una vez obtenido el calor liberado acumulado, FQL, es frecuente normalizarlo dividiéndolo por su valor máximo, obteniéndose la fracción de calor liberado en tanto por uno o porcentaje. De este modo, su valor queda comprendido entre 0 (hasta el inicio de la combustión) y 1 (o 100%), cuando la combustión se ha completado. En un motor Diesel DI, durante la etapa de combustión difusiva el frente de llama se establece en la zona de dosado local estequiométrico [106, 107] de modo que la hipótesis de que la combustión tiene lugar en condiciones estequiométricas [74] es bastante cierta. De este modo, si se asume que el poder calorífico del combustible es constante, se puede considerar que la fracción de calor liberado es equivalente a la fracción de masa quemada (FMQ) o más rigurosamente, la fracción de masa quemada “aparente” [4]. Esta consideración es más incierta para la etapa de combustión premezclada o con combustiones de tipo HCCI, donde la combustión se produce mientras que el dosado local permanezca dentro de los límites de inflamabilidad y estará condicionada por el tiempo que haya tenido el combustible para mezclarse.

En el balance energético de la cámara, los términos de energía interna y trabajo son los más importantes, sin embargo, el resto de términos son susceptibles de ser simplificados o despreciados. Así, hay modelos con diferentes hipótesis simplificativas que son más o menos adecuados para una determinada aplicación. Según Heywood [4] es habitual distinguir entre dos formas de calcular la ley de liberación de calor aplicando el primer principio:

- Si se considera un modelo de transmisión de calor a las paredes se puede obtener (ver apartado 2.5.4) la energía química liberada por el combustible al quemarse, lo que en la literatura suele de-

nominarse “*gross heat release*” [4, 29, 30, 33, 71, 108]. Este es el planteamiento seguido en esta tesis.

- Si no se considera explícitamente la transmisión de calor a las paredes se obtendrá la liberación de calor neta o “*net heat release*”⁴ [4, 32, 97, 109] que sirve para realizar trabajo sobre el pistón e incrementar la energía interna sensible.

El cálculo del primer principio consume recursos de cálculo considerables de modo que su aplicación más extendida es para diagnóstico “*off-line*”. No obstante, si se simplifica el modelo con hipótesis tales como desprestigiar las fugas, la masa y entalpía del combustible, las deformaciones, la transmisión de calor, asumir propiedades de los gases (c_v , c_p , R) constantes, etc., es posible acelerar los tiempos de cálculo para aplicaciones “*on-line*”. Un ejemplo de modelo basado en el primer principio simplificado es el que plantea Brunt y otros [30], basándose en la misma hipótesis de evolución politrópica debido al movimiento del pistón asumida por Rassweiler y Withrow [105]. Así, al incremento de presión debido a la combustión, calculado mediante (2.22), va asociado un incremento de temperatura

$$\Delta T = \frac{\Delta p V_2}{m R}$$

de donde, aplicando el primer principio, puede obtenerse el incremento de energía química liberada o *gross heat release* para producir dicho incremento de temperatura:

$$\Delta FQL = m\Delta U = mc_v\Delta T = \frac{V_2}{\gamma - 1} \left[p_2 - p_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^\gamma \right] \quad (2.27)$$

Si en la evolución politrópica se asume un exponente adiabático se obtiene una aproximación de la liberación de calor neta o *net heat release*. Esta propuesta es la empleada por AVL [110] en algunos de sus equipos de adquisición y diagnóstico.

Es posible clasificar los modelos de diagnóstico según las zonas que consideran en la cámara, así hay modelos de una [29, 31, 33, 71, 97, 111, 112], dos [34, 109, 112] o más zonas [32]. A pesar de que para determinadas aplicaciones, como la predicción de contaminantes [11, 32], es imprescindible recurrir

⁴La diferencia principal entre la liberación de calor neta y química es la transmisión de calor, siendo las fugas del gas y la entalpía del combustible efectos generalmente menores

a modelos de más de una zona para obtener resultados aceptables, el uso de modelos de más de una zona para la obtención de la liberación de calor no aporta ventajas claras. Así, según Brunt y otros [30], “*los modelos de una zona son empleados preferentemente a los potencialmente más precisos modelos termodinámicos de más de una zona, ya que son menos complejos, numéricamente más eficientes y habitualmente proporcionan resultados similares.*”

En la presente tesis se parte del *modelo de diagnóstico de referencia* de una zona que, por aplicación del primer principio, obtiene la energía química liberada por el combustible. A continuación se van a describir brevemente aquellos aspectos del modelo más interesantes para el presente trabajo.

2.5.1 Cálculo del volumen instantáneo

El volumen instantáneo se compone de cuatro términos:

$$V(\alpha) = V_{cc} + V_d(\alpha) + \Delta V_p(\alpha) + \Delta V_i(\alpha) \quad (2.28)$$

donde se ha incluido α para explicitar la dependencia con el ángulo de giro del cigüeñal, V_{cc} es el volumen de la cámara de combustión, $V_d(\alpha)$ es el volumen instantáneo desplazado⁵ por el mecanismo de biela-manivela, $\Delta V_p(\alpha)$ es el incremento de volumen debido a la deformación por presión y $\Delta V_i(\alpha)$ es el incremento o decremento del volumen por las fuerzas de inercia sobre los elementos móviles. Cada término se calcula como sigue:

- El volumen de la cámara de combustión se obtiene a partir de la relación de compresión:

$$V_{cc} = \frac{V_d}{r_c - 1} \quad (2.29)$$

donde V_d es el volumen desplazado y r_c la relación de compresión volumétrica del motor.

- El volumen instantáneo desplazado por el pistón, $V_d(\alpha)$, depende de la geometría del mecanismo biela-manivela, e incluye el descentramiento del motor, si este existe. Su expresión puede consultarse en [74].

⁵Cuando V_d no vaya acompañado de (α) se refiere al volumen desplazado cuando el pistón se encuentra en el PMI, $V_d = V_d(PMI)$

- Los dos términos de deformaciones adoptan las expresiones siguientes:

$$\Delta V_p(\alpha) = K_{def} \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot \frac{p}{E_{acero}} \cdot \left(\frac{D}{D_{bulon}} \right)^2 \cdot 2L_0 \quad (2.30)$$

$$\Delta V_i(\alpha) = K_{def} \cdot \frac{m_{alt} \cdot a}{E_{acero}} \cdot \left(\frac{D}{D_{bulon}} \right)^2 \cdot L_0 \quad (2.31)$$

donde K_{def} es el coeficiente de deformaciones que debe ser ajustado experimentalmente, para el que Armas propone un valor de 0.7, $E_{acero} = 2.1 \cdot 10^{11} \text{ N/m}^2$ es el módulo de elasticidad del acero, D_{bulon} es el diámetro del bulón que une el pistón y la biela, m_{alt} es la masa con movimiento alternativo reducida al pie de la biela, a es la aceleración instantánea del pistón y L_0 es una longitud característica:

$$L_0 = h_{pis} + L_b + \frac{S}{2}$$

donde h_{pis} es la altura de la cabeza del pistón.

De este modo, Armas asume que las deformaciones del motor son iguales que las que sufriría una barra de diámetro D_{bulon} cuya longitud sea L_0 en el caso de las fuerzas de inercia (se deforma el pistón, la biela y la manivela) y $2L_0$ en el caso de las de presión (se deforma el pistón, la biela, la manivela y el bloque del motor). En esta tesis se empleará este modelo pero asumiendo que la longitud característica es L_0 tanto para las deformaciones por presión como por inercia, ya que la deformación del bloque es mucho menor que la que sufre el pistón la biela y la manivela.

Debido a las deformaciones se puede definir la relación de compresión dinámica, $r_{c,d}$ como:

$$r_{c,d} = \frac{V_d + V_{cc} + \Delta V_{def}(PMS)}{V_{cc} + \Delta V_{def}(PMS)} \quad (2.33)$$

siendo $\Delta V_{def}(PMS)$ la suma de las deformaciones por presión e inercia en el PMS. De este modo se estima la relación de compresión efectiva del motor teniendo en cuenta las deformaciones en el PMS, donde el volumen es muy pequeño y las deformaciones por presión, mayores que las de inercia, son más importantes. Con una deformación en el PMS del 2% o 3% se obtiene un valor de $r_{c,d}$ entre 0.3 y 0.5 puntos inferior al de r_c .

2.5.2 Cálculo de la transmisión de calor

Para el cálculo de la liberación de calor que se detalla en el siguiente punto, se requiere conocer la transmisión de calor instantánea a las paredes. Como se ha indicado, se va emplear un modelo derivado del propuesto por Woschni [57, 113]. En este punto se va a describir brevemente el modelo de Woschni con las modificaciones propuestas por Armas. Aunque en [74] puede encontrarse el desarrollo exhaustivo, es interesante mostrar el modelo que va a servir de punto de partida y que a lo largo de esta tesis va a ser referenciado repetidamente. Finalmente, en el apartado 4.4.1 se presentarán aportaciones para su mejora.

Aplicando un análisis dimensional a la transmisión de calor por convección en flujo estacionario y turbulento se obtiene la conocida relación entre los números de Nusselt y Reynolds mostrada en la ecuación (2.4). Asumiendo $Pr = 1$ se tiene:

$$Nu = a Re^b \quad (2.34)$$

donde

$$Nu = \frac{h D}{k_g} \quad (2.35)$$

$$Re = \frac{\rho D v_g}{\mu_g} \quad (2.36)$$

Sustituyendo (2.35) y (2.36) en (2.34), asumiendo $k_g \propto T^{0.75}$, $\mu_g \propto T^{0.62}$ y comportamiento de gas perfecto, se puede despejar la siguiente expresión para el coeficiente de película:

$$h_W = C D^{b-1} p^b T^{0.75-1.62b} v_g^b \quad (2.37)$$

donde el subíndice “ W ” se ha añadido para indicar que es el modelo de Woschni, C es una constante, D el diámetro del cilindro, p y T la presión y la temperatura instantáneas del gas respectivamente y v_g la velocidad característica del gas.

Inicialmente, Woschni [57] propone la siguiente expresión para la velocidad característica:

$$v_g = C_1 c_m + C_2 \frac{V_d T_{RCA}}{V_{RCA} p_{RCA}} (p - p_0) \quad (2.38)$$

donde C_1 y C_2 son constantes, c_m la velocidad media del pistón, V_d el volumen desplazado, T_{RCA} , V_{RCA} y p_{RCA} son la temperatura, volumen y presión al RCA respectivamente y p_0 la presión estimada en condiciones de arrastre.

El primer sumando de la velocidad característica hace referencia a la velocidad del gas generada por el movimiento del pistón, independientemente de que haya o no combustión. Aunque la velocidad del gas no se mantiene constante a lo largo del ciclo en un arrastre, Woschni propone considerar, “como una primera aproximación”, un valor medio constante para este primer término. El segundo sumando es una expresión empírica con la que el autor considera la variación instantánea de la velocidad del gas debido a la combustión. Woschni argumenta que la radiación es de poca importancia y aproximadamente proporcional a la ley de liberación de calor y por tanto, desde el punto de vista práctico, es mejor incluirla de forma implícita en este término que de forma independiente.

Sustituyendo (2.38) en (2.37) y asumiendo un exponente $b = 0.8$, válido para flujo turbulento de gases en tuberías se obtiene:

$$h_W = C D^{-0.2} p^{0.8} T^{-0.53} \left(C_1 c_m + C_2 \frac{V_d T_{RCA}}{V_{RCA} p_{RCA}} (p - p_0) \right)^{0.8} \quad (2.39)$$

Con todas las magnitudes de (2.39) en unidades del sistema internacional, los valores de las constantes propuestas por Woschni son⁶:

$$C = 0.013$$

$$C_1 = 2.28 \text{ durante el ciclo cerrado}$$

$$C_1 = 6.18 \text{ durante el barrido}$$

$$C_2 = 3.24 \cdot 10^{-3} \text{ para motores de inyección directa en combustión}$$

$$C_2 = 0 \text{ en arrastre}$$

Posteriormente, en [113] Woschni propone una mejora del término de arrastre de la velocidad característica del gas definida en (2.38); C_1 pasa de ser una constante a valer:

$$C_1 = C_{W1} + C_{W2} \frac{c_u}{c_m} \quad (2.40)$$

donde C_{W1} y C_{W2} son constantes de valor:

⁶El valor original propuesto por Woschni en [57] es $C = 110$, estando la presión en $[kp/cm^2]$ y h en $[kcal/h m^2 K]$

$C_{W1} = 2.28$ durante el ciclo cerrado

$C_{W1} = 6.18$ durante el barrido

$C_{W2} = 0.308$ durante el ciclo cerrado

$C_{W2} = 0.417$ durante el barrido

y c_u es la velocidad tangencial del gas debida al torbellino generado por el *swirl*, definida como:

$$c_u = D \pi N_T = \frac{D}{2} \omega_T \quad (2.41)$$

donde N_T y ω_T son las velocidades de giro del torbellino en [1/s] y [rads/s] respectivamente. Como en el primer artículo, considera una velocidad media del gas a lo largo de todo el ciclo, puesto que la velocidad de giro del torbellino, N_T , la obtiene de ensayos experimentales con un anemómetro de hélice en ensayos estacionarios.

Sustituyendo (2.40) en (2.39) queda

$$h_W = C D^{-0.2} p^{0.8} T^{-0.53} \left[C_{W1} c_m + C_{W2} c_u + C_2 \frac{V_d T_{RCA}}{V_{RCA} p_{RCA}} (p - p_0) \right]^{0.8} \quad (2.42)$$

Armas propone algunas modificaciones en (2.42) que van a ser asumidas en esta tesis. Son las siguientes:

1. La presión instantánea en condiciones de arrastre, p_0 , es estimada asumiendo una evolución politrópica del gas desde las condiciones al RCA, con un exponente politrópico $n = 1.36$. De este modo, p_0 en cada instante viene dado por:

$$p_0 = p_{RCA} \left(\frac{V_{RCA}}{V} \right)^{1.36} \quad (2.43)$$

2. La velocidad tangencial del gas debida al *swirl* varía en función del ángulo de giro α :

$$c_u(\alpha) = x^p(\alpha) \cdot c_{u,max} \quad (2.44)$$

donde $x(\alpha)$ es una función trigonométrica, p un parámetro de ajuste para el que Armas propone un valor de 2.5 y $c_{u,max}$ es la velocidad tangencial máxima del torbellino, que se asume que se produce en el PMS:

$$\begin{aligned} c_{u,max} &= \omega_T(PMS) \cdot \frac{D_{bowl}}{2} \\ &= K_{CTM} \cdot CTM \cdot \left(\frac{D}{D_{bowl}} \right)^2 \cdot \omega_M \cdot \frac{D_{bowl}}{2} \end{aligned} \quad (2.45)$$

con $K_{CTM} = 0.75$ que representa la fracción del momento angular que no se disipa por fricción durante la compresión, $\omega_T(PMS)$ y ω_M las velocidades angulares del torbellino en el PMS y la de giro del motor respectivamente y CTM el coeficiente de torbellino medio definido en (2.11).

3. Los valores de C_{W1} y C_{W2} no son los originales propuestos por Woschni. Armas propone un procedimiento de ajuste de C_{W1} basado en la similitud del calor transmitido a las paredes calculado con la ecuación de Woschni y por el método del exponente politrópico (ver cálculo en el punto 3.3.3.1). Respecto a C_{W2} , Armas sugiere que su valor puede ser modificado, pero no detalla un procedimiento o criterio para hacerlo.

Conocido el coeficiente de película, el calor transmitido a las paredes durante un incremento diferencial de tiempo viene dado por la expresión:

$$dQ_W = h_W [A_{cil} (T - T_{cil}) + A_{cul} (T - T_{cul}) + A_{pis} (T - T_{pis})] \cdot dt \quad (2.46)$$

donde A_{cil} , A_{cul} y A_{pis} son las áreas expuestas al gas del cilindro, culata y pistón respectivamente y T_{cil} , T_{cul} y T_{pis} son las temperaturas de las superficies de paredes que se calculan mediante correlaciones empíricas en función del régimen de giro y la carga del motor del tipo [74]:

$$T_p = T_r + a (\rho_{adm} \cdot c_m)^{0.8} + b \cdot pme \quad (2.47)$$

siendo T_r la temperatura del refrigerante, ρ_{adm} la densidad en el colector de admisión, c_m la velocidad media del pistón, pme la presión media efectiva y a y b constantes, ajustadas para cilindro, culata y pistón con medidas experimentales en dos motores.

2.5.3 Balance másico y propiedades termodinámicas

El modelo de diagnóstico necesita las propiedades termodinámicas del gas (R , c_v y u), para lo cual requiere conocer en cada instante la cantidad y composición del gas en la cámara. Para ello se considera:

- La masa de aire admitido (m_a), que se obtiene por medida experimental como se ha descrito en el apartado 2.4.2.
- La masa de gases recirculados (m_{EGR}), que se obtiene bien por estimación indirecta o por medida de la concentración de CO_2 en admisión y de escape, como se ha indicado en 2.4.1.
- La masa de gases residuales (m_{res}), que se estima mediante un modelo sencillo de llenado y vaciado, que también permite obtener la masa de cortocircuito (m_{cc}) de menor importancia que la anterior. Los detalles del modelo pueden consultarse en el trabajo de Armas; no se va a detallar porque sus hipótesis básicas son las mismas del modelo propuesto en el apartado 4.3.1.1, pero a diferencia de este Armas considera condiciones estacionarias en los colectores de admisión y escape.
- La masa de fugas por *blow-by* (m_{bb}), cuyo gasto medio se mide experimentalmente como se ha indicado en el apartado 2.4.2 y la estimación de su distribución a lo largo del ciclo se describe brevemente a continuación.
- La masa de combustible (m_f), cuyo gasto medio se mide experimentalmente, como se ha descrito en el apartado 2.4.2 y cuya distribución en función del ángulo de giro del cigüeñal se puede obtener por medida en tasímetro, detallada en 2.3.2. Armas incorpora un modelo sencillo de cálculo del tiempo de evaporación cuyos aspectos más relevantes se comentarán en el apartado 4.6.2.1.

La masa al RCA se calcula como

$$m_{RCA} = m_a + m_{EGR} + m_{res} - m_{cc} \quad (2.48)$$

y durante el ciclo cerrado se considera la incorporación de la masa de combustible, según la tasa de inyección, y las fugas por *blow-by*. De este modo es posible conocer en cada instante durante el ciclo cerrado la composición del gas en la cámara, identificando tres especies:

- La masa de aire puro, que principalmente procede de m_a , aunque siempre que el dosado sea inferior a 1, tanto m_{EGR} como m_{res} también aportan una parte.
- La masa de combustible evaporada.
- Los productos de una combustión estequiométrica que proceden, por un lado, de m_{EGR} y m_{res} y por otro se van incrementando a medida que transcurre la combustión. Parte de ellos se pierden, junto con parte de m_a y m_f por las fugas de *blow-by*.

El **gasto másico instantáneo de fugas por *blow-by*** al cárter se calcula mediante la expresión de una tobera adiabática:

$$\dot{m}_{bb}(\alpha) = c_{bb} A_{ref} p \sqrt{\frac{x}{RT}} \quad (2.49)$$

donde

$$x = \frac{2\gamma}{(\gamma-1)} \left[\left(\frac{p_{carter}}{p} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_{carter}}{p} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right] \quad (2.50)$$

siendo c_{bb} el coeficiente de descarga ajustado experimentalmente a partir de la medida de gasto medio de *blow-by*, A_{ref} el área de referencia propuesta por Hohenberg [41] ($3.5 \cdot 10^{-6}D$, con D el diámetro del cilindro), p la presión en la cámara y p_{carter} la presión en el cárter.

En la expresión (2.49) se ha enfatizado mediante $\dot{m}_{bb}(\alpha)$ que el gasto se calcula para cada ángulo de giro del cigüeñal α , en función de las condiciones instantáneas en la cámara. Si el salto de presiones cumple

$$\frac{p_{carter}}{p} < \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (2.51)$$

se producirá tapón sónico en la sección y en el cálculo, en lugar de la presión en el carter se empleará la presión crítica:

$$p_{critica} = p \cdot \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (2.52)$$

Durante la mayor parte del ciclo cerrado la tobera está en condiciones sónicas puesto que la presión en el cilindro supera con creces la condición expresada en (2.51), ya que $\left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \simeq 0.5$. Así, x en (2.50) no cambia mucho durante el ciclo cerrado ($0.45 \div 0.47$ para $\gamma = 1.34 \div 1.4$).

Las **propiedades termodinámicas del gas** se calculan mediante la expresión:

$$P_c = P_a \cdot Y_a + P_f \cdot Y_f + P_q \cdot Y_q \quad (2.53)$$

donde P es la propiedad a calcular (R , c_v o u) y los subíndices “c”, “a”, “f” y “q” se refieren a las propiedades medias en la cámara, aire, combustible y productos quemados respectivamente.

Las constantes específicas del gas, R_a , R_f y R_q , se obtienen dividiendo la constante universal R por el peso molecular de cada especie. Y los calores específicos a volumen constante, $c_{v,a}$, $c_{v,f}$ y $c_{v,q}$ y las energías internas específicas, u_a , u_f y u_q se obtienen por medio de correlaciones polinómicas en función de la temperatura que pueden consultarse en [111].

2.5.4 Balance energético

La aplicación del primer principio de la termodinámica para sistemas abiertos permite obtener la expresión del calor liberado en la combustión. La consideración de la cámara de combustión como un sistema abierto es debido a la inyección de combustible y la existencia de fugas por *blow-by*. La expresión más general del primer principio es:

$$\begin{aligned} dU_c &= -dQ + dW + h_{f,iny} dm_{f,iny} - h_c dm_{bb} \\ &= -dQ - p dV + h_{f,iny} dm_{f,iny} - h_c dm_{bb} \end{aligned} \quad (2.54)$$

Puesto que el modelo es de una zona y sólo considera la fase gaseosa, el combustible líquido inyectado no se considera a efectos de masa ni energía hasta que se ha evaporado. Esta hipótesis implica que:

1. El volumen correspondiente al combustible líquido es despreciado. Esta hipótesis es fácil de asumir ya que la masa de fuel líquido es pequeña en comparación con la de los gases de la cámara y su densidad elevada.
2. Si consideramos un diferencial de masa de combustible líquido inyectado, el calor empleado en calentarlo desde la temperatura de inyección

hasta la de evaporación, la entalpía de vaporización y el calor necesario para calentarlo hasta la temperatura de la carga una vez evaporado, son considerados de forma “integral” en el momento en que dicho diferencial de masa se evapora. Para considerar rigurosamente la evolución sería necesario hacer un seguimiento de la fase líquida hasta el momento en que se evapora y posteriormente seguir su calentamiento hasta la temperatura media del gas en la cámara. Esto requería la consideración de más de una zona en la cámara complicando de forma importante el modelo. Con la hipótesis de considerar energéticamente el combustible en el momento de su evaporación, por una parte, se “retrasa” la absorción de la energía de calentamiento del líquido y su entalpía de evaporación y se considera íntegramente en el instante de su evaporación. Por otra parte, se “adelanta” la energía necesaria para el calentamiento del combustible gaseoso, considerada también en el instante de su evaporación. De este modo, se concentra en un instante intermedio la energía absorbida, de forma más progresiva, durante el tiempo de evaporación y calentamiento posterior, lo que es una simplificación razonable. Además, en condiciones habituales en que se inyecta la inyección principal el tiempo requerido para la evaporación y calentamiento es despreciable. Esta afirmación es menos cierta con inyecciones piloto muy adelantadas, en cuyo caso hay que añadir la incertidumbre del modelo de evaporación.

De acuerdo con los comentarios anteriores, la expresión (2.54) queda

$$dU_c = -dQ - p dV + h_{f,iny} \cdot dm_{f,ev} - h_c dm_{bb} \quad (2.55)$$

donde se ha considerado la masa de fuel evaporada en lugar de la inyectada.

El primer miembro de la expresión anterior corresponde a la variación de la energía interna de los gases en la cámara y, teniendo en cuenta las especies consideradas en el balance másico (apartado 2.5.3), puede expresarse como:

$$\begin{aligned} dU_c &= d(m_c u_c) = d(m_a u_a + m_{f,g} u_{f,g} + m_q u_q) \\ &= m_a du_a + m_{f,g} du_{f,g} + m_q du_q + \\ &\quad + u_a dm_a + u_{f,g} dm_{f,g} + u_q dm_q \end{aligned} \quad (2.56)$$

En la expresión anterior, los términos con los diferenciales de energía interna de cada especie, corresponden a la variación de la energía interna sensible por el cambio de temperatura en la cámara:

$$\begin{aligned}
 m_a du_a + m_{f,g} du_{f,g} + m_q du_q &= \\
 &= m_a c_{v,a} dT + m_{f,g} c_{v,f} dT + m_q c_{v,q} dT = \\
 &= m_c (Y_a c_{v,a} + Y_f c_{v,f} + Y_q c_{v,q}) dT = \\
 &= m_c c_{v,c} dT
 \end{aligned} \tag{2.57}$$

Los sumandos con los diferenciales de masa de las especies representan la variación de la energía interna por el cambio de la composición debido a la combustión, incorporación del combustible evaporado así como las pérdidas de energía interna por el *blow-by*:

$$\begin{aligned}
 dm_a &= -dm_{a,q} - Y_a dm_{bb} \\
 dm_{f,g} &= dm_{f,ev} - dm_{f,q} - Y_{f,g} dm_{bb} \\
 dm_q &= dm_{a,q} + dm_{f,q} - Y_q dm_{bb}
 \end{aligned} \tag{2.58}$$

donde $dm_{a,q}$ y $dm_{f,q}$ son las masas de aire y combustible que se queman en condiciones estequiométricas y que por tanto cumplen

$$F_e = \frac{dm_{f,q}}{dm_{a,q}} \tag{2.59}$$

Es conveniente expresar en (2.58) las variaciones de la masa de aire y combustible en función de la masa de productos quemados estequiométricamente. Para ello, empleando (2.59), la última ecuación de (2.58) puede escribirse

$$\begin{aligned}
 dm_q &= dm_{a,q} + F_e dm_{a,q} - Y_q dm_{bb} \\
 &= (F_e + 1) \cdot dm_{a,q} - Y_q dm_{bb}
 \end{aligned}$$

Despejando $dm_{a,q}$ en la expresión anterior

$$dm_{a,q} = \frac{1}{F_e + 1} \cdot (dm_q + Y_q dm_{bb}) \tag{2.60}$$

A partir de (2.60) y teniendo en cuenta (2.59) se obtiene

$$dm_{f,q} = \frac{F_e}{F_e + 1} \cdot (dm_q + Y_q dm_{bb}) \tag{2.61}$$

Sustituyendo (2.60) y (2.61) en las dos primeras expresiones de (2.58) y operando se obtiene

$$dm_a = -\frac{1}{F_e + 1} \cdot dm_q - \left(\frac{Y_q}{F_e + 1} + Y_a \right) \cdot dm_{bb} \quad (2.62)$$

$$dm_{f,g} = dm_{f,ev} - \frac{F_e}{F_e + 1} \cdot dm_q - \left(\frac{F_e \cdot Y_q}{F_e + 1} + Y_{f,g} \right) \cdot dm_{bb} \quad (2.63)$$

Sustituyendo (2.62) y (2.63) en (2.56) y teniendo en cuenta (2.57), se obtiene:

$$\begin{aligned} dU_c &= m_c c_{v,c} dT + u_a \cdot \left[\frac{-1}{F_e + 1} \cdot dm_q - \left(\frac{Y_q}{F_e + 1} + Y_a \right) \cdot dm_{bb} \right] + \\ &+ u_{f,g} \cdot \left[dm_{f,ev} - \frac{F_e}{F_e + 1} \cdot dm_q - \left(\frac{F_e \cdot Y_q}{F_e + 1} + Y_{f,g} \right) \cdot dm_{bb} \right] + \\ &+ u_q dm_q \\ &= m_c c_{v,c} dT + u_a \cdot \left[-\frac{1}{F_e + 1} \cdot (dm_q + Y_q dm_{bb}) - Y_a dm_{bb} \right] + \\ &+ u_{f,g} \cdot \left[dm_{f,ev} - \frac{F_e}{F_e + 1} \cdot (dm_q + Y_q dm_{bb}) - Y_{f,g} dm_{bb} \right] + \\ &+ u_q \cdot [(dm_q + Y_q dm_{bb}) - Y_q dm_{bb}] \\ &= m_c c_{v,c} dT + \left[u_q - \frac{u_a + u_{f,g} F_e}{F_e + 1} \right] \cdot (dm_q + Y_q dm_{bb}) - \\ &- u_a Y_a dm_{bb} - u_{f,g} Y_{f,g} dm_{bb} - u_q Y_q dm_{bb} + u_{f,g} dm_{f,ev} \end{aligned}$$

de donde finalmente se obtiene:

$$\begin{aligned} dU_c &= m_c c_{v,c} dT + \left[u_q - \frac{u_a + u_{f,g} F_e}{F_e + 1} \right] \cdot (dm_q + Y_q dm_{bb}) - \\ &- u_c dm_{bb} + u_{f,g} dm_{f,ev} \end{aligned} \quad (2.64)$$

Sustituyendo (2.64) en (2.55) y reorganizando queda

$$\begin{aligned} &\left[u_q - \frac{u_a + u_{f,g} F_e}{F_e + 1} \right] \cdot (dm_q + Y_q dm_{bb}) = \\ &= -m_c c_{v,c} dT - dQ - p dV + (h_{f,iny} - u_{f,g}) \cdot dm_{f,ev} - (h_c - u_c) dm_{bb} \\ &= -m_c c_{v,c} dT - dQ - p dV + (h_{f,iny} - u_{f,g}) \cdot dm_{f,ev} - R_c T dm_{bb} \end{aligned}$$

El primer miembro de la igualdad anterior es el calor liberado en la combustión, de modo que puede escribirse

$$-dFQL = -m_c c_{v,c} dT - dQ - p dV + (h_{f,iny} - u_{f,g}) \cdot dm_{f,ev} - R_c T_c dm_{bb}$$

El signo negativo que acompaña a $dFQL$ se ha incorporado atendiendo al criterio de signo empleado para el calor transmitido a las paredes: calor positivo es cedido por la carga y negativo absorbido. De este modo $dFQL$ es positivo y ha de ser entendido como el calor que se aporta a la carga por la combustión. Si no se hubiera incorporado dicho signo $dFQL$ representaría la energía de reacción y sería negativo ya que la energía interna de los productos es menor que la de los reactivos, por tratarse de una reacción exotérmica. Con el criterio adoptado se obtiene:

$$dFQL = m_c c_{v,c} dT + dQ + p dV - (h_{f,iny} - u_{f,g}) \cdot dm_{f,ev} + R_c T_c dm_{bb} \quad (2.67)$$

En la expresión anterior pueden identificarse fácilmente todos los fenómenos involucrados: a la izquierda de la igualdad el calor liberado en la combustión y a la derecha de la igualdad la variación de la energía interna sensible, la transmisión de calor a las paredes de la cámara, el trabajo de los gases sobre el pistón, la energía asociada al fenómeno de inyección-evaporación del combustible y el trabajo de flujo de las fugas por *blow-by*.

Es interesante reescribir el término de inyección-evaporación del combustible para analizar los fenómenos implícitos en él:

$$\begin{aligned} h_{f,iny} - u_{f,g} &= h_{f,l}(T_{iny}) - u_{f,g}(T_c) = \\ &= [h_{f,l}(T_{iny}) - u_{f,l}(T_{iny})] - [u_{f,l}(T_{vap}) - u_{f,l}(T_{iny})] - \\ &\quad - [u_{f,g}(T_{vap}) - u_{f,l}(T_{vap})] - [u_{f,g}(T_c) - u_{f,g}(T_{vap})] \quad (2.68) \end{aligned}$$

En la expresión anterior se ha explicitado entre paréntesis las temperaturas correspondientes a cada entalpía o energía interna. Los cuatros términos entre corchetes del segundo miembro de la igualdad corresponden respectivamente a:

$[h_{f,l}(T_{iny}) - u_{f,l}(T_{iny})]$: trabajo de flujo realizado por el combustible inyectado

$[u_{f,l}(T_{vap}) - u_{f,l}(T_{iny})]$: calentamiento del combustible líquido desde la temperatura de inyección hasta la de evaporación

$[u_{f,g}(T_{vap}) - u_{f,l}(T_{vap})]$: energía interna de vaporización

$[u_{f,g}(T_c) - u_{f,g}(T_{vap})]$: calentamiento del combustible evaporado desde la temperatura de vaporización hasta la temperatura de la carga

El cálculo de todas las variables que aparecen en el segundo miembro de la ecuación (2.67) ha sido ya descrito en apartados anteriores a excepción de la entalpía del combustible inyectado. Dicha entalpía es calculada como proponen Lapuerta y otros [111]:

$$h_{f,iny} = h_{f,l}(T_{iny}) = h_{f,g}(T_{vap}) - \Delta h_{vap} - \int_{T_{iny}}^{T_{vap}} c_{p_{f,l}} dT \quad (2.69)$$

siendo

$$h_{f,g}(T_{vap}) = h_{f,g}^0 + \int_{T_0=298}^{T_{vap}} c_{p_{f,g}} dT \quad (2.70)$$

donde:

$h_{f,g}^0$ es la entalpía de formación del combustible a $298K$ y $1 atm$

$\int_{T_0=298}^{T_{vap}} c_{p_{f,g}} dT$ es el calor necesario para calentar el combustible gaseoso desde $298K$ hasta la temperatura de vaporización

Δh_{vap} es la entalpía de vaporización

$\int_{T_{vap}}^{T_{iny}} c_{p_{f,l}} dT$ es el calor cedido al enfriar el combustible líquido desde la temperatura de vaporización hasta la de inyección.

La expresión polinómica de la entalpía del combustible gaseoso a la temperatura de ebullición, expresión (2.70), pueden consultarse en [74].

Bibliografía

- [1] Lapuerta M. *Un modelo de combustión fenomenológico para un motor Diesel de inyección directa rápido*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 1988.
- [2] Urchueguia J. *Metodología de caracterización fluidodinámica de culatas basada en anemometría láser-Doppler*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 1992.
- [3] Martínez S. *Desarrollo de una instalación experimental para el estudio de chorros Diesel evaporativos en atmósfera inerte y reactiva*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 2003.
- [4] Heywood J.B. *Internal combustion engine fundamentals*. McGraw-Hill, ISBN 0-07-100499-8, 1988.
- [5] Payri F., Desantes J.M. y Corberan J.M. “A quasi-steady model on gas-exchange process, some results”. *Motor Sympo'88, Prage*, 1988.
- [6] Payri F., Reyes E. y Galindo J. “Analysis and modelling of the fluid-dynamic effects in branched exhaust junctions of I.C.E.”. *International Journal for Gas Turbine and Power: Transactions of the ASME*, Vol. 123, pp. 197–203, 2001.
- [7] Payri F., Benajes J., Galindo J. y Serrano J.R. “Modelling of turbocharged Diesel engines in transient operation. Part 2: wave action models for calculating the transient operation in a high speed direct injection engine”. *Proc. Instn. Mech. Engrs. Part D, D06501*, Vol. 216, pp. 479–493, 2002.
- [8] Wiebe I. “Halbempirische Formel für die Verbrennungsgeschwindigkeit”. *Verlag der akademie der Wissenschaften der UdSSR (Academia de las ciencias de la URSS)*, Moscow, 1956.
- [9] Watson N., Pilley A.D. y Marzouk M. “A combustion correlation for Diesel engine simulation”. *SAE Paper 800029*, 1980.
- [10] Tinaut F.V. *Contribución al estudio del proceso de combustión en motores de encendido por compresión de inyección directa*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 1986.

-
- [11] Rakopoulos C.D., D.C. Rakopoulos, Giacomis E.G. y Kyritsis D.C. “Validation and sensitivity analysis of a two zone Diesel engine model for combustion and emissions prediction”. *Energy Conversion and Management*, Vol. 45, pp. 1471–1495, 2004.
- [12] Benajes J. *Contribución al estudio del movimiento del aire en el interior del cilindro de un motor térmico alternativo*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 1987.
- [13] Correas D. *Estudio teórico-experimental del chorro libre Diesel isoterma*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 1998.
- [14] Barba C., Burkhardt C., Boulouchos K. y Bargende M. “A phenomenological combustion model for heat release rate prediction in high-speed DI Diesel engines with common rail injection”. *SAE Paper 2001-01-2933*, 2001.
- [15] Hiroyasu H., Kadota T. y Arai M. “Development and use of a spray combustion modelling to predict Diesel engine efficiency and pollutants emissions (part 1)”. *Bulletin of the JSME*, Vol. 26 n° 214, pp. 569–575, 1983.
- [16] Giannattasio P. y Micheli D. “Phenomenological modelling of IDI Diesel engine”. *SAE Paper 971592*, 1997.
- [17] Payri F., Margot X., Gil A. y Martín J. “Computational study of the heat transfer to the walls of a DI Diesel engine”. *SAE Paper 2005-01-0210*, 2005.
- [18] Gil A. *Caracterización del flujo de aire en el cilindro de motores Diesel DI mediante cálculo tridimensional*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 2003.
- [19] García J.M. *Aportaciones al estudio del proceso de combustión turbulenta de chorros en motores Diesel de inyección directa*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 2004.
- [20] López J.J. *Estudio teórico-experimental del chorro Diesel no evaporativo y de su interacción con el movimiento del aire*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 2003.

- [21] Olmeda P.C. *Diagnóstico de fallos de motores Diesel mediante el análisis de la oscilación del bloque*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 2003.
- [22] Pastor J.V. *Movimiento del aire en motores Diesel de inyección directa*. Servicio de publicaciones de la UPV, ISBN 84-7721-523-5, 1997.
- [23] Arrègle J. *Análisis de la estructura y dinámica interna de chorros Diesel*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 1997.
- [24] Payri F., Broatch A., Tormos B. y Marant V. “New methodology for in-cylinder pressure analysis in direct injection Diesel engines-application to combustion noise”. *Measurement Science and Technology*, Vol. 16, pp. 540–547, 2005.
- [25] Payri F., Torregrosa A., Broatch A. y Monelletta L. “An innovative approach to level reduction and sound quality enhancement of combustion noise in Diesel engines”. *International Congress of Innovative Solutions for the Advancement of the Transport Industry TRANSFAC’06, San Sebastian*, 2006.
- [26] Leonhardt S., Müller N. e Isermann R. “Methods for engine supervision and control based on cylinder pressure information”. *IEEE/ASME Transactions on mechatronic*, Vol. 4, pp. 235–245, 1999.
- [27] Sellnau M.C., Matekunas F.A., Battiston P.A., Chang C. y Lancaster D.R. “Cylinder-pressure-based engine control using pressure-ratio-management and low-cost non-intrusive cylinder pressure sensors”. *SAE Paper 2000-01-0932*, 2000.
- [28] Beasley M., Cornwell R., Fussey P., King R., Noble A., Salamon T. y Truscott A. “Reducing Diesel emissions dispersion by coordinated combustion feedback control”. *SAE Paper 2006-01-0186*, 2006.
- [29] Gatowski J.A., Balles E.N., Chun K.M., Nelson F.E., Ekchian J.A. y Heywood J.B. “Heat release analysis of engine pressure data”. *SAE Paper 841359*, 1984.
- [30] Brunt M.F.J., Rai H. y Emtage A.L. “The calculation of heat release energy from engine cylinder pressure data”. *SAE Paper 981052*, 1998.
- [31] Brunt M.F.J. y Platts K.C. “Calculation of heat release in direct injection Diesel engines”. *SAE Paper 1999-01-0187*, 1999.

-
- [32] Egnell R. “Combustion diagnostics by means of multizone heat release analysis and NO calculation”. *SAE Paper 981424*, 1998.
- [33] Eriksson L. “Requirements for a systematic method for identifying heat-release model parameters”. *SAE Paper 980626*, 1998.
- [34] Guezennec Y.G. y Hamama W. “Two-zone heat release analysis of combustion data and calibration of heat transfer correlation in an I.C. engine”. *SAE Paper 1999-01-0218*, 1999.
- [35] Homsy S.C. y Atreya A. “An experimental heat release rate analysis of a Diesel engine operating under steady conditions”. *SAE Paper 970889*, 1997.
- [36] Callahan T.J., Douglas M.Y. y Ryan T.W. “Acquisition and interpretation of Diesel engine heat release data”. *SAE Paper 852068*, 1985.
- [37] Amann C.A. “Cylinder-pressure measurement and its use in engine research”. *SAE Paper 852067*, 1985.
- [38] Klein M., Eriksson L. y Aslund J. “Compression ratio estimation based on cylinder pressure data”. *Control Engineering Practice*, Vol. 14, pp. 197–211, 2006.
- [39] Lapuerta M., Armas O. y Molina S. “Study of the compression cycle of a reciprocating engine through the polytropic coefficient”. *Applied thermal engineering*, Vol. 23, pp. 313–323, 2003.
- [40] Yamanaka T., Esaki M. y Kinoshita M. “Measurement of TDC in engine by microwaves technique”. *IEEE transaction*, Vol. MTT-33, 12, 1985.
- [41] Hohenberg G. “Definition und Eigenschaften des thermodynamischen Verlustwinkels von Kolbenmaschinen”. *Automobil-Industrie*, Vol. 4, pp. 15–21, 1976.
- [42] Douaud A. y Eyzat P. “Die Auswirkung verschiedener Parameter auf die Mitteldruckberechnung bei Verbrennungsmotoren”. *MTZ*, Noviembre, 1981.
- [43] Pinchon P. y Molinier M. “Calage du PMH des moteurs a piston”. *Institut Francais du Petrole, Ref. 30576*, Noviembre, 1982.

-
- [44] Rodríguez P. *Métodos para la evaluación y medida de los errores en presión y ángulo del ciclo indicativo en motores alternativos*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Madrid, Madrid, 1985.
- [45] Stas M.J. “Thermodynamic determination of TDC in piston combustion engines”. *SAE Paper 960610*, 1996.
- [46] Stas M.J. “An universally applicable thermodynamic method for TDC determination”. *SAE Paper 2000-01-0561*, 2000.
- [47] Angström H. “Cylinder pressure indicating with multiple transducer, accurate TDC-evaluating, zero levels and analysis of mechanical vibrations”. *3 Internationales indiziersymposium*, pp. 103–108, 1998.
- [48] Hampel R., Kurr D. y Shefenaker H. “Electronisches zur digitalen Erfassung und Auswertung von Indikatorgrammen”. *MTZ 36, 2*, 1975.
- [49] Tinaut F.V., Melgar A., Laget H. y Domínguez J.I. “Determinación del punto muerto superior de un motor de combustión interna alternativo a partir del régimen instantáneo”. *Anales de ingeniería mecánica (XVI Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica, León)*, Vol. 3, pp. 1925–1930, 2004.
- [50] Brown W.L. “Methods for evaluating requirements and errors in cylinder pressure measurement”. *SAE Paper 670008*, 1967.
- [51] Morishita M. y Kushiyama T. “An improved method for determining the TDC position in a pV-diagram (first report)”. *SAE Paper 970062*, 1997.
- [52] Morishita M. y Kushiyama T. “An improved method for determining the TDC position in a pV-diagram”. *SAE Paper 980625*, 1998.
- [53] Tazerout M., Le Corre O. y Rousseau S. “TDC determination in IC engines based on the thermodynamic analysis of the temperature-entropy diagram”. *SAE Paper 1999-01-1489*, 1999.
- [54] AVL. “424 TDC sensor”. *Operating Manual*, 1993.
- [55] Oliver E. *Estudio de sistemas de adquisición y tratamiento de datos en motores de combustión interna alternativos*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 1991.

- [56] Desantes J.M., Boada F. y Macián V. “Determinacion del PMS a partir del diagrama de indicador del motor arrastrado”. *I Coloquio sobre Técnicas de Instrumentación en Motores Térmicos, Tarrasa*, 1983.
- [57] Woschni G. “A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine”. *SAE Paper 670931*, 1967.
- [58] Annand W.J.D. “Heat transfer in the cylinders of reciprocating internal combustion engines”. *Proc. Inst. Mech. Engrs.*, Vol. 177, pp. 973–990, 1963.
- [59] Dec J.E. “A conceptual model of DI Diesel combustion based on laser-sheet image”. *SAE Paper 970873*, 1997.
- [60] Hiroyasu H. y Kadota T. “Models for combustion and nitric oxide and soot formation in direct injection Diesel engines”. *SAE Paper 760129*, 1976.
- [61] Morel T. y Keribar R. “Heat radiation in DI Diesel engines”. *SAE Paper 860445*, 1986.
- [62] Qiong W., Xin Z., Pinwen J. y Jianhua L. “Comparison of radiation model with experiment in a Diesel engine”. *SAE Paper 981452*, 1998.
- [63] Nusselt W. “Die Wärmeübergang in der Verbrennungskraftmaschinen”. *Z. Ver. dtsh. Ing.*, Vol. 67, pp. 692–708, 1923.
- [64] Taylor C.F. y Toong T.Y. “Heat transfer in internal combustion engines”. *ASME Paper*, Vol. 57-HT-17, 1957.
- [65] Knight B.E. “The problem of predicting heat transfer in Diesel engines”. *Proc. Inst. Mech. Engrs.*, Vol. 179, pp. 99–115, 1964-65.
- [66] Liu Y. y Reitz R.D. “Multidimensional modeling of engine combustion chamber surface temperatures”. *SAE Paper 971593*, 1997.
- [67] Bohac S.V., Baker D.M. y Assanis D.N. “A global model for steady state and transient SI engine heat transfer studies”. *SAE Paper 960073*, 1996.
- [68] Tomaselli L. *Amélioration de la consommation et de la dépollution des moteurs thermiques automobiles par optimisation des systèmes de refroidissement*. Tesis Doctoral, Universidad de Poitiers, Poitiers, 2000.

- [69] Torregrosa A.J., Olmeda P., Degraeuwe B. y Reyes M. “A concise wall temperature model for DI Diesel engines”. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 26, pp. 1320–1327, 2006.
- [70] Fenollosa C. *Aportación a la descripción fenomenológica del proceso de combustión por difusión Diesel*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 2003.
- [71] Cheung H.M. y Heywood J.B. “Evaluation of a one-zone burn-rate analysis procedure using production SI engine pressure data”. *SAE Paper 932749*, 1993.
- [72] Eichelberg G. “Some new investigations on old combustion-engine problems”. *Engineering*, Vol. 148, pp. 463–547, 1939.
- [73] Whitehouse N.D. y Way R.J.B. “A simple method for the calculation of heat release rates in Diesel engines based on the fuel injection rate”. *SAE Paper 710134*, 1971.
- [74] Armas O. *Diagnóstico experimental del proceso de combustión en motores Diesel de inyección directa*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 1998.
- [75] Annand W.J.D. y Ma T.H. “Instantaneous heat transfer rates to the cylinder head surfaces of a small compression-ignition engine”. *Proc. Inst. Mech. Engrs.*, Vol. 185, pp. 976–987, 1970-71.
- [76] Degraeuwe B.M. *Contribution to the thermal management of DI Diesel engines*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 2007.
- [77] Thien G. “Entwicklungsarbeiten an ventilkänaalen von Viertakt Dieselmotoren”. *Österreichische Ingenieur Zeitschrift*, Vol. 9, pp. 292, 1965.
- [78] Gale N.F. “Accuracy of the Ricardo steady estate flow rig”. *Ricardo Engeneering Report*, Vol. DP.20395, 1975.
- [79] Tippelmann G. “A new method of investigation of swirl ports”. *SAE Paper 770404*, 1977.
- [80] Mayer K.P. “Swirl measurements on the stationary flow test bench by means of a momentum meter”. *AVL Report*, Vol. Memo 618, 1982.

-
- [81] Müller R., Hart M., Truscott A., Noble A., Krötz G., Eickhoff M., Cavalloni C. y Gnielka M. "Combustion pressure based engine management system". *SAE Paper 2000-01-0928*, 2000.
- [82] Wlodarczyk M.T. "High accuracy glow plug-integrated cylinder pressure sensor for closed loop engine control". *SAE Paper 2006-01-0184*, 2006.
- [83] Lancaster D.R., Krieger R.B. y Lienesch J.H. "Measurements and analysis of engine pressure data". *SAE Paper 750026*, 1975.
- [84] Neo G.H. y Collings N. "Pressure data analysis of formula one racing engines". *SAE Paper 970061*, 1997.
- [85] Shimasaki Y., Kobayashi M., Sakamoto H., Ueno M., Hasegawa M., Yamaguchi S. y Suzuki T. "Study on engine management system using in-cylinder pressure sensor integrated with spark plug". *SAE Paper 2004-01-0519*, 2004.
- [86] Kuratle R.H. y Märki B. "Influencing parameters and error sources during indication on internal combustion engines". *SAE Paper 920233*, 1992.
- [87] Timoney D.J. "Problems with heat release analysis in DI diesels". *SAE Paper 870270*, 1987.
- [88] Van Aken A. "Adapter errors in indicator diagrams of combustion engines". *IMechE*, Vol. 191,8/77, pp. 125–134, 1977.
- [89] Randolph A.L. "Methods of processing cylinder-pressure transducer signals to maximize data accuracy". *SAE Paper 900170*, 1990.
- [90] Cartwright A. y Fleck R. "Cylinder pressure analysis in high performance two-stroke engines". *SAE Paper 962535*, 1996.
- [91] Macian V. *Contribución al estudio de la influencia del movimiento del fluido sobre la dispersión cíclica y su caracterización*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 1984.
- [92] Brunt M.F.J. y Emtage A.L. "Evaluation of IMEP routines and analysis errors". *SAE Paper 960609*, 1996.
- [93] Randolph A.L. "Cylinder-pressure-based combustion analysis in race engines". *SAE Paper 942487*, 1994.

- [94] Brunt M.F.J. y Pond C.R. "Evaluation of techniques for absolute cylinder pressure correction". *SAE Paper 970036*, 1997.
- [95] *Engine combustion pressure analysis (User's manual)*. Yokogawa Electric Corporation, 2002.
- [96] Hohenberg G. *Experimentelle Erfassung der Wandwärme in Kolbenmotoren (Experimental acquisition of the wall heat in piston engines)*. Tesis Doctoral, Technical University of Graz, Graz, Austria, 1980.
- [97] Ghojel J. y Honnery D. "Heat release model for the combustion of diesel oil emulsions in DI Diesel engines". *Applied thermal engineering*, Vol. 25, pp. 2072–7085, 2005.
- [98] Austen A.E.W. y Lyn W.T. "Relation between fuel injection and heat release in a direct injection engine and the nature of the combustion proceses". *Proc. Inst. Mech. Engrs.*, Vol. 1, pp. 47–62, 1960.
- [99] Lyn W.T. "Study of the burning rate and nature of combustion in Diesel engines". *Proceedings of ninth international symposium on combustion*, pp. 1069–1082, 1962.
- [100] Flynn P.F., Durrett R.P., Hunter G.L., zur Loye A.O., Akinyemi O.C., Dec J.E. y Westbrook C.K. "Diesel combustion: an integrated view combining laser diagnostics, chemical kinetics, and empirical validation". *SAE Paper 1999-01-0509*, 1999.
- [101] Bosch W. "The fuel rate indicator: a new measuring instrument for display of the characteristics of individual injection". *SAE Paper 660749*, 1966.
- [102] Guardiola C. *Detección y compensación de irregularidades de inyección a través de la medida del régimen instantáneo del turbogrupo*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 2005.
- [103] Molina S. *Estudio de la influencia de los parámetros de inyección y la recirculación de gases de escape sobre el proceso de combustión, las prestaciones y las emisiones de un motor diesel de 1.8 litros de cilindrada*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 2003.
- [104] Degobert P. *Automobiles and pollution*. SAE Inc. ISBN 2-7108-0676-2, 1995.

-
- [105] Rassweiler G.M. y Withrow L. "Motion pictures of engine flames correlated with pressure cards". *SAE Transaction*, Vol. 83, pp. 185–204, 1938. Reeditado como SAE Paper 800131, 1980.
- [106] Glassman I. *Combustion*. Academic Press, ISBN 0-12-285850-6, 1987.
- [107] Faeth G.M. "Spray combustion phenomena". *Twenty-Sixth Symposium International on Combustion. The combustion Institute*, pp. 1593–1612, 1996.
- [108] Payri F., Armas O., Desantes R. y Leiva A. "Modelo termodinámico para el diagnóstico experimental del proceso de combustión en motores Diesel de inyección directa (ID)". *III Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica, La Habana*, 1997.
- [109] Kamimoto T., Minagawa T. y Kobori S. "A two-zone model analysis of heat release rate in Diesel engines". *SAE Paper 972959*, 1997.
- [110] AVL. "AVL digital analyzer 650". *Manual de operación*.
- [111] Lapuerta M., Armas O. y Hernández J.J. "Diagnosis of DI Diesel combustion from in-cylinder pressure signal by estimation of mean thermodynamic properties of the gas". *Applied thermal engineering*, Vol. 19, pp. 513–529, 1999.
- [112] Krieger R.B. y Borman G.L. "The computation of apparent heat release for internal combustion engines". *ASME Paper 66-WA/DGP-4*, 1966.
- [113] Woschni G. "Die Berechnung der Wandverluste und der thermischen Belastung der Bauteile von Dieselmotoren". *MTZ 31/12*, pp. 491–499, 1970.

Capítulo 3

Sensibilidad del diagnóstico de la combustión a errores experimentales y parámetros ajustados

Contenido

3.1	Introducción	89
3.2	Estudio de sensibilidad en combustión	90
3.2.1	Metodología del estudio	90
3.2.2	Definición del ensayo de referencia	94
3.2.3	Definición de los parámetros de entrada	96
3.2.3.1	Variables medias	96
3.2.3.2	Parámetros ajustados	99
3.2.3.3	Otras incertidumbres	101
3.2.4	Definición de los parámetros de salida	104
3.2.5	Resultados	106
3.2.5.1	Influencia de la masa de aire	108
3.2.5.2	Influencia de la masa de EGR	109
3.2.5.3	Influencia de la masa de combustible	110
3.2.5.4	Influencia de la masa de <i>blow-by</i>	110
3.2.5.5	Influencia de la relación de compresión	111
3.2.5.6	Influencia del coeficiente de deformaciones	112

3.2.5.7	Influencia del <i>desfase</i>	112
3.2.5.8	Influencia del coeficiente de película	113
3.2.5.9	Influencia de la presión de referencia	113
3.2.5.10	Influencia de K_{cap}	114
3.2.5.11	Influencia de las temperaturas de paredes	114
3.2.5.12	Errores máximos	115
3.2.5.13	Influencia de la ausencia de tasa de inyección	117
3.2.6	Validación del estudio	118
3.2.7	Conclusiones	123
3.3	Estudio de sensibilidad en arrastre	126
3.3.1	Metodología del estudio	127
3.3.2	Definición de los parámetros de entrada	129
3.3.3	Definición de los parámetros de salida	130
3.3.3.1	Calor transmitido a las paredes	131
3.3.3.2	Calor liberado	134
3.3.4	Resultados	136
3.3.4.1	Influencia de la masa de aire	136
3.3.4.2	Influencia de la masa de EGR	139
3.3.4.3	Influencia de la masa de <i>blow-by</i>	141
3.3.4.4	Influencia de la relación de compresión	143
3.3.4.5	Influencia del coeficiente de deformaciones	146
3.3.4.6	Influencia del <i>desfase</i>	148
3.3.4.7	Influencia del coeficiente de película	152
3.3.4.8	Influencia de la presión de referencia	152
3.3.4.9	Influencia de K_{cap}	156
3.3.4.10	Influencia de las temperaturas de paredes	159
3.3.4.11	Consideraciones finales	161
3.3.5	Conclusiones	164
3.A	Apéndice: curvas experimentales y ajustadas en el motor HDDE-1.85	168
3.B	Apéndice: rangos de variación de las temperaturas de paredes en el motor HDDE-1.85	171
3.C	Apéndice: variaciones de los parámetros de salida en el motor HDDE-1.85	172
3.C.1	Variaciones relativas	173
3.C.2	Incertidumbres máximas	176

3.1 Introducción

Según la metodología propuesta en el apartado 1.3, el objetivo del estudio de sensibilidad es doble y por ello se va a dividir en dos partes:

- En primer lugar, se quiere identificar cuales son las incertidumbres más importantes del proceso de diagnóstico de la combustión esquematizado en la figura 2.1 del capítulo 2. Para ello se van a clasificar dichas incertidumbres por su importancia cuantitativa y se va a estimar el valor de los errores máximos esperables en los resultados, dependiendo de la incertidumbre de entrada. Este estudio proporcionará la información necesaria para priorizar la mejora de aquellos aspectos del diagnóstico que resulten más críticos.
- En segundo lugar, se pretende establecer las bases para plantear un procedimiento de ajuste de algunos de los parámetros inciertos que hayan resultado más importantes en el estudio en combustión. Dicho procedimiento de ajuste se hará mediante ensayos con el motor arrastrado puesto que en estas condiciones no existe liberación de calor y se reducen las incertidumbres. Por ello, la segunda parte del estudio de sensibilidad se centrará en la influencia de cada parámetro de entrada en la evolución instantánea de dos variables de salida lo largo del ciclo termodinámico sin combustión: el calor transmitido a las paredes, calculado mediante el exponente politrópico, y el error en el calor liberado. Este estudio se centrará principalmente en aspectos cualitativos, aunque también se cuantificarán errores máximos. Por una parte, se identificarán comportamientos característicos de las variables de salida que serán utilizados para fijar criterios de ajuste en el procedimiento que se propone en el apartado 4.5, a la vez que proporcionará información útil para entender como se producen los errores obtenidos en el estudio en combustión. Por otro lado, la cuantificación de los errores máximos en arrastre permitirá establecer el orden de ajuste de aquellos más importantes.

Tanto en el estudio en combustión como en el de arrastre se va a utilizar el *modelo de diagnóstico de referencia*. No se pretende que los resultados

obtenidos sean extrapolables a cualquier modelo de diagnóstico, ahora bien, puesto que muchos modelos de diagnóstico a partir de la presión comparten incertidumbres y ecuaciones básicas (primer principio, ecuación de estado, modelo de transmisión de calor, etc.) los resultados tendrán una validez, si no cuantitativa, si cualitativamente amplia.

Además de lo comentado, el uso en el estudio en combustión de dos motores de 0.4 l y 1.85 l de cilindrada unitaria y varios puntos de funcionamiento a diferente régimen y carga, hacen que las conclusiones de este estudio en combustión sean aplicables a cualquier motor y punto de funcionamiento.

En cuanto al estudio en arrastre se mostrará que los resultados son coherentes con los obtenidos por otros autores con motores y puntos de funcionamiento diferentes, de modo que pueden considerarse válidos independientemente del motor y condiciones del ensayo.

3.2 Estudio de sensibilidad en combustión

En el presente apartado se va a desarrollar el estudio de sensibilidad con ensayos en combustión, para identificar las incertidumbres más importantes y permitir así, orientar los trabajos posteriores de mejora del diagnóstico. En el siguiente punto se describe la metodología empleada.

3.2.1 Metodología del estudio

En la figura 3.1 se muestra un esquema de la metodología seguida para la elaboración del estudio de sensibilidad en combustión.

Las medidas experimentales se han realizado en dos motores monocilíndricos Diesel DI de investigación de cilindradas muy diferentes, con el fin de cubrir el mayor rango de tamaño de motor posible. Los motores, cuyas características principales se resumen en la tabla 3.1, corresponden a lo que en inglés se denomina *High Speed Diesel Engine* (HSDE) y *Heavy Duty Diesel Engine* (HDDE)¹, ambos con sistema de inyección de tipo *Common Rail*.

¹A lo largo de esta tesis se va a hacer uso de ensayos experimentales en diferentes motores HSDE y HDDE. Para distinguirlos, se le nombrará con la siguiente nomenclatura: “Tipo de motor-número de cilindros-cilindrada unitaria”. Así, el motor HSDE-4-0.4 es un motor HSDE con cuatro cilindros de cilindrada unitaria 0.4 l. Para abreviar, si el motor es monocilíndrico se omitirá el número de cilindros, entendiéndose que es uno, así, el motor HSDE-0.4 será un motor monocilíndrico de cilindrada unitaria 0.4 l.

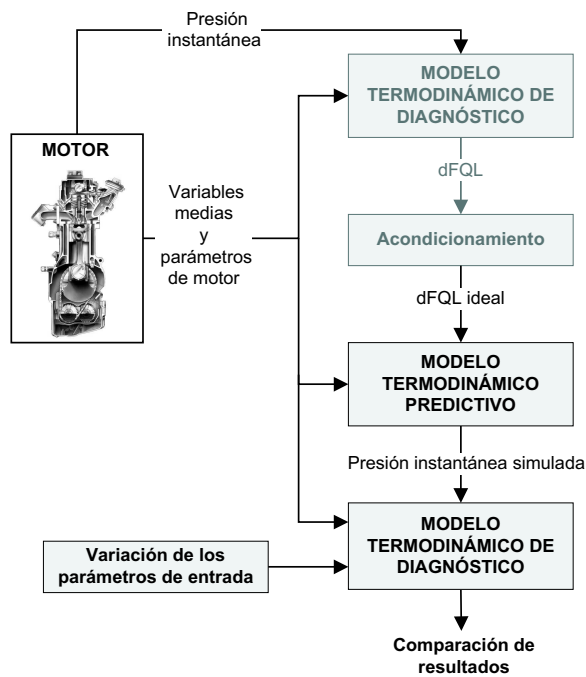


Figura 3.1. Metodología del estudio de sensibilidad en combustión.

Parámetro	HSDE-0.4	HDDE-1.85	Unidades
V_d	0.4	1.85	[l]
z	1	1	
D	76	123	[mm]
S	88	156	[mm]
L_b	123.8	228	[mm]
L_m	44	78	[mm]
r_c	18:1	16.3:1	
Válvulas de admisión	2	2	
Válvulas de escape	2	2	

Tabla 3.1. Características de los motores monocilíndricos ensayados.

De forma análoga a Lapuerta [1], las condiciones de funcionamiento de cada ensayo junto con la ley de liberación de calor se han utilizado para simular la presión de los ensayos de referencia mediante un modelo termodinámico predictivo propuesto por Tinaut [2]. De este modo se han eliminado las incertidumbres de las etapas de adquisición y tratamiento de la señal de presión. En el esquema de la figura 3.1 aparece la etapa relativa a la obtención de la dFQL. Esta primera fase podría haberse evitado empleando una ley de liberación de calor teórica como la propuesta por Watson [3], sin embargo se ha optado por emplear una ley lo más realista posible cuya obtención se describe en el apartado 3.2.2.

Las hipótesis básicas y los submodelos del modelo de simulación son los mismos que los del *modelo de diagnóstico de referencia*. Partiendo de las condiciones al RCA el modelo predictivo resuelve el primer principio de la termodinámica para calcular la presión y la temperatura instantáneas durante el ciclo cerrado. El primer principio para sistemas abiertos conduce a la ecuación (2.67) con la que se obtiene la dFQL. Dicha expresión puede reescribirse:

$$0 = m_c c_{v,c}(T) dT + dQ(p, T) + p dV - dFQL + \\ -(h_{f,iny} - u_{f,g}(T)) \cdot dm_{f,ev} + R_c T dm_{bb}(p, T) \quad (3.1)$$

Se ha indicado de forma explícita la dependencia de cada término con la presión y la temperatura. Ya ha sido detallado en el apartado 2.5 el cálculo de cada término de la ecuación anterior, en la que la dFQL es una señal de entrada al modelo predictivo ². Con (3.1) y la ecuación de los gases perfectos

$$p V = m_c R_c T \quad (3.2)$$

se tiene un sistema de dos ecuaciones y dos incógnitas que se resuelve numéricamente de forma iterativa, obteniéndose la presión y la temperatura instantáneas en la cámara.

Las variables medias y los parámetros de motor constituyen los parámetros de entrada del modelo de diagnóstico; con ellos y la presión de referencia simulada se generan los resultados de referencia. A continuación se modifica cada

²Nótese que al modelo predictivo se le da la dFQL y proporciona la presión instantánea mientras que al *modelo de diagnóstico de referenciase* le da la presión instantánea y produce como resultado la dFQL. Por ello puede considerarse que el modelo predictivo y de diagnóstico son como un “*espejo*” el uno del otro

parámetro de entrada (en adelante *entradas*) manteniendo el resto y la presión fijos y se analiza el efecto sobre los resultados (en adelante *salidas*) del modelo de diagnóstico. De este modo los efectos cruzados se eliminan mediante la variación de las *entradas* de una en una y pueden analizarse las relaciones de causa-efecto.

En primer lugar se ha seguido la metodología descrita con un ensayo a medio régimen y carga en el motor HSDE-0.4, analizando los resultados detalladamente. Posteriormente (apartado 3.2.6) se ha analizado en el motor HDDE-1.85 un barrido de régimen y carga para verificar hasta que punto los resultados del motor HSDE-0.4 son válidos en otros motores y puntos de funcionamiento. Se ha estudiado también el efecto de las variables cruzadas.

En todo el estudio se supone un comportamiento lineal del modelo de diagnóstico dentro del rango de variación de las variables de entrada consideradas. Esta hipótesis permitirá calcular, además de los errores máximos en las *salidas*, las variaciones relativas de las *salidas* respecto a las variaciones de las *entradas*. Como se verá, esto será útil para comparar los efectos relativos puesto que el rango de variación de las *entradas* es diferente.

A modo de resumen, los puntos a desarrollar son:

1. Definición del ensayo de referencia en combustión para el estudio en el motor HSDE-0.4 (apartado 3.2.2).
2. Definición de las *entradas* a considerar y sus rangos de variación (apartado 3.2.3).
3. Definición de los resultados del modelo o *salidas* que se van a tener en cuenta en el análisis (apartado 3.2.4).
4. Análisis de los resultados obtenidos en el motor HSDE-0.4 (apartado 3.2.5).
5. Validación con el motor HDDE-1.85 en diferentes condiciones de funcionamiento y estudio con cambio en más de una *entrada* a la vez (apartado 3.2.6).

3.2.2 Definición del ensayo de referencia

Se ha elegido un punto de funcionamiento a medio régimen y media carga con el fin de tener un ensayo de referencia lo más representativo posible.

Cuando las condiciones de funcionamiento puedan ser importantes para el parámetro considerado se harán indicaciones sobre la tendencia previsible en condiciones de funcionamiento distintas a las del ensayo de referencia.

Las variables medias del ensayo de referencia se muestran en la tabla 3.2. Se ha incluido la velocidad media del pistón para comparar con el motor HDDE-1.85, puesto que este parámetro normalizado resulta más adecuado que el régimen cuando se comparan motores de tamaño diferente.

Variabes	Valor	Unidades
N	2500	[rpm]
c_m	7.3	[m/s]
p_{adm}	1.752	[bar]
T_{adm}	32	[°C]
p_{esc}	1.897	[bar]
T_{esc}	488	[°C]
\dot{m}_a	14.43	[g/s]
\dot{m}_{EGR}	0	[g/s]
\dot{m}_f	0.55	[g/s]
E_r	0.55	[-]
\dot{m}_{bb}	0.354	[g/s]
T_r	92	[°C]
p_{mi}	11.8	[bar]

Tabla 3.2. Condiciones de funcionamiento del ensayo de referencia en el motor HSDE-0.4.

Con la presión experimental, variables medias y parámetros de motor se ha obtenido la dFQL mediante el *modelo de diagnóstico de referencia*. A continuación se empleó el procedimiento propuesto por Serrano [4] para ajustar varias leyes de Wiebe [5] a la dFQL experimental. De este modo, la dFQL ideal que se usa para el estudio de sensibilidad no tiene ningún ruido experimental.

Se seleccionó una inyección simple para evitar que hubiera efectos entre varias inyecciones y, puesto que no se disponía de la tasa de inyección experimental, esta se tomó idealmente cuadrada.

En la figura 3.2 se muestra la presión experimental y simulada, la dFQL experimental y ajustada así como la tasa de inyección.

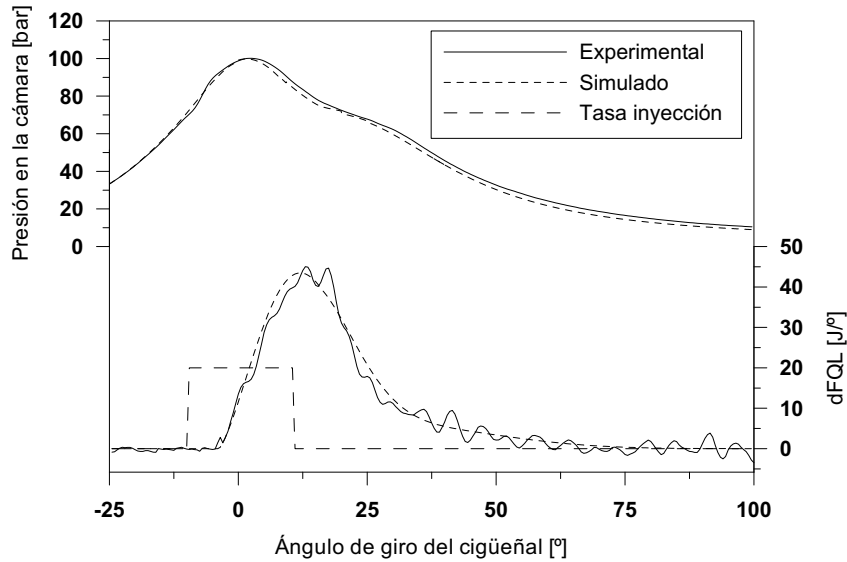


Figura 3.2. Presión experimental y simulada (arriba). Inyección ideal y dFQL experimental y ajustada (abajo).

3.2.3 Definición de los parámetros de entrada

Al plantear el estudio se tuvo en cuenta un gran número de parámetros susceptibles de influir en el diagnóstico de la combustión con el objetivo de descartar posteriormente, a la vista de los resultados, los que no fuesen importantes. A continuación se detallan las variables medias y parámetros ajustados considerados así como la justificación de sus rangos de variación, que se muestran en la tabla 3.3.

	Incertidumbre	Variación
Variables medias	m_a	$\pm 6\%$
	m_{EGR}	$+5.26\% m_a$ ($EGR_{\%} = 5\%$)
	m_f	$\pm 2\%$
	m_{bb}	$\pm 10\%$
Parámetros ajustados	r_c	± 0.75
	K_{def}	± 1 ($\pm 70\%$)
	α_{tot}	$\pm 0.5^\circ$
	C_{W1}	± 2 ($\pm 88\%$)
	p_{ref}	$\pm 200 \text{ mbar}$
Otras incertidumbres	K_{cap}	$\pm 5\%$
	T_p	ver tabla 3.4
	Tasa de inyección	Si/No

Tabla 3.3. Rangos de variación de los parámetros de entrada.

3.2.3.1 Variables medias

- **Masa de aire.** La medida del gasto de aire ha sido descrita en el punto 2.4.2. A partir del gasto se obtiene la masa por cilindro y ciclo mediante la expresión

$$m_a = \frac{\dot{m}_a}{N/(2 \cdot 60)} \cdot \frac{1}{z} \quad (3.3)$$

A esta masa de aire fresco por cilindro y ciclo hay que sumarle la masa de residuales del ciclo anterior (m_{res}) y restarle la de cortocircuito (m_{cc})

para tener la masa al cierre de la admisión como se ha detallado en el apartado 2.5.3. Para evitar complicar el análisis se han considerado las incertidumbres asociadas a estas masas a través de m_a , ya que al fin y al cabo la masa que intervendrá en los cálculos es m_{RCA} .

En estudios similares Cheung [6] toma una variación del $\pm 5\%$ en la masa de aire y Armas [7] $\pm 10\%$. La precisión en los equipos de medida actuales es mayor que este valor, habitualmente con errores inferiores al $\pm 5\%$. Se decide tomar un valor intermedio de $\pm 6\%$ para sumar el efecto de la incertidumbre en la masa residual.

- **Masa de EGR.** Para evitar mezclar los efectos paralelos de las masas de aire y EGR se eligió un ensayo sin recirculación de gases de escape. Sin embargo, los errores en m_a y m_{EGR} no son equivalentes, ya que el EGR afecta tanto a la masa contenida en el cilindro como a su composición. Por ello se ha considerado como una variable de entrada, con el fin de verificar si su efecto en los resultados del modelo es análogo al de m_a o no.

La ecuación (2.21) proporciona la masa de EGR a partir de la masa de aire y el porcentaje de EGR. Asumiendo un error en la tasa de EGR, $\varepsilon_{EGR\%} = 5\%$, acorde con la precisión de las medidas de $[CO_2]$, la expresión (2.21) puede reescribirse como

$$m_{EGR} + \varepsilon_{m_{EGR}} = m_a \cdot \frac{(EGR\% + \varepsilon_{EGR\%})/100}{1 - (EGR\% + \varepsilon_{EGR\%})/100} \quad (3.4)$$

donde $\varepsilon_{m_{EGR}}$ es el error de la masa de EGR producido por un error $\varepsilon_{EGR\%}$ en la tasa de EGR.

Operando y despejando $\varepsilon_{m_{EGR}}$ se tiene:

$$\begin{aligned} \varepsilon_{m_{EGR}} &= \left[m_a \cdot \frac{EGR\%/100}{1 - (EGR\% + \varepsilon_{EGR\%})/100} - m_{EGR} \right] + \\ &+ m_a \cdot \left[\frac{\varepsilon_{EGR\%}/100}{1 - (EGR\% + \varepsilon_{EGR\%})/100} \right] \\ &= \varepsilon_{m_{EGR1}} + \varepsilon_{m_{EGR2}} \end{aligned} \quad (3.5)$$

En la parte superior de la figura 3.3 se observa que el peso relativo, respecto de $\varepsilon_{m_{EGR}}$, de cada término de (3.5) depende de la tasa de EGR. En concreto, $\varepsilon_{m_{EGR1}}$ supone respecto del error total el mismo porcentaje que $EGR\%$. En la parte inferior de la figura 3.3 se muestra que un error en la tasa de EGR del 5% provoca un error en la masa total (aire más EGR) mayor cuando se incrementa $EGR\%$.

El ensayo de referencia elegido no tiene EGR, por lo que no es el más crítico en cuanto al error cometido en la masa total, no obstante, se ha indicado que el cambio en la masa total se estudia con m_a y que con el estudio de EGR se pretende comprobar el efecto de la composición.

La fracción másica de O_2 en la admisión viene dada por

$$\begin{aligned}
 Y_{O_2,adm} &= Y_a \cdot Y_{O_2,a} + Y_{EGR} \cdot Y_{O_2,a} \cdot \frac{(1 - F_r)}{(1 + F)} \\
 &= (1 - Y_{EGR}) \cdot Y_{O_2,a} + Y_{EGR} \cdot Y_{O_2,a} \cdot \frac{(1 - F_r)}{(1 + F)} \\
 &= Y_{O_2,a} \cdot \left[1 - Y_{EGR} \cdot \frac{(F_r + F)}{(1 + F)} \right] \\
 &= Y_{O_2,a} \cdot \left[1 - EGR\%/100 \cdot \frac{(F_r + F)}{(1 + F)} \right] \quad (3.6)
 \end{aligned}$$

Analizando la expresión anterior puede concluirse que la variación porcentual de $Y_{O_2,adm}$ depende del porcentaje de variación de $EGR\%$, pero no del valor absoluto de $EGR\%$. Es decir, para un error $\varepsilon_{EGR\%} = 5\%$ la variación porcentual de $Y_{O_2,adm}$ no depende de $EGR\%$ y por tanto un ensayo sin EGR es tan bueno como otro con EGR para ver el efecto de la variación de la composición.

Para el ensayo de referencia $\varepsilon_{m_{EGR1}} = 0$, sustituyendo en (3.5) queda que $\varepsilon_{m_{EGR}} = \varepsilon_{m_{EGR2}} = 0.0526 \cdot m_a$. Es decir, el error en la masa de EGR producido por un error de un 5% en la tasa de EGR es un 5.26% la masa de aire fresco. Se ha ejecutado el ensayo de referencia añadiéndole esta masa adicional de EGR y se han comparado los resultados con los obtenidos al modificar m_a

- **Masa de combustible.** Como se indicó en el apartado 2.4.2 la medida del gasto de combustible se realiza mediante una balanza gravimétrica

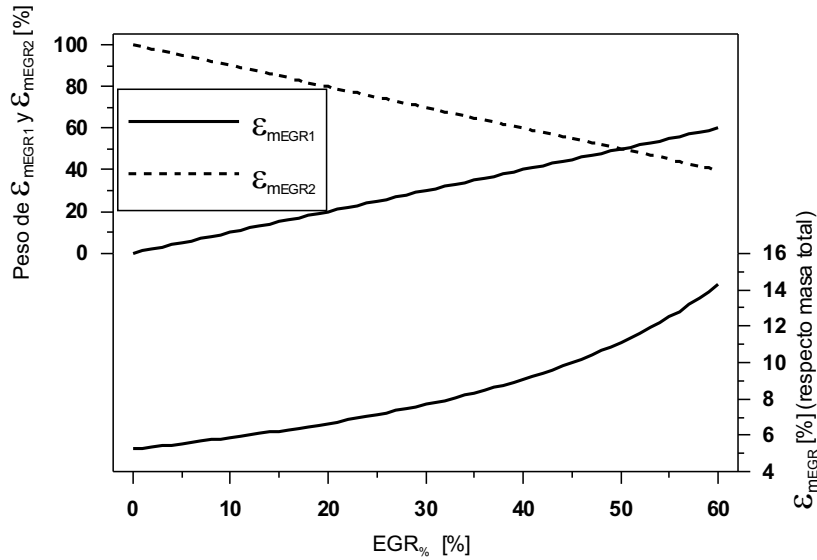


Figura 3.3. Peso relativo de los dos términos de error en la masa de EGR (arriba). Error en la masa de EGR con un error $\epsilon_{EGR\%} = 5\%$ (abajo).

cuyo error no suele ser mayor de 1%. Sin embargo, se ha tomado una variación algo superior, $\pm 2\%$, para considerar la posible dispersión cíclica y entre cilindros de los inyectores.

- **Masa de *blow-by*.** En principio el error de medida del gasto de *blow-by* es similar al de la masa de aire como se indicó en el apartado 2.4.2. Sin embargo, debido a que el equipo de medida se instala alejado del motor y existen incertidumbres adicionales en las condiciones locales del gas, se ha considerado un error de $\pm 10\%$, superior al del aire.

3.2.3.2 Parámetros ajustados

Se van a considerar varios parámetros de motor así como el nivel de referencia de la presión instantánea:

- **Relación de compresión.** En trabajos similares, Tinaut [2] estimó que el error máximo de la relación de compresión es ± 0.5 y Armas y Lapuerta [1] ± 1 . Tal como se ha indicado en 2.2.1 la dispersión del procedimiento de ajuste propuesto por Armas es próxima a 1 punto de

relación de compresión en algunos motores. Estos valores han llevado a considerar para el estudio de sensibilidad ± 0.75 como error máximo representativo.

- **Coefficiente de deformaciones.** Se ha detallado el modelo de deformaciones del *modelo de diagnóstico de referencia* en el punto 2.5.1 y se ha indicado la dificultad de su ajuste y validación experimental en el apartado 2.2.2. Debido a su gran incertidumbre es necesario considerar un rango de variación considerable de este parámetro. El valor de referencia de este parámetro es 1.4; se ha asumido para el estudio una variación de ± 1 lo que supone una variación de las deformaciones totales de $\pm 70\%$.
- **Desfase.** En el apartado 2.2.3 se ha detallado la problemática asociada a este parámetro que, como se ha justificado, va ser considerado una característica del motor-instalación. Aunque según los autores, algunos de los métodos de estimación del PMS tienen un error en torno a 0.1° , se ha elegido un valor para el estudio más conservador: ya que todos los métodos termodinámicos presentan la limitación de la medida discreta se va a asumir como error representativo de α_{tot} el incremento angular de adquisición. Dicho incremento suele ser habitualmente entre 0.1° y 0.5° . Se ha elegido una variación de 0.5° , algo inferior a la empleada por Armas y Tinaut [2].
- **Coefficiente de transmisión de calor.** En el apartado 2.5.2 se ha descrito el modelo de transmisión de calor del *modelo de diagnóstico de referencia* en el que es necesario ajustar el parámetro C_{W1} . Puesto que la validación experimental de la transmisión de calor es complicada, en estudios similares otros autores asumen variaciones muy grandes de la transmisión de calor para cubrir su gran incertidumbre. Lapuerta [1] toma una variación de $\pm 70\%$ de la transmisión de calor total y Tinaut $\pm 50\%$. El rango de variación de C_{W1} en este estudio es 2.28 ± 2 , lo que supone una variación de $\pm 88\%$, similar la empleada por Tinaut. La diferencia en los porcentajes se justifica porque C_{W1} afecta solamente al término de velocidad media del pistón en la ecuación (2.42), por lo que su variación se atenúa cuando se considera la transmisión de calor.

Por último, hay que destacar que únicamente se va a considerar el cambio de C_{W1} durante el ciclo cerrado. Se ha indicado que el modelo emplea valores diferentes de C_{W1} en ciclo abierto y cerrado según propuso Woschni, pero el calor transmitido durante el ciclo abierto tiene un efecto

despreciable sobre la ley de liberación de calor (únicamente a través del pequeño cambio en la masa residual), por lo que no se ha incluido en el estudio.

- **Presión de referencia.** En estudios similares Armas considera un error de ± 300 mbar en el ajuste del nivel de presión instantánea y Tinaut [2] toma ± 400 mbar. A la vista de la diferencia descrita en el apartado 2.3.1, entre la presión instantánea medida en el colector de admisión y la presión en el cilindro modelada con 1D (hasta 150 mbar en el PMI), los errores de estos autores parecen un poco elevados. Se ha decidido tomar un valor intermedio de ± 200 mbar.

3.2.3.3 Otras incertidumbres

- **Coefficiente de calibración del captador.** Armas toma en su estudio de sensibilidad en arrastre un rango de variación de este parámetro del 10%. No obstante, según se ha indicado en el apartado 2.3.1, si se realiza una calibración adecuada de los captadores, los errores esperables deben ser más bajos que dicho valor. Se ha decidido tomar un valor medio de $\pm 5\%$.
- **Temperaturas de las paredes.** Como se ha descrito en 2.2.4, la temperatura de las paredes es necesaria para el cálculo de la transmisión de calor aunque habitualmente no se suele recurrir a cálculos complejos para su obtención, salvo en estudios específicos de transmisión de calor. Para la obtención de la ley de liberación de calor suele ser suficiente una estimación sencilla de la temperatura media en el cilindro, culata y pistón o incluso simplemente una temperatura media en toda la cámara. De forma general, el nivel de temperatura medio de la superficie del pistón es más elevado que el de la culata y este mayor que el del cilindro. No obstante, es posible tener dentro de estas superficies variaciones muy acusadas: la diferencia entre el borde del *bowl* y el borde externo del pistón o entre las válvulas de escape y la culata pueden superar la diferencia entre la culata (sin válvulas) y el cilindro. Además, tanto la distribución de temperaturas dentro de una zona de la cámara (cilindro, culata y pistón) como entre zonas, depende del punto de funcionamiento del motor, de la zona considerada y de la refrigeración local. Lo habitual es que las paredes del cilindro presenten menos variación local y con las condiciones de funcionamiento que el resto de zonas. La razón es que

tiene una refrigeración muy intensa a través de la pared de la camisa, de modo que su temperatura no suele ser mucho más alta que la del líquido refrigerante. En el extremo opuesto se encuentra el pistón, de difícil refrigeración y con un espesor de material muy superior al de la camisa. Su temperatura media depende de la intensidad de la refrigeración mediante la galería de aceite, pero en general presenta importantes variaciones con el grado de carga al igual que las válvulas. En un caso intermedio está la zona de la culata, descontando las válvulas.

Dada la diversa variación en las temperaturas locales de las paredes, no resulta fácil fijar un rango de variación (bien como una diferencia de temperatura o como un porcentaje de variación) válido para cualquier superficie de la cámara, motor y punto de funcionamiento. Por ello, se ha elegido el rango de variación de T_p como se describe a continuación.

En el *modelo de diagnóstico de referencia* las temperaturas de paredes se calculan mediante correlaciones empíricas en función del régimen de giro y la carga, la forma de las cuales viene dada por la expresión (2.47):

$$T_p = T_r + \Delta T \quad (3.7)$$

con

$$\Delta T = a (\rho_{adm} \cdot c_m)^{0.8} + b \cdot pme$$

donde las constantes a y b son ajustadas para el cilindro, la culata y el pistón con medidas experimentales.

En la expresión (3.7) la incertidumbre de T_r es del orden de $\pm 1^\circ$, como ha sido justificado en el apartado 2.4.1. Esta incertidumbre resulta despreciable frente a la de ΔT , mucho más difícil de acotar. Por ello se ha tomado un rango de la temperatura de pared correspondiente a una variación del 50% de ΔT . En la tabla 3.4 se muestran los valores de temperatura de referencia calculados con (3.7), el valor de ΔT y la variación considerada en cada superficie (cilindro, culata y pistón).

- **Disponibilidad de la tasa de inyección.** Se ha tratado en el apartado 2.3.2 la problemática asociada a la tasa de inyección. En principio podrían considerarse algunas incertidumbres relativas a la inyección como pueden ser la posición del SOI o la duración de la inyección, sin embargo con el procedimiento de medida experimental descrito y un correcto seguimiento de las variables de control detalladas está muy bien definida la posición angular y la forma de la tasa de inyección. También pueden considerarse diferentes posibilidades como la influencia del uso del

	T_p [°C]	ΔT [°C]	Rango de variación	
			[°C]	[% ⁽¹⁾]
T_{cil}	133	41	±20	±5.0
T_{cul}	143	51	±26	±6.2
T_{pis}	230	138	±69	±13.8

(1) Porcentaje con T_p en [K]

Tabla 3.4. Temperaturas de paredes y variación para el estudio en combustión del motor HSDE-0.4.

levantamiento o incluso el pulso de mando (en el caso de un inyector de solenoide) en lugar de la tasa real, sin embargo no se podría hacer un tratamiento del problema desde un punto de vista general ya que la casuística es grande.

Simplificando las posibilidades se ha estudiado la influencia de la ausencia de la tasa de inyección en el diagnóstico de la combustión, ya que es este un problema obviado en algunos códigos comerciales y modelos de diagnóstico de la combustión y que sin embargo es susceptible de ser importante. Para ello se ha ejecutado el ensayo de referencia sin tasa de inyección y se ha analizado el efecto en las *salidas* del modelo.

Por último hay que mencionar que algunas otras incertidumbres fueron inicialmente consideradas pero finalmente han sido descartadas:

- Las incertidumbres en la presión y temperatura en los colectores de admisión y escape presentaron una influencia despreciable en los resultados del modelo de diagnóstico.
- El régimen se emplea para calcular las masas por cilindro y ciclo a partir de los gastos máscicos de aire, combustible y *blow-by* mediante expresiones análogas a la (3.3):

$$m = \frac{\dot{m}}{N/(2 \cdot 60)} \cdot \frac{1}{z} \quad (3.9)$$

donde m en [kg], es la masa de fluido por cilindro y ciclo (m_a , m_f o m_{bb}), \dot{m} en [kg/s], es el gasto máscico del fluido (\dot{m}_a , \dot{m}_f o \dot{m}_{bb}), N el régimen de giro del motor en [rpm] y z el número de cilindros del motor.

También interviene en el cálculo de otros resultados como potencia indicada, potencia calorífica transmitida a las paredes, etc. mediante la expresión

$$P = E \cdot \frac{N}{2 \cdot 60} \cdot z \quad (3.10)$$

donde P es la potencia en $[W]$ y E el trabajo o energía por cilindro y ciclo en $[J]$.

Tal como se indicó en el apartado 2.4.1 el error en la medida del régimen es muy pequeño y en el caso de considerarse como variable del estudio, su influencia en los resultados sería la producida a través de los errores introducidos en las masas al realizar el cálculo con (3.9) o bien, en el cálculo de las potencias, el error inducido es equivalente al error en el régimen.

3.2.4 Definición de los parámetros de salida

Para estudiar la sensibilidad del modelo de diagnóstico a las variaciones en las *entradas*, se van a considerar las siguientes *salidas* del modelo de diagnóstico:

- **Calor total liberado.** La ley de liberación de calor es, como ya se ha indicado, el resultado fundamental del diagnóstico de la combustión. El valor máximo del calor acumulado (FQL_{max}) en $[J]$ es la energía total liberada por el combustible. En principio, este resultado permitiría identificar si la combustión ha sido completa o no, mediante la comparación con la energía del combustible inyectado. El rendimiento de la combustión aparente puede definirse como:

$$\eta_{comb} = \frac{FQL_{max}}{m_f \cdot h_{comb}} \quad (3.11)$$

En la práctica, no debe ser interpretado como un rendimiento real sino como un parámetro de control, ya que acumula todas las incertidumbres de medida y del modelo de diagnóstico. Así es habitual obtener FQL_{max} ligeramente menor o mayor que la energía del combustible inyectado, en el segundo caso es imposible físicamente.

Tal como ha sido diseñado el ensayo de referencia, y puesto que todas las incertidumbres han sido fijadas, se tiene un rendimiento real de la

combustión del 100%, de modo que el error provocado por la variación de las *entradas* será identificado claramente en la variación de FQL_{max} .

- **Duración de la combustión.** Junto con FQL_{max} permitirá caracterizar la influencia sobre la ley de liberación de calor de las *entradas*. Mientras que con la FQL_{max} se verá “*cuanto*” afectan las incertidumbres a la liberación de calor, con la duración de la combustión (d_{comb}) se analizará “*como*” la afectan, alargándola o acortándola. En principio, el inicio de la combustión (SOC) puede ser un parámetro más característico que d_{comb} para el análisis de la sensibilidad, sin embargo el efecto de las incertidumbres a lo largo del ciclo varía como se verá en el estudio en arrastre, por lo que el efecto sobre el SOC dependerá del punto de inyección. Por ello se ha decidido usar la diferencia entre el final y el inicio de la combustión como *salida*.
- **Calor transmitido a las paredes.** La transmisión de calor a las paredes es necesaria para el cálculo de la ley de liberación de calor como se ve en la expresión (2.67). Además un cálculo preciso de los flujos térmicos es interesante a la hora de hacer un balance energético en el motor, obtener información útil para el modelado o incluso para establecer límites de control en cuanto a la resistencia térmica de los materiales del motor. Se ha considerado como *salida* para el estudio de sensibilidad, distinguiendo entre el calor acumulado transmitido a las paredes durante el ciclo cerrado (Q_{CC}), durante el ciclo abierto (Q_{CA}) y el ciclo completo (Q). De este modo se obtendrá información acerca de la importancia relativa de cada uno de ellos y su influencia sobre la ley de liberación de calor.
- **Presión media indicada.** La pmi es el parámetro más significativo obtenido del diagrama de indicador. Permite caracterizar las prestaciones del motor y es representativo de otros parámetros indicados como el trabajo, potencia, rendimiento y consumo indicados, de modo que los errores que se estimen en la pmi son extrapolables al resto.
- **Relación de compresión dinámica.** Con este parámetro se va a analizar cual es la sensibilidad del cálculo del volumen instantáneo a las deformaciones, con el objetivo fundamental de comparar la incertidumbre en las deformaciones de motor con la incertidumbre en la estimación de la r_c , estableciendo su importancia relativa.

3.2.5 Resultados

El análisis de las variaciones absolutas en las *salidas* permite clasificar las *entradas* por su importancia absoluta para el diagnóstico de la combustión.

Sin embargo, puesto que las *entradas* corresponden a diferentes magnitudes con diferentes variaciones, es también importante normalizar los errores de modo que puedan hacerse comparaciones relativas. De otro modo no se puede discernir si una fuerte variación de las *salidas*, producida por una *entrada*, es debido a la sensibilidad del modelo o al gran rango de variación de la *entrada*.

Así pues, los resultados del estudio se van a dar como errores absolutos y como errores relativos, normalizados según el siguiente procedimiento:

1. Los parámetros de *entrada* y *salida* son clasificados en dos grupos: parámetros dimensionales (p, Q , etc.) y parámetros angulares (α_{tot} y d_{comb}).
2. Las variaciones de las *entradas* se calculan de la siguiente forma:
 - Si la *entrada* es α_{tot} , $\Delta\alpha_{tot} = 0.5^\circ$
 - Si la *entrada* es T_p las tres temperaturas (cilindro, culata y pistón) varían a la vez, de modo que no es posible tomar un valor de referencia único, así la variación de T_p se tomará:

$$\Delta T_{p\%} = \frac{T_{p,max} - T_{p,min}}{2 \cdot \Delta T} \cdot 100 = 50\% \quad (3.12)$$

- Si la *entrada* es un parámetro dimensional excepto T_p se calcula su variación porcentual:

$$\Delta e\% = \frac{e_{max} - e_{min}}{2 \cdot e_{ref}} \cdot 100 \quad (3.13)$$

donde:

e_{max} : valor superior del rango de variación de la *entrada*

e_{min} : valor inferior del rango de variación de la *entrada*

e_{ref} : valor de referencia de la *entrada*

3. Para cada *entrada* se realizó dos veces el diagnóstico empleando e_{max} y e_{min} de modo que se obtuvieron dos valores de las *salidas*, s_{max} y s_{min} respectivamente. La variación promedia de las *salidas* se calcularon promediando los valores absolutos de las variaciones:

- Si la *salida* es d_{comb} :

$$\Delta d_{comb} = \frac{|d_{comb,max} - d_{comb,ref}| + |d_{comb,min} - d_{comb,ref}|}{2} \quad (3.14)$$

- Si la *salida* es un parámetro dimensional se calcula su variación porcentual:

$$\Delta s_{\%} = \frac{|s_{max} - s_{ref}| + |s_{min} - s_{ref}|}{2 \cdot s_{ref}} \cdot 100 \quad (3.15)$$

4. Finalmente el error es normalizado dividiendo la variación media de la *salida* por la variación de la *entrada* correspondiente, obteniéndose variaciones unitarias.

En la tabla 3.5 se muestran los resultados obtenidos. Los símbolos $\%_s$ y $\%_e$ en la cabecera, indican los porcentajes de variación de las *salidas* y *entradas* respectivamente. El signo negativo (-) indica que la variación en la *salida* se produce en sentido opuesto a la *entrada*, en el caso contrario la variación aparece sin signo. El doble signo positivo (++) indica que independientemente del sentido de variación de la *entrada*, la *salida* aumenta. De forma sintética la tabla 3.5 puede ser interpretada del siguiente modo: cuando la *entrada* varía un 1% (0.1° si la entrada es α_{tot}) la *salida* varía el porcentaje, $\%_s$, mostrado (grados de giro del cigüeñal si la *salida* es d_{comb}).

Hay que hacer los dos comentarios siguientes a las dos excepciones a la regla general:

- Si la *entrada* es α_{tot} , los errores unitarios de las *salidas* corresponden a 1° de variación de α_{tot} . Puesto que 0.1° es un valor más representativo del error de α_{tot} que 1°, en la tabla se muestran los errores relativos a una variación de 0.1°.
- Cuando la *entrada* es T_p , la variación unitaria no corresponde a una variación del 1% de T_p sino al 1% de ΔT , como se ha justificado.

La relación de compresión y la relación de compresión dinámica han sido consideradas como parámetros dimensionales en la normalización. Las influencias más importantes se han resaltado en negrita.

3.2.5.1 Influencia de la masa de aire

Los parámetros relativos a la transmisión de calor son los más afectados por un error en m_a debido al error provocado en el cálculo de la temperatura del gas. Puesto que la temperatura del gas es más próxima a la temperatura de las paredes de la cámara durante el ciclo abierto, Q_{CA} es más sensible que Q_{CC} ya que la misma variación porcentual de la temperatura del gas produce un mayor cambio relativo (con respecto a la temperatura de las paredes) durante el barrido que durante el ciclo cerrado.

La ley de liberación de calor está afectada por el cambio en Q_{CC} y principalmente por el cambio en el término de energía interna sensible en la ecuación (2.67). Aunque la sensibilidad relativa de la transmisión de calor a m_a es elevada, esta gran influencia no se transfiere a FQL_{max} porque el calor transmitido a las paredes durante el ciclo cerrado representa sólo un 10% de

<i>Salidas</i>							
<i>Entradas</i>	Q_{CC} $\left[\frac{\%_s}{\%_e^{(1)}} \right]$	Q_{CA} $\left[\frac{\%_s}{\%_e^{(1)}} \right]$	Q $\left[\frac{\%_s}{\%_e^{(1)}} \right]$	FQL_{max} $\left[\frac{\%_s}{\%_e^{(1)}} \right]$	pmi $\left[\frac{\%_s}{\%_e^{(1)}} \right]$	d_{comb} $\left[\frac{\circ}{\%_e^{(1)}} \right]$	$r_{c,d}$ $\left[\frac{\%_s}{\%_e^{(1)}} \right]$
m_a	-1.18	-1.41	-1.24	-0.29		0.05	
m_{EGR}	-1.17	-1.37	-1.22	-0.27		0.04	
m_f	-0.08	-0.18	-0.11	0.06		-0.04	
m_{bb}	0.010		0.007	0.013			
r_c	-0.56	-0.15	-0.46	-0.17		0.18	0.98
K_{def}	0.008	0.003	0.007	0.001	0.0003	-0.003	-0.018
$\alpha_{tot}^{(1)}$	-0.15	-0.21	-0.17	-0.49	-0.71	0.20	
C_{W1}	0.60		0.44	0.05		0.01	
p_{ref}	0.10	0.50	0.21	++0.05		0.11	
K_{cap}	2.04	1.39	1.87	1.29	1.0	-0.12	-0.020
T_p	-0.14	-0.31	-0.19	-0.013			

⁽¹⁾ $\%_e$ es 0.1° si la *entrada* es α_{tot} y 1% de ΔT si la *entrada* es T_p

Tabla 3.5. Variación relativa de los parámetros de salida en el ensayo de referencia del motor HSDE-0.4.

la energía del combustible en el ensayo de referencia a carga parcial. De los resultados de C_{W1} en la tabla 3.5 puede concluirse que el error en el calor del ciclo cerrado se transmite a FQL_{max} con un factor de reducción superior a 10. Esto lleva a deducir que el error en FQL_{max} producido por la masa de aire no es debido a la transmisión de calor sino al cambio en la energía interna.

La masa de aire no afecta a los parámetros indicados, que dependen únicamente de la presión y el volumen, ni tampoco de forma importante a la duración de la combustión. Aunque los valores de masa y temperatura en RCA y AAE no son resultados significativos en el diagnóstico de la combustión, si pueden ser parámetros de control, cuyos errores son aproximadamente iguales al de m_a .

3.2.5.2 Influencia de la masa de EGR

En el ensayo de referencia la composición del EGR es bastante diferente de la de aire fresco ya que $F_r = 0.55$, aún así, los errores introducidos en las

masas de EGR y aire provocan prácticamente los mismos errores relativos en las *salidas*. De ello puede concluirse que el modelo es sensible al cambio en masa admitida pero apenas a la composición de la carga.

3.2.5.3 Influencia de la masa de combustible

El error en la masa de combustible tiene una influencia muy pequeña en los resultados del modelo de diagnóstico. El error en la transmisión de calor total a las paredes debido a m_f es aproximadamente 10 veces inferior al error en la masa de combustible. Puesto que la información de la combustión está en la presión instantánea en el cilindro, FQL_{max} apenas nota el efecto en el error de la masa de combustible. Ello es debido a que m_f es tan sólo un 3.8% de la masa atrapada, por lo que su error es despreciable al calcular la masa en el cilindro. El combustible tiene una influencia adicional a la propia masa a través del término asociado al trabajo de flujo, evaporación y calentamiento detallado en las expresiones (2.67) y (2.68); sin embargo esto no incrementa el efecto de su error sobre FQL_{max} .

El error en m_f no afecta a la pmi , sin embargo el rendimiento indicado presentará el mismo error que la masa de combustible puesto que se utiliza como referencia en su cálculo:

$$\eta_i = \frac{pmi \cdot V_d}{m_f \cdot h_{comb}} \quad (3.16)$$

Análogamente ocurre con el rendimiento de la combustión calculado mediante la expresión (3.11).

La duración de la combustión muestra una sensibilidad similar a la del aire de modo que tampoco se ve afectada de forma importante.

3.2.5.4 Influencia de la masa de *blow-by*

El error en la masa de *blow-by* tiene una influencia muy baja en todos los parámetros de salida. Este comportamiento se justifica porque m_{bb} representa un porcentaje bajo respecto de la masa admitida (2.4% en el ensayo de referencia), de modo que su incertidumbre apenas introduce error en el cálculo de la masa de la carga. Además, la masa de *blow-by* escapa durante todo el ciclo, de modo que no afecta en el RCA y únicamente en AAE su efecto acumulado es máximo. El máximo error en m_{bb} (10%) apenas produce un error del 0.14%

en el parámetro más sensible, de modo que su error puede ser despreciado en el diagnóstico de la combustión.

Se quiere hacer notar que puede despreciarse el error cometido al calcular la masa de *blow-by* para el diagnóstico de la combustión, pero no m_{bb} que en general no es despreciable.

3.2.5.5 Influencia de la relación de compresión

El error en la estimación de la relación de compresión se transfiere casi completamente a la relación de compresión dinámica. Esto indica que las deformaciones tienen un peso relativo pequeño en el cálculo del volumen del cilindro en comparación con la incertidumbre en r_c . La justificación de este comportamiento puede obtenerse a partir de la definición de $r_{c,d}$, ecuación (2.33), que puede ser rescrita

$$r_{c,d} = \frac{r_c \cdot V_{cc} + \Delta V_{def}(PMS)}{V_{cc} + \Delta V_{def}(PMS)} \quad (3.17)$$

La deformación en el PMS es aproximadamente un 2% de V_{cc} y el segundo sumando del numerador es despreciable frente a $r_c \cdot V_{cc}$, de modo que la variación de $r_{c,d}$ es prácticamente la misma que la de r_c .

El error en la relación de compresión provoca el cambio en la temperatura de la cámara cerca del PMS, donde el volumen es pequeño. En esta zona la transmisión de calor es importante debido a las altas temperaturas y velocidad del gas, por lo que la transmisión de calor en el ciclo cerrado y la total resultan bastante afectadas por la variación de r_c . Puesto que durante el ciclo abierto la transmisión de calor en las proximidades del PMS no cambia sustancialmente respecto al resto del barrido, Q_{CA} no es muy sensible a r_c .

El error en Q_{CC} y fundamentalmente la variación de la energía interna provocan el error en el calor total liberado. La fuerte influencia del exponente politrópico en el cálculo de la energía interna es analizado en detalle en el apartado 3.3.4.4. Puesto que el error en el volumen de la cámara es constante durante todo el ciclo, la derivada del volumen no cambia y consecuentemente la pmi no se modifica.

Por último, cabe destacar la influencia de la relación de compresión en la duración de la combustión, siendo el parámetro más influyente. Su error relativo es similar a la precisión de la adquisición (0.2°).

3.2.5.6 Influencia del coeficiente de deformaciones

Las deformaciones mecánicas y la relación de compresión tienen el mismo mecanismo de influencia: ambas afectan directamente al cálculo del volumen instantáneo como ha sido detallado en el punto 2.5.1. Sin embargo, son cualitativamente diferentes debido a que el cambio en r_c produce un error constante durante todo el ciclo mientras que las deformaciones mecánicas dependen de la presión y aceleración instantánea (ecuaciones (2.30) y (2.31)), esto provoca que una variación en K_{def} afecte muy ligeramente a la pmi . En cuanto al resto de *salidas*, puede observarse como la influencia es análoga entre K_{def} y r_c , no obstante la sensibilidad del modelo resulta unas 50 veces superior en el caso de la relación de compresión, de modo que puede concluirse que el error en las deformaciones es despreciable frente a la incertidumbre en el volumen de la cámara de combustión debido a la relación de compresión.

3.2.5.7 Influencia del desfase

Como el error en el *desfase* modifica el diagrama de indicador, la pmi es muy sensible a α_{tot} , amplificando con un factor 7 su error porcentual. Este resultado sugiere que es importante vigilar el correcto calado presión-volumen cuando se están estudiando las prestaciones del motor. En las condiciones operativas del ensayo de referencia el máximo error en el *desfase* provoca un 3.5% de error en la pmi , como se ve en la tabla 3.6 con los errores totales. Sin embargo, la sensibilidad de este parámetro depende del grado de carga: con alta pmi el error disminuye, pero a muy baja carga un error de 0.5° o incluso 0.2° puede ser muy importante. Afortunadamente α_{tot} es el parámetro ajustado con menor incertidumbre y habitualmente puede ser estimada con una precisión superior al incremento angular de adquisición.

El error en α_{tot} afecta al cálculo de la temperatura instantánea y así a las propiedades del gas y al calor transmitido a las paredes. Sin embargo este error se compensa parcialmente entre las carreras de compresión y expansión, de modo que la sensibilidad de Q_{CC} es mucho más pequeña que la de la pmi .

El error en el trabajo indicado, y en menor medida el cambio en las propiedades del gas y la transmisión de calor, provocan la variación en el calor liberado acumulado que resulta apreciablemente afectado por α_{tot} . La forma de la ley de liberación de calor está también bastante afectada por el *desfase* como Lapuerta y otros [1] describen; este efecto puede verse en la variación de la duración de la combustión.

3.2.5.8 Influencia del coeficiente de película

El calor transmitido a las paredes durante el ciclo cerrado está directamente afectado por C_{W1} . Debido a los términos de *swirl* y combustión en (2.42), el efecto de C_{W1} en la transmisión de calor no es linealmente proporcional, y solamente un 60% del error en C_{W1} se transmite a Q_{CC} . El calor durante el ciclo abierto no se ve afectado ya que el valor de C_{W1} durante el barrido no se ha modificado, como se ha justificado en el punto 3.2.3.2.

El fuerte cambio producido en Q_{CC} se transfiere al calor liberado acumulado con un factor de reducción en torno a 10, ya que el calor transmitido sólo representa un 10% de la energía del combustible en el ensayo de referencia. A pesar de su pequeño efecto relativo sobre FQL_{max} , debido al gran rango de variación (por su elevada incertidumbre), C_{W1} es una fuente de error importante para FQL_{max} . Esto se pondrá de manifiesto al analizar el error máximo en la tabla 3.6 (en la página 115).

Respecto a la duración de la combustión, es necesario un error del 20% en C_{W1} para producir un error de 0.2° , similar a un incremento angular de adquisición fino, por lo que su influencia tampoco es demasiado importante. Por último, la incertidumbre en el calor transmitido a las paredes no afecta al cálculo de los parámetros indicados.

3.2.5.9 Influencia de la presión de referencia

Puesto que la presión en el cilindro durante el barrido es similar a la presión en el PMI (p_{ref}), el error en el nivel de la presión provoca mayores variaciones en la temperatura durante el ciclo abierto que durante el cerrado. Además, durante el barrido la temperatura de las paredes son más próximas a la temperatura del gas, de modo que los errores son amplificados. Como consecuencia Q_{CA} es el parámetro más afectado por el error en la presión de referencia. No obstante el calor total transmitido se ve poco afectado puesto que el 75% corresponde a Q_{CC} . La variación relativa del calor transmitido total es unas 5 veces inferior que la de p_{ref} .

El error en FQL_{max} es 20 veces inferior al de la presión de referencia, de modo que puede ser despreciado. No obstante, tiene un efecto sensible en la forma de la ley de liberación de calor, ya que afecta de forma apreciable a la duración de la combustión.

Puesto que el desplazamiento vertical de la curva presión-volumen no modifica el área neta interior, el trabajo indicado permanece constante de modo que la p_{mi} no cambia.

En el ensayo de referencia, el error en el nivel de presión provoca un 11% de error en la presión al RCA, sin embargo en ensayos con una presión de admisión inferior el error podría ser superior al 20%. Esto producirá una temperatura al cierre de la admisión que resultará incoherente, de modo que podría ser utilizada dicha temperatura como parámetro de control. En el apartado 4.3.2 se propone un método.

La influencia sobre la duración de la combustión es intermedia al ser comparada con otros parámetros de entrada.

3.2.5.10 Influencia del coeficiente de calibración del captador

De forma general, el coeficiente de calibración del captador es la *entrada* que más influye en los resultados del diagnóstico de la combustión. Esto es razonable ya que este parámetro escala la presión instantánea y el diagnóstico se lleva a cabo a partir de dicha señal.

Su error se multiplica aproximadamente por 2 al calcular la transmisión de calor y se traslada integro a la p_{mi} ; es con diferencia el parámetro más influyente en la liberación de calor. Su efecto sobre la duración de la combustión es más discreto y poco importante para el cálculo del volumen, aproximadamente igual a K_{def} .

3.2.5.11 Influencia de las temperaturas de paredes

La incertidumbre de T_p tiene un bajo peso relativo en los resultados del diagnóstico de la combustión puesto que es uno de los parámetros que menos afecta a FQL_{max} , no tiene ningún efecto sobre p_{mi} y $r_{c,d}$ y su influencia en d_{comb} es inapreciable.

Los únicos resultados que se ven afectados son los relativos a la transmisión de calor, principalmente en el ciclo abierto donde la temperatura de la cámara es más próxima a la de las paredes y la incertidumbre influirá más. Aún así, su importancia es discreta en comparación con otras incertidumbres de entrada. En particular, si se compara con el otro parámetro que interviene directamente en el cálculo de la transmisión de calor, C_{W1} , se ve como este

último presenta una influencia relativa mayor que el doble en Q y cuatro veces mayor en Q_{CC} .

A pesar del pequeño peso relativo en la transmisión de calor, dado que su incertidumbre es elevada y por tanto se ha considerado un rango de variación amplio, T_p supone una fuente de error en la transmisión de calor considerable, como se ve en la tabla 3.6.

3.2.5.12 Errores máximos

El análisis de la sensibilidad relativa ha permitido comparar parámetros de entrada con diferentes variaciones; en este apartado se van a mostrar las variaciones máximas de las *salidas*. En la tabla 3.6 se muestran los errores máximos esperables cuando cada *entrada* sufre la máxima variación considerada en la tabla 3.3. Variaciones inferiores al 1% en los parámetros dimensionales y 0.2° (incremento angular de adquisición) en la duración de la combustión han sido omitidos. Los resultados del estudio de la sensibilidad a la ausencia de la tasa de inyección se detallan en el punto siguiente.

<i>Entradas</i>	<i>Salidas</i>						
	Q_{CC} [%]	Q_{CA} [%]	Q [%]	FQL_{max} [%]	pmi [%]	d_{comb} [°]	$r_{c,d}$ [%]
m_a	-7.1	-8.4	-7.4	-1.7		0.3	
m_{EGR}	-6.1	-7.2	-6.4	-1.4		0.2	
m_f						-0.2	
m_{bb}							
r_c	-2.3		-1.9			0.8	4.1
K_{def}						-0.2	-1.3
α_{tot}				-2.5	-3.6	1.0	
C_{W1}	52.3		38.8	4.3		1.0	
p_{ref}	1.2	5.8	2.4			1.2	
K_{cap}	10.2	6.9	9.3	6.5	5.0	-0.6	
T_p	-7.1	-15.4	-9.3				
Tasa de inyección	2.1		1.6	-4.6		0.6	

Tabla 3.6. Variación máxima de los parámetros de salida en el ensayo de referencia del motor HSDE-0.4.

Las conclusiones más importantes que se pueden obtener son:

- Puesto que las masas de aire y EGR producen prácticamente los mismos errores relativos, las diferencias en los errores máximos son debidas a sus diferentes rangos de variación. Ambas masas son importantes para el cálculo de la transmisión de calor pero dicha importancia no se transfiere a la ley de liberación de calor, que muestra una modesta sensibilidad, tanto en el calor liberado acumulado como en la duración de la combustión (error similar a la precisión de adquisición).
- El error en la masa de combustible puede ser despreciado. No obstante debe considerarse su influencia en los rendimientos indicado y de la combustión.
- El error en la masa de *blow-by* no es significativo para el diagnóstico de la combustión. Se ha realizado un estudio en motores desde 0.4 a 2 litros de cilindrada en el que se concluye que en la mayoría de motores la masa de *blow-by* está entre el 1% y 2% de la masa atrapada al RCA. Cuanto más grande es el motor menores suelen ser las pérdidas por *blow-by* y en algunos puntos a bajo régimen (1000 rpm) en motores pequeños puede ser superior al 4%. Asumiendo una masa de *blow-by* del 1.5% de la masa al RCA, el error cometido en m_{bb} en la mayoría de motores y puntos de funcionamientos es inferior al 50%. En estas condiciones ningún parámetro sufre una variación mayor del 0.62%. Incluso en condiciones muy desfavorables, con un 4% de perdidas no es esperable un error superior al 1.5% en ningún parámetro dimensional e inferior a 0.2° en la duración de la combustión.
- La incertidumbre en la relación de compresión afecta ligeramente a la transmisión de calor y el error en K_{def} no es importante a pesar de su gran incertidumbre.
- El *desfase* es importante para el cálculo de la pmi y algo menor para el calor liberado acumulado.
- Si la transmisión de calor es objeto de estudio es necesario tener en cuenta la gran influencia de C_{W1} . Sin embargo, el efecto de la incertidumbre en este parámetro ajustado no es crítico en cuanto a la FQL_{max} ni en la duración de la combustión, aún cuando su variación sea del 80%.

- El error en el nivel de presión afecta apreciablemente al calor transmitido durante el ciclo abierto, siendo muy limitado su error en el calor transmitido en el ciclo cerrado. Es el parámetro que más afecta a la duración de la combustión; a pesar de ello, si se considera la incertidumbre asociada a la determinación del inicio y final de la combustión puede afirmarse que ninguna incertidumbre en las *entradas* afectan de forma importante a d_{comb} .
- El correcto calibrado del captador es imprescindible para el cálculo de la transmisión de calor, la ley de liberación de calor y las prestaciones del motor.
- Es interesante acotar el error en la estimación de las temperaturas de las paredes si se pretende analizar de forma fiable la transmisión de calor en el motor. Se puede fijar como error razonable entre un 5% y un 10% de ΔT , siendo $\Delta T = T_p - T_r$, la diferencia entre la temperatura de la superficie y del refrigerante. Para cualquier otro resultado en combustión su efecto es despreciable.

3.2.5.13 Influencia de la ausencia de tasa de inyección

Se ha indicado el doble efecto de la ausencia de tasa en el balance de masa y de energía. La importancia respecto al balance másico no es demasiado grande ya que la masa de combustible en el caso de un dosado muy rico ($F_r = 0.95$) es del 6% y normalmente menor en la mayoría de condiciones de funcionamiento. En el ensayo de referencia, con un dosado relativo $F_r = 0.55$ supone algo menos del 4% de la masa de la cámara. Este error provoca una variación en el cálculo de la temperatura del gas y consecuentemente en la transmisión de calor en ciclo cerrado. En el ensayo de referencia supone un 1.6% de error total en Q , y se estima que llegue al 2.5% con un dosado de $F_r = 0.95$. En cualquier caso, su influencia no parece grave. La masa y la temperatura al AAE cambian en igual porcentaje que el porcentaje de masa de combustible.

En el balance energético su influencia es mucho mayor. En el ensayo de referencia, el efecto de la ausencia de tasa de inyección en FQL_{max} alcanza un 4.6%. Además, el error en el calor acumulado total es proporcional a la masa inyectada, por lo que son esperables errores superiores al 7% con dosado elevado. Esa fuerte influencia se debe al término de inyección, evaporación y calentamiento en (2.67), así como al cambio en las propiedades del gas (por

cambio de composición y error en la temperatura). El cambio en la transmisión de calor es despreciable en el balance energético, ya que de los resultados de la influencia de C_{W1} se ha deducido que aproximadamente la décima parte del error en calor transmitido se traslada al calor liberado. El importante error en la FQL_{max} ha llevado a proponer en el apartado 4.6.1, un procedimiento de simulación de la tasa de inyección a partir del *setting* de inyección o de la señal de comando del inyector.

3.2.6 Validación del estudio

Con el fin de verificar la validez de los resultados obtenidos en el motor de 0.4 l, se ha repetido el estudio en otro motor y en diferentes condiciones de funcionamiento. Se ha utilizado un motor HDDE-1.85 cuyas características geométricas se dan en la tabla 3.1. Este motor es de mucha mayor cilindrada que el HSDE-0.4, cuyos resultados se han analizado en el apartado anterior. De este modo los resultados pueden extrapolarse a la práctica totalidad de los motores de automoción. En este caso se han tomado cinco puntos de funcionamientos que cubren en la medida de lo posible la superficie *régimen-carga* de condiciones operativas del motor.

En la tabla 3.7 se muestran las variables características de los ensayos de referencia. El nombre de los ensayos sigue la estructura *régimen-grado de carga (%)*. El régimen de todos los ensayos es inferior al del ensayo de referencia del motor HSDE-0.4, sin embargo, si se considera c_m el barrido es bastante amplio.

Se ha seguido en cada ensayo de referencia el mismo procedimiento para obtener las leyes de liberación de calor que en motor HSDE-0.4, tal como se describió en el apartado 3.2.2. En este caso las tasas de inyección experimentales estaban disponibles pero se han tomado tasas cuadradas como en el estudio anterior. En el apéndice 3.A se muestran las gráficas de presión experimental y simulada, la $dFQL$ experimental y ajustada, así como las tasas de inyección medida y cuadrada.

Las *entradas* a considerar son las descritas en 3.2.3 y sus rangos de variación los mostrados en la tabla 3.3. En la tabla 3.11 del apéndice 3.B se muestran los rangos de variación de las temperaturas de las paredes que han sido obtenidos de forma análoga a los del motor HSDE-0.4, mostrados en la tabla 3.4. Las *salidas* del modelo consideradas coinciden con las del estudio con el motor HSDE-0.4.

Variables	Ensayo de referencia					Unidades
	1200-50	1500-25	1500-50	1500-75	1800-50	
N	1200	1500	1500	1500	1800	[rpm]
c_m	6.2	7.8	7.8	7.8	9.4	[m/s]
p_{adm}	2.201	1.8	2.201	2.601	2.202	[bar]
T_{adm}	36	36	36	36	37	[°C]
p_{esc}	2.254	1.845	2.249	2.647	2.239	[bar]
T_{esc}	379	398	409	415	442	[°C]
\dot{m}_a	42.09	43.46	52.87	62.44	62.2	[g/s]
\dot{m}_{EGR}	0	0	0	0	0	[g/s]
\dot{m}_f	1.15	1.16	1.45	1.72	1.72	[g/s]
F_r	0.40	0.39	0.40	0.40	0.40	[-]
$\dot{m}_{bb}^{(1)}$	0.094	0.094	0.094	0.094	0.094	[g/s]
T_r	81	81	82	81	76	[°C]
p_{mi}	12.7	9.9	12.8	15.5	12.3	[bar]

(1) El motor HDDE-1.85 tiene pocas pérdidas por *blow-by* en todos los puntos de funcionamiento. El gasto de *blow-by* no estaba disponible y se consideró un valor constante en todos los ensayos.

Tabla 3.7. Condiciones de funcionamiento de los ensayos de referencia en el motor HDDE-1.85.

Los resultados numéricos del estudio de sensibilidad en el motor HDDE-1.85 se muestran en el apéndice 3.C. Como en el motor HSDE-0.4, se han tabulado tanto los errores relativos de las *salidas* como sus valores máximos. Aunque hay ligeras diferencias, en general destaca la coherencia de resultados entre los distintos ensayos a diferente régimen y carga en el motor HDDE-1.85. Únicamente rompen la tendencia del resto de ensayos tres resultados (efecto de m_{bb} sobre d_{comb} en los ensayos 1500-50 y 1800-50 y efecto de p_{ref} sobre FQL_{max} en el ensayo 1500-75) que son poco significativos debido a la baja influencia que presentan los parámetros de salida. Esto lleva a concluir que a efectos de establecer la importancia relativa de las incertidumbres y establecer valores de los errores de las salidas, cualquiera de los puntos de funcionamiento ensayados es representativo del comportamiento del modelo de diagnóstico.

En general, los resultados obtenidos en el motor HDDE-1.85 (ver apéndice 3.C) y en el HSDE-0.4 (ver tablas 3.5 y 3.6) son similares. Las conclusiones más importantes que se pueden extraer son:

- La sensibilidad de la transmisión de calor presenta las mismas tendencias en el motor HDDE-1.85 y HSDE-0.4, sin embargo hay algunos comentarios por hacer:
 - De forma general, tanto en términos relativos como absolutos, la transmisión de calor es más sensible a las incertidumbres en el motor HDDE-1.85, sobre todo durante el ciclo abierto. Esto lleva a pensar que las características de transmisión de calor del motor así como el cambio en las condiciones en el cilindro durante la admisión y escape afectan de forma importante a los valores absolutos de sensibilidad, aunque las tendencias sean esencialmente iguales.
 - T_p es el parámetro de entrada que presenta mayor diferencia en su influencia entre los dos motores ya que la sensibilidad se duplica en el motor HDDE-1.85. Además, en el motor HDDE-1.85 la sensibilidad de la transmisión de calor ante variaciones de T_p se incrementa a medida que aumenta el régimen o la carga. Ambos comportamientos pueden ser justificados en función de la variación relativa de $(T - T_p)$. Sin embargo, estos resultados no son generalizables debido a dos razones: en primer lugar las correlaciones experimentales (particularizadas para cada motor) para el cálculo de T_p son empíricas y por tanto su tendencia con el régimen y la carga o al cambiar de motor, puede no ser rigurosamente correcta. De hecho, no hay garantía de la coherencia física entre T_p y otros parámetros que afectan a la transmisión de calor como el coeficiente de película, la temperatura media del gas en la cámara o el tamaño del motor. Por otro lado, la variación relativa de $(T - T_p)$ al cambiar las condiciones de funcionamiento dependen del motor, por lo que no es posible afirmar que la tendencias en el motor HDDE-1.85 se dará en todos los motores.
 - Los errores máximos esperables en la transmisión de calor debido a la variación de C_{W1} son menores en el HDDE-1.85 aunque la variación relativa sea mayor. La razón es que la variación de C_{W1} (3.29 ± 2) supone respecto al valor de referencia una variación total del 61% frente al 88% en el motor HSDE-0.4.

Estos comentarios permiten concluir que la sensibilidad de la transmisión de calor ante variaciones de los parámetros de entrada presenta unas tendencias comunes a todos los motores y puntos de funcionamiento. Sin embargo, los valores absolutos de las variaciones de salida pueden cambiar ligeramente de un motor a otro si se consideran las variables de entrada que afectan de forma indirecta a la transmisión de calor (m_a , r_c ...). En el caso de considerar las variables que afectan de forma directa a la transmisión de calor, C_{W1} y T_p , los resultados son más dependientes del motor.

- La sensibilidad de la FQL_{max} es muy parecida en los dos motores tanto en términos relativos como absolutos, de modo que puede asumirse que los resultados son generalizables a diferentes motores y condiciones de funcionamiento. Esta conclusión es importante ya que el calor total liberado es uno de los resultados fundamentales del modelo de diagnóstico.
- La sensibilidad de la pmi con K_{cap} es idéntica en los dos motores, sin embargo la variación con α_{tot} es ligeramente diferente. Este resultado es debido a que el efecto de α_{tot} en la pmi depende de la propia evolución instantánea de la presión. En cualquier caso, aunque los valores mostrados en las tablas 3.5 y 3.6 no son estrictamente extrapolables a cualquier condición de funcionamiento y motor, son bastante significativos. En cuanto a la influencia de K_{def} sobre la pmi es despreciable frente a K_{cap} y α_{tot} en todos los casos. De hecho, en los ensayos con el motor HDDE-1.85 no es apreciable su efecto con la precisión decimal utilizada, a pesar de que el valor de referencia de $K_{def} = 0.94$ es algo inferior que en el motor HSDE-0.4.
- Existe una mayor sensibilidad de d_{comb} en los ensayos del motor HDDE-1.85 que en el HSDE-0.4, debido a la mayor variación del ángulo de fin de combustión (90% de la FQL_{max}). Esto indica que la ley de liberación de calor condiciona en cierta medida la influencia de las incertidumbres en d_{comb} . Esto se confirma por el hecho que d_{comb} es el parámetro que presenta una mayor variabilidad entre ensayos en el motor HDDE-1.85. En consecuencia, los valores mostrados en las tablas 3.5 y 3.6 deben ser poco conservadores. En todo caso se confirma la importancia de r_c , α_{tot} y p_{ref} para el cálculo de d_{comb} , seguidos de C_{W1} y K_{cap} . Según los nuevos ensayos los errores máximos producidos por los tres primeros pueden superar los 3°.

- Los resultados relativos a la $r_{c,d}$ son sensiblemente parecidos en los dos motores y todos los puntos de funcionamiento ensayados.

A partir de los anteriores comentarios puede afirmarse que las conclusiones obtenidas en 3.2.5 respecto a la importancia relativa de los parámetros son válidas para cualquier motor y punto de funcionamiento y únicamente cabe considerar con cierta precaución los errores máximos esperables y los resultados relativos a la transmisión de calor y d_{comb} , que pueden variar de un motor a otro.

Finalmente se ha estudiado como se comportan los resultados cuando se tiene más de una incertidumbre a la vez. Puesto que son muchas las posibles combinaciones, se han seleccionado las *entradas* más importantes a la vista de los resultados ya obtenidos: m_a , r_c , α_{tot} , C_{W1} y p_{ref} . Para simplificar, no se han considerado ni m_{EGR} , por tener un efecto análogo a m_a , ni K_{cap} , porque de todas las incertidumbres, K_{cap} es la más fácil de corregir mediante la adecuada calibración del captador. El resto de *entradas* tienen un efecto menor.

Se ha estudiado el efecto de dos incertidumbres simultáneas con todas las combinaciones posibles de dos *entradas* de las seleccionadas. Se han modificado de dos en dos los valores especificados en la tabla 3.3 y se ha comparado el error en la salida con la suma de los errores cuando las *entradas* se modifican de una en una. Los resultados obtenidos son sensiblemente parecidos en todos los casos de modo que puede concluirse que, si se tienen varias incertidumbres simultáneas, el error total puede calcularse como la suma de los errores producidos por cada incertidumbre independientemente de las otras. Este resultado viene a confirmar la hipótesis asumida de comportamiento lineal del sistema.

3.2.7 Conclusiones

Partiendo de una presión simulada mediante un modelo predictivo, para evitar incertidumbres en la adquisición, se ha realizado un estudio de sensibilidad en combustión del *modelo de diagnóstico de referencia*, con el fin de estudiar cuales son las incertidumbres de entrada más importantes.

Las *entradas* fueron elegidas considerando tanto variables medidas como parámetros estimados. Se eligieron variaciones de las *entradas* acordes a la precisión de los equipos de medida (en el caso de las variables medidas) o a la incertidumbre de los parámetros estimados.

En un ensayo a medio régimen y carga en un motor de 0.4l, se modificaron de una en una las *entradas* dentro del rango de variación estimado y se estudio su efecto sobre la transmisión de calor, la liberación de calor, la duración de la combustión y los parámetros indicados, así como el efecto en el cálculo del volumen instantáneo de la relación de compresión y el coeficiente de deformaciones. Los resultados se han estudiado en términos relativos y absolutos. Las conclusiones más importantes de este estudio se indican a continuación.

- La transmisión de calor es bastante sensible al error en la masa atrapada, independientemente de que este error sea debido a la medida de la masa de aire o de EGR. Esta fuerte influencia se observa tanto en términos relativos como en los errores máximos, aunque afecta de forma más moderada a la liberación de calor. En el apartado 4.3.1 se propone una mejora del *modelo de diagnóstico de referencia* para estimar la masa atrapada al RCA y en 4.3.2 un método de validación.
- El modelo es poco sensible al error en la composición de la carga puesto que la variación producida por el error en la masa de aire y de EGR es igual. No obstante, debe tenerse muy en cuenta que el error en $EGR_{\%}$ aumenta considerablemente el error en la masa total al incrementar $EGR_{\%}$, tal como se vio en la figura 3.3.
- El error en la masa del combustible es despreciable, pero ha de tenerse en cuenta al calcular parámetros en cuya expresión de cálculo intervenga, como puede ser el rendimiento indicado.
- El diagnóstico de la combustión es tan poco sensible al error en la masa de *blow-by* que, empleando un valor por defecto de 1.5% de la masa

atrapada al RCA, en las condiciones más desfavorables el error máximo es inferior a 1.5% en los parámetros dimensionales y 0.2° en la duración de la combustión.

- El error en la relación de compresión afecta ligeramente a la transmisión de calor y a la forma de la ley de liberación de calor (d_{comb}) pero no a FQL_{max} . En el punto 4.5 se propone un procedimiento para su ajuste experimental.
- La incertidumbre en el valor de K_{def} al calcular el volumen instantáneo es despreciable frente a la incertidumbre en la relación de compresión.
- El *desfase* es muy importante para el estudio de las prestaciones del motor y FQL_{max} , por lo que en el punto 4.5 se propone un procedimiento para su ajuste experimental.
- La fuerte sensibilidad de la transmisión de calor a C_{W1} se incrementa por la gran incertidumbre de este parámetro. Esto produce importantes errores en el flujo de calor, que puede afectar a FQL_{max} de forma no despreciable. En el apartado 4.4 se proponen mejoras en el modelo de transmisión de calor y en 4.5 un procedimiento para el ajuste experimental de las constantes de la ecuación de transmisión de calor.
- La incertidumbre de T_p tiene una influencia muy limitada en el diagnóstico de la combustión, afectando tan sólo de forma considerable a la transmisión de calor a las paredes. Su efecto es mayor durante el ciclo abierto, donde la temperatura del gas es más baja y la variación de T_p es más influyente. Su influencia se ve acentuada por su gran incertidumbre, de modo que es el segundo parámetro más influyente en los errores máximos de la transmisión de calor total, tan sólo por detrás de C_{W1} , y el primero en el ciclo abierto. También se ha puesto de manifiesto que la sensibilidad de la transmisión de calor a T_p puede variar de forma importante al cambiar el motor o las condiciones de funcionamiento. Esto lleva a la necesidad de disponer de un modelo para el cálculo de las temperaturas de paredes, que, sin ser extremadamente preciso, ha de ser capaz de predecir cambios físicos asociados a las condiciones de funcionamiento o la geometría del motor. En el apartado 4.4 se propone un modelo nodal que cumple estos requisitos.
- Las incertidumbres en el nivel de referencia de la presión, r_c y *desfase* afectan a la duración de la combustión de forma importante. El máximo

error estimado supera los 3°. En todos los casos la variación más importante se produce en el final de la combustión y no en el SOC. Se propone en el apartado 4.5 un método de ajuste de estos tres parámetros (p_{ref} , r_c y $desfase$) y en el punto 4.3.2 un método de validación del ajuste de p_{ref} junto con la masa atrapada.

- El correcto calibrado del captador de presión es clave ya que todo el diagnóstico se hace a partir de la presión instantánea. En particular es decisivo para el estudio de las prestaciones del motor y FQL_{max} .
- Puesto que incluir la masa de combustible en el balance másico y energético es importante para el cálculo de FQL_{max} es muy recomendable medir o estimar la tasa de inyección. En el apartado 4.6.1 se propone un método para su estimación si no está disponible la medida experimental.
- Se ha comprobado la validez cualitativa y cuantitativa (a excepción de las variaciones de d_{comb} que son pequeñas) de los resultados del motor HSDE-0.4 a medio régimen y carga, en el caso de ensayos en otro motor muy diferente y en diferentes condiciones de funcionamiento.
- Por último, se ha comprobado que cuando se producen dos incertidumbres simultáneamente en las *entradas*, el error en los resultados del modelo es la suma de los errores producidos por cada incertidumbre por separado.

3.3 Estudio de sensibilidad en arrastre

Las mejoras en la tecnología para la adquisición de la presión instantánea en la cámara permiten el cálculo preciso del exponente politrópico durante el ciclo de compresión-expansión [7, 8], que constituye una herramienta útil para minimizar errores. En condiciones de arrastre es posible obtener el calor transmitido instantáneamente a las paredes de forma experimental. Para ello se aplicará el primer principio, en cuya expresión (ver (3.24)) además de la presión instantánea medida y el volumen, únicamente intervienen los exponentes politrópico y adiabático y la entalpía de las pérdidas de masa por *blow-by*. En esta tesis se denominará al calor así obtenido “*calor por el exponente politrópico*”.

Como se justifica en el apartado 3.3.3.1, el *calor por el exponente politrópico* está afectado por varios parámetros y su cálculo preciso pasa por disminuir las incertidumbres existentes. Si se conoce el calor transmitido instantáneamente a las paredes, obtenido por un método diferente a la aplicación del primer principio, es posible emplearlo como referencia y ajustar parámetros inciertos tomando como criterio que el *calor por el exponente politrópico* y el calor de referencia sean iguales. Armas utilizó esta idea para el ajuste del desfase termodinámico. En este trabajo ha servido de base para plantear el procedimiento de ajuste de incertidumbres que se propone en el apartado 4.5. Con este objetivo se va a identificar, de forma cuantitativa y cualitativa, la influencia de las incertidumbres sobre la curva de calor transmitido instantáneamente a las paredes. El estudio del efecto de las *entradas* sobre la forma de la curva de transmisión de calor permitirá definir criterios para el ajuste de dichas incertidumbres. Además, la cuantificación de los errores máximos permitirá priorizar el ajuste de las que son más importantes.

Por otro lado, el análisis puede hacerse, equivalentemente en términos de calor liberado tal como hacen Tinaut y Lapuerta y otros [1, 2]. Esto permite analizar el mecanismo por el cual las incertidumbres en las entradas influyen sobre la ley de liberación de calor, y cuyo efecto ha sido presentado en el estudio en combustión.

En el apartado 3.2 se ha analizado el efecto de las incertidumbres en los resultados del modelo con ensayos en combustión. Ahora se va a estudiar el efecto de las incertidumbres de entrada sobre el *calor por el exponente politrópico* y el error en el calor liberado en un ensayo en arrastre. Se consideran incertidumbres que afectan a la presión (p_{ref} y K_{cap}), volumen (r_c y K_{def}),

calado angular entre ellos (*desfase*), masa de aire (m_a) y coeficiente de transmisión de calor (C_{W1}) como hace Lapuerta y otros [1], así como la composición (m_{EGR}), temperatura de las paredes (T_p) y fugas por *blow-by* (m_{bb}).

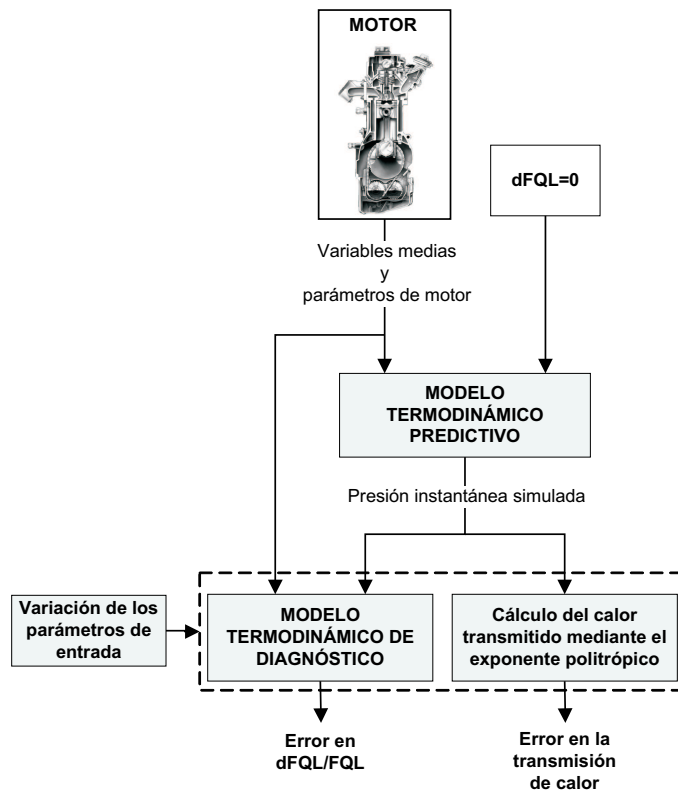


Figura 3.4. Metodología del estudio de sensibilidad en arrastre.

3.3.1 Metodología del estudio

En la figura 3.4 se muestra un esquema de la metodología seguida para la elaboración del estudio en arrastre. Se ha empleado un ensayo experimental de referencia en el mismo motor HSDE-0.4 del estudio en combustión, cuyas características principales se mostraron en la tabla 3.1.

Está justificado el empleo de un solo ensayo y motor, ya que:

- Por un lado, la coherencia de resultados obtenidos en el estudio de combustión con diferentes motores y puntos de funcionamiento permite asumir un comportamiento similar en arrastre.
- Por otro lado, los resultados obtenidos, tanto cualitativos como cuantitativos, coinciden básicamente con los obtenidos por Armas en dos trabajos diferentes [7, 9] con otros motores y puntos de funcionamiento. Esto permite confiar en la validez general de los resultados en un motor.

Por estas razones, no se ha creído necesario repetir el estudio en arrastre con más de una geometría de motor y puntos de funcionamiento, empleando únicamente el ensayo de referencia a medio régimen, cuyas variables características se muestran en la tabla 3.8.

Las variables medias del ensayo, los parámetros de motor y la condición de $dFQL = 0$ (no hay liberación de calor) son las entradas del modelo termodinámico predictivo descrito en 3.2.1 que se emplea ahora para simular la presión debida a la compresión. De este modo se dispone de una señal de presión ideal, sin las incertidumbres de las etapas de adquisición y tratamiento de la señal de presión.

Variabes	Valor	Unidades
N	2000	[rpm]
p_{adm}	1.009	[bar]
T_{adm}	47	[°C]
p_{esc}	1.148	[bar]
T_{esc}	80	[°C]
\dot{m}_a	6.35	[g/s]
\dot{m}_{EGR}	0	[g/s]
$\dot{m}_{bb}^{(1)}$	0	[g/s]
T_r	90	[°C]

(1) Valor impuesto (ver explicación en 3.3.2)

Tabla 3.8. Condiciones de funcionamiento del ensayo de referencia en arrastre.

A partir de la presión simulada se obtiene el *calor por el exponente politrópico* en las condiciones de referencia, como se describe en el apartado 3.3.3.1. La ley de liberación de calor de referencia es idénticamente nula por tratarse de un arrastre.

A continuación se modifica cada *entrada* manteniendo el resto y la presión fijos y se analiza el error provocado en el calor transmitido y liberado.

3.3.2 Definición de los parámetros de entrada

En la tabla 3.9 se muestran todos los parámetros de entrada considerados en el estudio en arrastre, así como sus rangos de variación. Son los mismos que en el estudio en combustión, salvo la masa de combustible y la tasa de inyección que en arrastre no existen.

	Incertidumbre	Variación
Variables medias	m_a	$\pm 6\%$
	m_{EGR}	$+5\% m_a$ ($EGR_{\%} = 5\%$)
	m_{bb}	$+0.5\% m_a$
Parámetros ajustados	r_c	± 0.75
	K_{def}	± 1 ($\pm 70\%$)
	α_{tot}	$\pm 0.5^\circ$
	C_{W1}	± 2 ($\pm 88\%$)
	p_{ref}	$\pm 200 \text{ mbar}$
Otras incertidumbres	K_{cap}	$\pm 5\%$
	T_p	ver tabla 3.10

Tabla 3.9. Rangos de variación de los parámetros de entrada.

Hay algunas particularidades respecto al estudio en combustión:

- Se ha supuesto una variación del 5% en la tasa de EGR con una composición equivalente a $F_r = 0.75$. Sin embargo, a diferencia del estudio en combustión, se ha mantenido la masa admitida constante, de modo que el efecto en el calor transmitido y liberado es sólo debido al cambio en la composición. De este modo resulta más fácil identificar su efecto en la evolución instantánea de las variables de salida del estudio.

- Debido al poco efecto del error en la masa de *blow-by* observado en combustión, en arrastre se ha procedido de modo diferente. En primer lugar no se ha considerado la pérdida por *blow-by* al realizar la simulación de la presión como se indica en la tabla 3.8. En el punto 3.3.4 se comentan las implicaciones de esta simplificación que resulta despreciable para el estudio desarrollado. El incremento de la masa de *blow-by* se ha elegido suponiendo un error del 10% (igual que en combustión) en la medida del gasto de *blow-by* en condiciones de muchas pérdidas: un 5% de la masa admitida. De este modo, se ha tomado un gasto de *blow-by* 0.5% del gasto de aire admitido y se ha estudiado su efecto en las curvas instantáneas de calores transmitido y liberado en el punto 3.3.4.3.
- La constante de transmisión de calor, C_{W1} , y T_p afectan al cálculo del calor transmitido a las paredes calculado mediante el modelo de Woschni y por tanto a la liberación de calor, pero no al calor transmitido calculado a partir del exponente politrópico, como se justifica en el apartado siguiente.

En la tabla 3.10 se muestran los rangos de variación de las temperaturas de las paredes que han sido obtenidos de forma análoga a los del motor HSDE-0.4 y HDDE-1.85 en el estudio de sensibilidad en combustión.

	T_p [°C]	ΔT [°C]	Rango de variación	
			[°C]	[% ⁽¹⁾]
T_{cil}	98	8	±4	±1.1
T_{cul}	99	9	±5	±1.3
T_{pis}	126	36	±18	±4.5

⁽¹⁾ Porcentaje con T_p en [K]

Tabla 3.10. Temperaturas de paredes y variación para el estudio en arrastre del motor HSDE-0.4.

3.3.3 Definición de los parámetros de salida

A continuación se detalla el cálculo del calor transmitido a las paredes mediante el exponente politrópico y se hacen algunas apreciaciones respecto al calor liberado (su cálculo fue detallado en el apartado 2.5.4).

3.3.3.1 Calor transmitido a las paredes

El calor transmitido instantáneamente a las paredes calculado a partir del exponente politrópico (Q_n), se obtiene por aplicación del primer principio de la termodinámica para un sistema abierto (para mayor generalidad), considerando que la liberación de calor es idénticamente nula, por tratarse de un motor en arrastre.

La expresión del primer principio para sistemas abiertos (2.54), en el caso de arrastre queda

$$dU = -dQ - p dV - h_c dm_{bb}$$

de donde

$$\begin{aligned} dQ &= -dU - p dV - h_c dm_{bb} \\ &= -(m_c du_c + u_c dm_c) - p dV - h_c dm_{bb} \end{aligned}$$

Puesto que no hay combustión la composición en la cámara permanece constante y la variación de la masa es sólo debida a las fugas por *blow-by*

$$dm_c = -dm_{bb} \quad (3.19)$$

y se obtiene

$$dQ = -m_c du_c - p dV - (h_c - u_c) \cdot dm_{bb}$$

Expresando la energía interna y la entalpía en función de los calores a volumen y presión constante, respectivamente

$$\begin{aligned} dQ &= -m_c c_{v,c} dT - p dV - (c_{p,c} T - c_{v,c} T) \cdot dm_{bb} \\ &= -m_c c_{v,c} dT - p dV - R_c T dm_{bb} \end{aligned} \quad (3.20)$$

Derivando la ley de gases perfectos

$$\begin{aligned} d(pV) &= d(m_c R_c T) \\ V dp + p dV &= T d(m_c R_c) + m_c R_c dT \end{aligned} \quad (3.21)$$

y dividiendo por $p V$ y $m_c R_c T$ respectivamente cada miembro y despejando se obtiene:

$$\frac{dp}{p} = \frac{d(m_c R_c)}{m_c R_c} + \frac{dT}{T} - \frac{dV}{V} \quad (3.22)$$

A partir de la expresión del exponente politrópico (2.3) y sustituyendo (3.22)

$$n = -\frac{dp/p}{dV/V} = -\left[\frac{d(m_c R_c)}{m_c R_c} + \frac{dT}{T} - \frac{dV}{V}\right] \cdot \frac{V}{dV}$$

operando:

$$\begin{aligned} n &= 1 - \left[\frac{d(m_c R_c)}{m_c R_c} + \frac{dT}{T}\right] \cdot \frac{V}{dV} \\ &= 1 - \left[\frac{V d(m_c R_c)}{m_c R_c} + \frac{V dT}{T}\right] \cdot \frac{1}{dV} \\ &= 1 - [T d(m_c R_c) + m_c R_c dT] \cdot \frac{1}{p dV} \end{aligned}$$

y finalmente despejando:

$$dT = -\frac{(n-1) p dV + T d(m_c R_c)}{m_c R_c} \quad (3.23)$$

Sustituyendo (3.23) en (3.20)

$$\begin{aligned} dQ &= \frac{c_{v,c}}{R_c} \cdot [(n-1) p dV + T d(m_c R_c)] - p dV - R_c T dm_{bb} \\ &= \frac{1}{\gamma-1} \cdot [(n-1) p dV + T d(m_c R_c)] - p dV - R_c T dm_{bb} \\ &= \left[\frac{n-1}{\gamma-1} - 1\right] \cdot p dV + \frac{T d(m_c R_c)}{\gamma-1} - R_c T dm_{bb} \\ &= \frac{n-\gamma}{\gamma-1} \cdot p dV + \frac{T d(m_c R_c)}{\gamma-1} - R_c T dm_{bb} \end{aligned}$$

teniendo en cuenta (3.19) y que no hay cambio en la composición de la carga, por lo que R_c es constante:

$$\begin{aligned} dQ &= \frac{n-\gamma}{\gamma-1} \cdot p \, dV - \frac{R_c T \, dm_{bb}}{\gamma-1} - R_c T \, dm_{bb} \\ &= \frac{n-\gamma}{\gamma-1} \cdot p \, dV - \left[\frac{1}{\gamma-1} + 1 \right] \cdot R_c T \, dm_{bb} \\ &= \frac{n-\gamma}{\gamma-1} \cdot p \, dV - \frac{c_p}{R_c} \cdot R_c T \, dm_{bb} \end{aligned}$$

de donde se obtiene la expresión del *calor por el exponente politrópico*:

$$dQ_n = dQ = \frac{n-\gamma}{\gamma-1} \cdot p \, dV - c_p T \, dm_{bb} \quad (3.24)$$

En la expresión anterior pueden identificarse fácilmente como afectan las incertidumbres en las *entradas* al calor transmitido:

- Las incertidumbres que afectan a la presión y volumen (r_c , K_{def} , K_{cap} , p_{ref} y α_{tot}) tienen efecto a través del exponente politrópico y de la temperatura. Hay que indicar que la temperatura aparece explícita en el término de *blow-by* pero está implícita en el cálculo del exponente adiabático.
- La masa atrapada afecta al cálculo de la temperatura, y la composición a los calores a presión y volumen constante. Temperatura y calores específicos influyen en el exponente adiabático.
- La incertidumbre asociada a las pérdidas por *blow-by* afectan a la entalpía de las fugas correspondientes al segundo sumando del segundo miembro.
- Es necesario resaltar que la variación de C_{W1} y T_p no tienen ningún efecto en el calor transmitido calculado a partir del exponente politrópico, pero sí en la liberación de calor como se detalla en el punto posterior.

En las gráficas de resultados del estudio se han normalizado los calores transmitidos a las paredes dividiendo por el valor máximo de la curva de referencia.

3.3.3.2 Calor liberado

La expresión del primer principio (2.67) que fue obtenida para el caso de motor en combustión es válida para arrastre sin más que eliminar el término correspondiente a la masa de combustible. Queda:

$$dFQL = m_c c_{v,c} dT + dQ_W + p dV + R_c T dm_{bb} \quad (3.25)$$

donde la transmisión de calor a las paredes, dQ_W , se calcula con la expresión (2.46).

En un caso ideal, como el ensayo de referencia simulado, la liberación de calor es idénticamente nula, puesto que los modelos de diagnóstico y predictivo comparten todos los submodelos y la condición de liberación de calor nula se impone para simular la presión. Así:

$$0 = [m_c c_{v,c} dT + dQ_W + p dV + R_c T dm_{bb}]_{ref} \quad (3.26)$$

donde el subíndice “*ref*” indica que se ha evaluado en condiciones de referencia en que todos los parámetros de entrada adoptan los valores correctos.

Al modificar las incertidumbres de entrada se producen errores en los cálculos de volumen, temperatura, propiedades termodinámicas, etc., análogamente a lo detallado en el calor calculado mediante el exponente politrópico. Dichos errores se transmiten al cálculo de la liberación de calor que deja de ser nula:

$$\varepsilon_{dFQL} = [m_c c_{v,c} dT + dQ_W + p dV + R_c T dm_{bb}]_{\varepsilon_e} \quad (3.27)$$

donde el subíndice “ ε_e ” indica que se ha evaluado con algún error en los parámetros de entrada.

El coeficiente de transmisión de calor C_{W1} y T_p afectan a la liberación de calor a través de su efecto en el calor transmitido a las paredes dQ_W . Por ello, puede parecer incoherente que ninguno de estos dos parámetros intervenga en el cálculo del calor transmitido mediante el exponente politrópico. Se va a analizar brevemente este hecho.

Al simular la presión de referencia mediante el modelo de simulación se impone la expresión (3.26), en la que el calor transmitido se calcula con el modelo de Woschni. Si se calcula el calor por el exponente politrópico mediante (3.24) a partir de la presión simulada se obtiene que

$$dQ_n = dQ_W \quad (3.28)$$

puesto que las ecuaciones (3.24) y (3.26) son expresiones del primer principio equivalentes.

Teniendo en cuenta 3.20 y 3.24, la expresión 3.27 queda:

$$\varepsilon_{\text{dFQL}} = [dQ_W - dQ_n]_{\varepsilon_e} \quad (3.29)$$

de modo que el error en la dFQL al modificar cualquier parámetro de entrada puede ser interpretado como la diferencia entre el calor que se transmite calculado con el modelo de Woschni y calculado mediante el exponente politrópico, que por definición es el calor necesario para que se cumpla el primer principio con una liberación de calor nula.

Al modificar C_{W1} o T_p , el error producido en el primer principio se obtiene con (3.29) donde dQ_n no cambia y $\varepsilon_{\text{dFQL}}$ muestra el error en la transmisión de calor.

Salvo la excepción justificada de C_{W1} y T_p , la influencia de las *entradas* puede ser analizada equivalentemente en términos de error en dQ_n o dFQL:

- Al analizar el error en dQ_n se obtiene la influencia de un determinado parámetro en los términos de la expresión (3.24).
- Al analizar el error en dFQL se impone la transmisión de calor dQ_W (que en general no permanece constante) y se compara con la necesaria para producir una liberación de calor nula. El error viene dado por la expresión (3.29).

Esto justifica que las tendencias sean análogas pero siempre con signos contrarios como se muestra en el apartado siguiente.

Las curvas de Q_n se han normalizado dividiendo por el valor máximo en el ensayo de referencia, mientras que las variaciones de dFQL y FQL se han normalizado dividiendo por el máximo error obtenido con el parámetro más influyente. Este criterio difiere del empleado por Armas que usa una masa de combustible de referencia. Ambos criterios son arbitrarios, pero el empleado aquí se ha creído más cómodo para identificar el peso relativo de los diferentes parámetros de entrada.

3.3.4 Resultados

Se ha indicado que no se consideran las fugas por *blow-by* al simular la presión de referencia. Esto presenta dos efectos:

- En primer lugar, de forma estricta esta simplificación afecta ligeramente a la presión de referencia simulada. Se ha verificado con el modelo de simulación que un 2% de pérdidas por *blow-by* producen una disminución de la presión máxima (50 bar) en el ensayo de referencia de 0.5 bar. Este efecto es despreciable para el estudio de la sensibilidad de todos los parámetros.
- Exceptuando C_{W1} y T_p , el resto de parámetros de entrada afectan al término de fugas por *blow-by* en la ecuación (3.24). Así, m_a , r_c , K_{def} , α_{tot} , p_{ref} , K_{cap} afectan a la temperatura, y el cambio en la composición con la m_{EGR} afecta al calor a presión constante. Se ha comprobado que la variación de este término, al variar alguno de los parámetros indicados, es despreciable frente a la variación sufrida por el primer término del segundo miembro de (3.24) (salvo al modificar directamente la masa de fugas). Esto es coherente con los resultados presentados por Armas en [9] para m_a y m_{EGR} .

De este modo, la asunción de *blow-by* nulo en el ensayo de referencia no afecta apreciablemente a los resultados del estudio y permite centrar la discusión en los efectos importantes. Por otra parte, en el apartado 3.3.4.3 se estudia específicamente la influencia de la incertidumbre en la masa de *blow-by*. A continuación se muestran y justifican los resultados obtenidos.

3.3.4.1 Influencia de la masa de aire

El efecto de la masa de aire sobre el *calor por exponente politrópico* se muestra en la figura 3.5, donde puede observarse que afecta a lo largo de todo el proceso de compresión y expansión, con una tendencia opuesta en cada una de estas carreras. Dicha influencia se justifica a partir del efecto del cambio de la masa de la carga en la temperatura al aplicar la ley de los gases perfectos, de modo que un incremento de la masa produce un decremento equivalente en la temperatura.

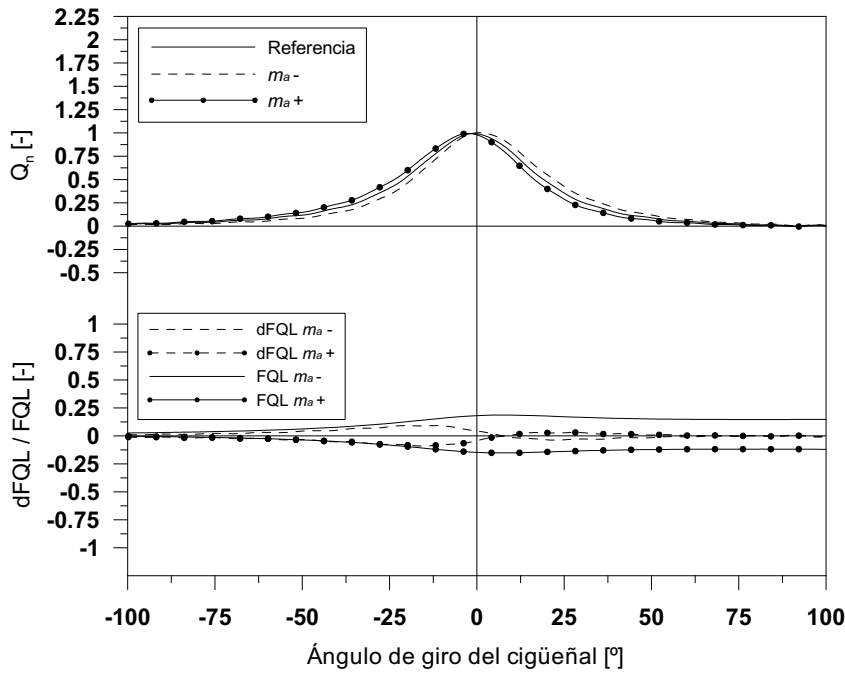


Figura 3.5. Variación del calor transmitido a las paredes y error en la liberación de calor al variar $m_a \pm 6\%$.

Dicha variación de la temperatura tiene un efecto apreciable en el primer término del segundo miembro de la ecuación (3.24), influye en los calores específicos a volumen y presión constante y por tanto en el exponente adiabático como se ve en la figura 3.6 (en la página siguiente).

Excepto en la zona del PMS, donde se produce una discontinuidad en el exponente politrópico, la variación del exponente adiabático produce una variación relativa en $(n - \gamma)$ mayor que en $(\gamma - 1)$ al ser el primero de estos términos más pequeño, como se observa en las gráficas de la figura 3.6. Esto hace que el término dominante sea el numerador $(n - \gamma)$. Además el producto $(n - \gamma) dV$ se mantiene positivo tanto en la compresión como en la expansión, de modo que la variación del calor coincide con la variación del módulo $|n - \gamma|$. En la figura 3.6 se observa que para una variación de la masa de aire, si durante la compresión $|n - \gamma|$ sufre un incremento, durante la expansión sufre un decremento y viceversa. Esto produce el comportamiento observado en el calor por el exponente politrópico.

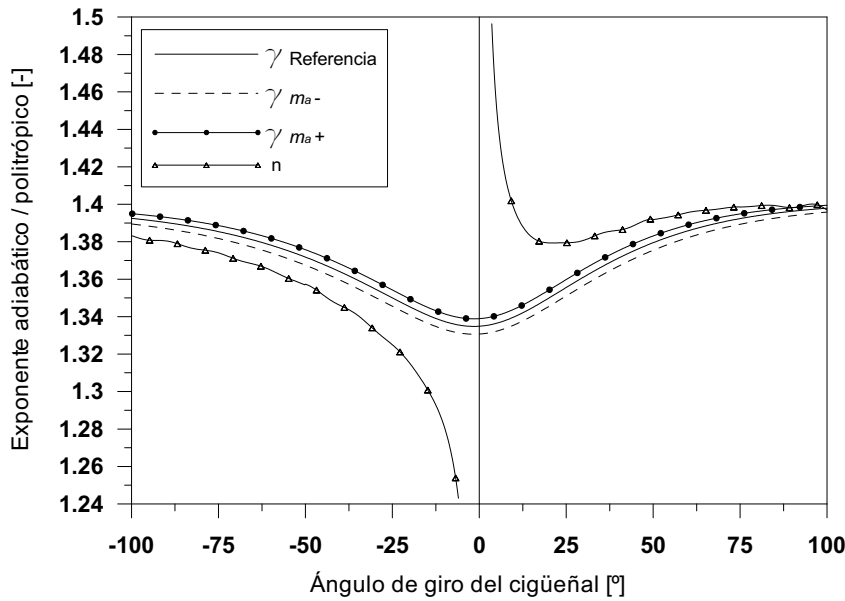


Figura 3.6. Exponente politrópico y variación del exponente adiabático al variar $m_a \pm 6\%$.

En la liberación de calor hay un efecto adicional además del cambio en el exponente adiabático descrito para el calor por el exponente politrópico: la transmisión de calor calculada mediante el modelo de Woschni en 3.27 sufre una variación durante todo el ciclo cerrado de signo contrario a la variación de la masa, por el efecto del cambio de temperatura del gas. Esto hace que su error no presente la antisimetría casi perfecta del calor transmitido por el exponente politrópico, de modo que el error en la compresión no se compensa durante la expansión y hay un error acumulado en la FQL_{max} como fue descrito en el estudio en combustión.

El error máximo del calor por el exponente politrópico se produce en la zona de $\pm 20^\circ$ y es aproximadamente un 8% del valor máximo de la curva de referencia. Los errores máximos en la $dFQL$ y FQL son respectivamente un 9% y un 19% de las variaciones máximas producidas por el parámetro más influyente. Puede concluirse por tanto que el efecto de la masa de aire es bastante moderado respecto al resto de parámetros de entrada, exceptuando las masas de EGR y *blow-by* y K_{def} como se ve en los puntos siguientes.

3.3.4.2 Influencia de la masa de EGR

En la figura 3.7 se muestra la variación de Q_n , dFQL y FQL al incrementar la masa de EGR un 5% con una composición equivalente a $F_r = 0.75$. El efecto es moderado, siendo más apreciable en la zona comprendida entre $\pm 75^\circ$ y con una forma similar a la producida por la disminución de m_a . La masa admitida se ha mantenido constante por lo que todo el efecto es debido al cambio en la composición que produce la variación de c_v y c_p de acuerdo con el cálculo propuesto por Lapuerta y otros [10].

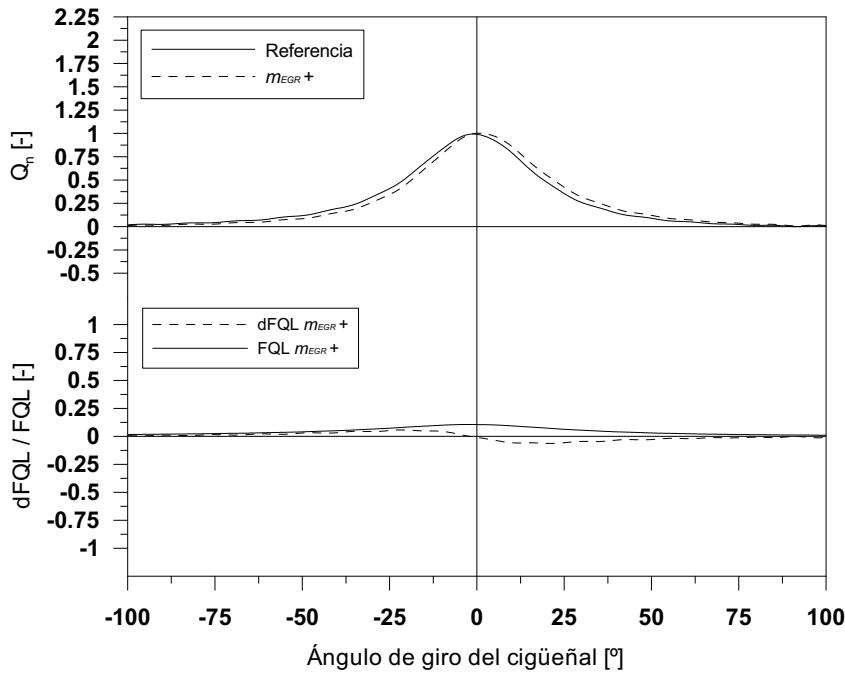


Figura 3.7. Variación del calor transmitido a las paredes y error en la liberación de calor al incrementar $m_{EGR} + 5\%$ considerando una composición equivalente a $F_r = 0.75$ y manteniendo la masa admitida constante.

El cambio en los valores específicos afecta al exponente adiabático, como se observa en la figura 3.8. La justificación del efecto del exponente adiabático en Q_n ha sido expuesta en el punto anterior para la variación de m_a . En el caso de m_{EGR} el efecto sobre la temperatura es despreciable ya que la masa total permanece constante, por ello no hay cambio en la transmisión de calor calculada con el modelo de Woschni y Q_n y dFQL tienen el mismo comportamiento aunque en sentido opuesto como ha sido justificado. Sus errores máximos se producen cerca de $\pm 20^\circ$, el de Q_n es un 8% respecto del valor en el PMS y un 6% el de dFQL respecto de la máxima variación con el parámetro más sensible. El error máximo en la FQL se da en las proximidades del PMS, 11% de la variación máxima con el parámetro más influyente, y posteriormente disminuye hasta anularse al final del ciclo cerrado.

A pesar de que la sensibilidad de los parámetros de salida a m_{EGR} es menor que a m_a su efecto no es despreciable respecto a esta, por lo que el comportamiento visto en arrastre no parece justificar los resultados obtenidos en combustión, donde el efecto del cambio en la composición es inapreciable. Esta aparente discrepancia se justifica posteriormente.

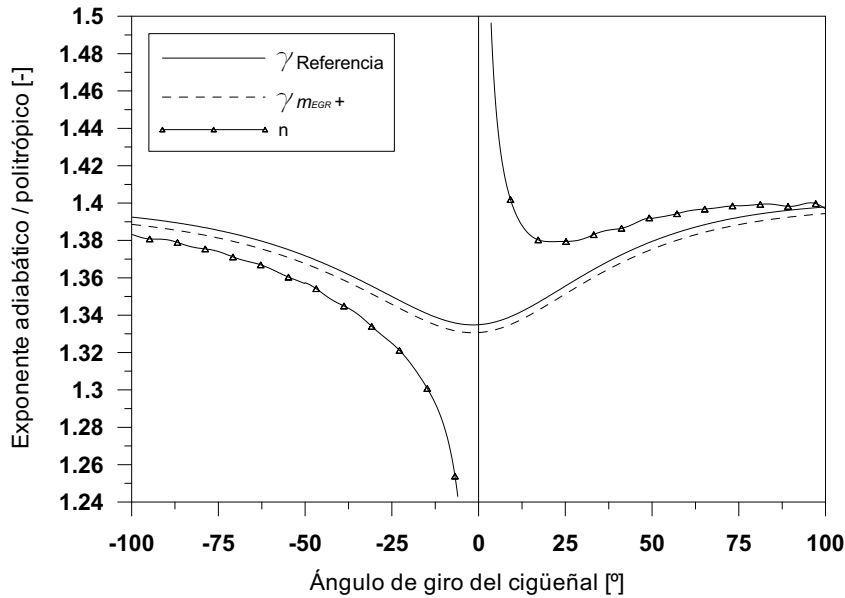


Figura 3.8. Exponente politrópico y variación del exponente adiabático al incrementar $m_{EGR}+5\%$ considerando una composición equivalente a $F_r = 0.75$ y manteniendo la masa admitida constante.

3.3.4.3 Influencia de la masa de *blow-by*

En la figura 3.9 se muestra el efecto de incrementar la masa de *blow-by* un 0.5% de la masa admitida. Destaca la poca influencia en comparación con las masas de aire y EGR ya analizadas y en general respecto al resto de parámetros de entrada. De hecho es el parámetro menos influyente en términos de calor transmitido a las paredes y liberado.

Su efecto es mayor en la zona próxima al PMS debido a que aquí la presión es mayor y en consecuencia también lo es el gasto instantáneo de *blow-by* al cárter, calculado mediante la expresión (2.49) que se reescribe a continuación:

$$\dot{m}_{bb}(\alpha) = c_{bb} A_{ref} p \sqrt{\frac{x}{R_c T}}$$

Si en la expresión anterior se desprecia la variación de x , como se justificó en el apartado 2.5.3, el gasto instantáneo es proporcional a p e inversamente

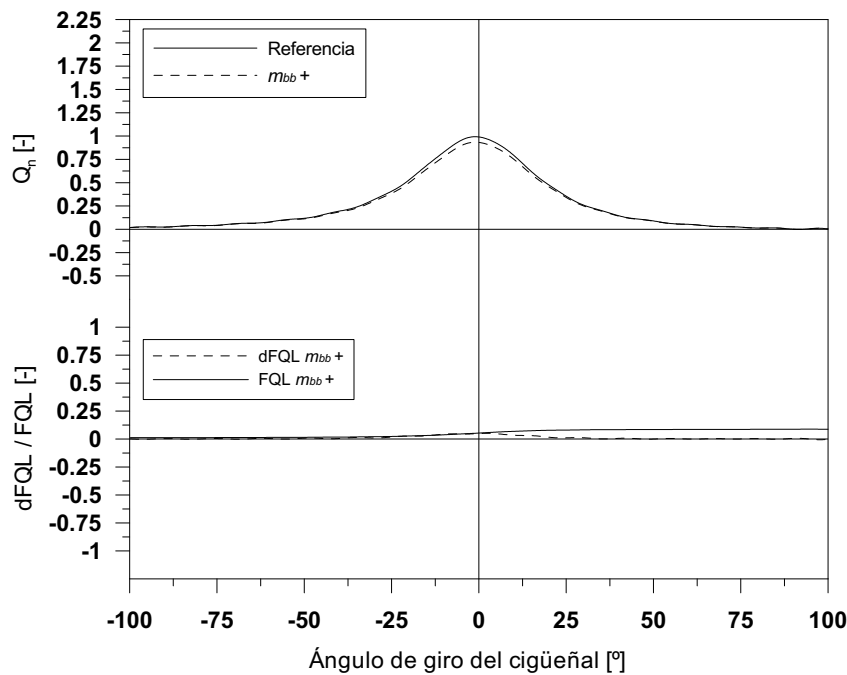


Figura 3.9. Variación del calor transmitido a las paredes y error en la liberación de calor al variar m_{bb} un 0.5% de la masa admitida.

proporcional a la raíz de T , por lo que se incrementa conforme el pistón se aproxima al PMS.

A diferencia del resto de parámetros de entrada, el término de (3.24) que produce la variación importante del calor transmitido es el correspondiente a las fugas por *blow-by*. Esto se observa en la figura 3.10, donde se han representado el error instantáneo en el calor transmitido a las paredes respecto al ensayo de referencia, junto con el término de fugas por *blow-by* del calor por el exponente politrópico.

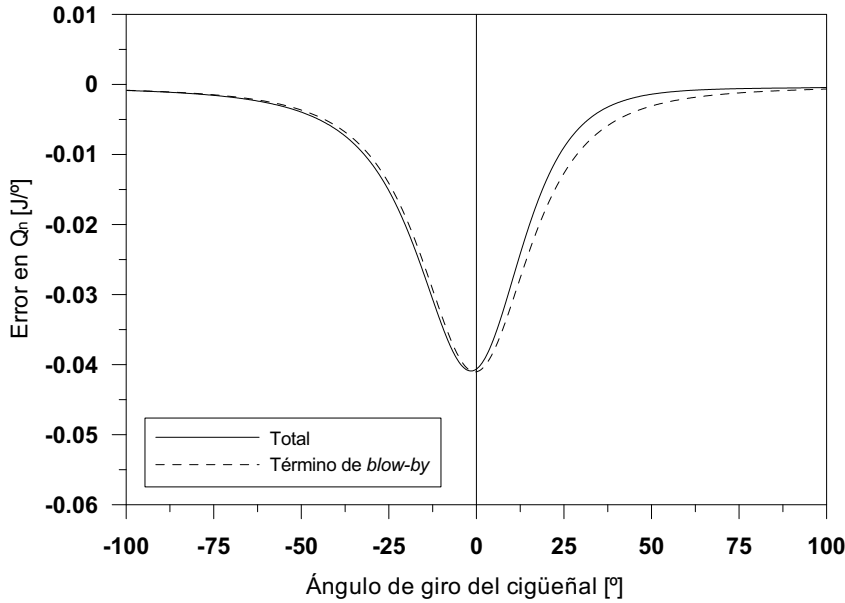


Figura 3.10. Variación total del calor transmitido a las paredes y término de *blow-by* al variar m_{bb} un 0.5% de la masa admitida.

Hay una pequeña variación del calor por el exponente politrópico provocado por la disminución del exponente adiabático (primer término del segundo miembro de (3.24)). Esta variación es análoga a la descrita en el apartado 3.3.4.1 para la disminución de la masa de aire. No obstante es muy inferior cuantitativamente, debido a que la variación de la masa producida por la variación de m_{bb} es mucho menor a la de m_a y además es progresiva. Este efecto puede verse en la figura 3.10 como la diferencia de las dos curvas graficadas. Se observa que, cualitativamente la influencia de la variación instantánea corresponde con la mostrada en la figura 3.5 para una disminución de m_a , pero que

se incrementa entre el RCA y AAE conforme la masa de pérdidas acumulada crece.

El error producido en la ley de liberación de calor es consecuente con lo descrito para el calor transmitido, de modo que el único efecto importante es el asociado a la entalpía de las pérdidas por *blow-by*. La variación de la transmisión de calor calculada mediante el modelo de Woschni es despreciable al ser la variación en la temperatura muy pequeña. En consecuencia, el efecto se localiza en las proximidades del PMS en la dFQL que al integrarse produce un pequeño error acumulado en la FQL al final del ciclo cerrado.

El error máximo de Q_n en las proximidades del PMS es un 6% del valor máximo del ensayo de referencia. Los errores máximos en la dFQL y FQL son respectivamente el 5% y 9% de los errores máximos experimentados con la variación del parámetro más influyente. La baja sensibilidad mostrada por los tres parámetros de salida justifica la casi nula influencia del error de la masa de *blow-by* sobre los resultados del estudio en combustión que se obtuvieron en el apartado 3.2.5.

3.3.4.4 Influencia de la relación de compresión

En la figura 3.11 (en la página siguiente) se observa que la relación de compresión tiene un efecto apreciable durante gran parte de la carrera de compresión y expansión, siendo muy intenso entre $\pm 50^\circ$ y disminuyendo hacia los extremos del ciclo cerrado.

La relación de compresión determina el volumen de la cámara de combustión, afectando al cálculo del volumen instantáneo mediante la expresión (2.28). La variación del volumen de la cámara es constante a lo largo de todo el ciclo cerrado por lo que no afecta a dV pero sí a los exponentes adiabático y politrópico en la expresión (3.24).

En la zona próxima al PMS el cambio en el volumen produce un cambio considerable en la temperatura de la carga que ronda el 4%, aun así, en la figura 3.12 (en la página 145) se observa como el efecto sobre el coeficiente adiabático es bastante moderado y en cualquier caso despreciable frente a la variación del exponente politrópico. Durante la compresión, un incremento de r_c produce un aumento de $|n - \gamma|$, y puesto que $(n - \gamma) dV$ es positivo, se produce el incremento en el calor por el exponente politrópico. Durante la expansión $(n - \gamma)$ disminuye al aumentar r_c , llegando incluso a hacerse

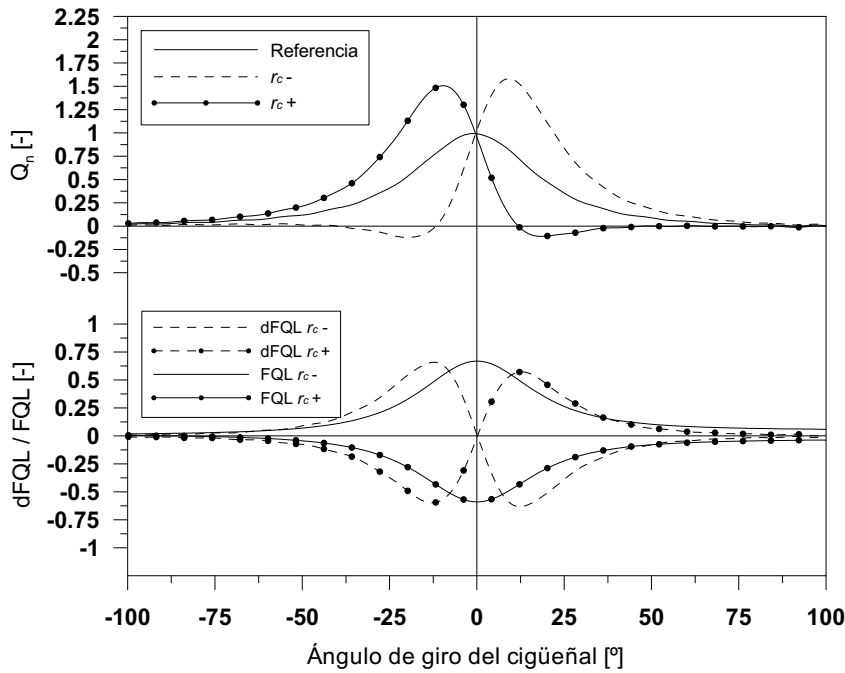


Figura 3.11. Variación del calor transmitido a las paredes y error en la liberación de calor al variar $r_c \pm 0.75$.

negativo, produciendo un decremento en el calor por el exponente politrópico. Si disminuye r_c los cambios son análogos pero en sentido contrario.

La forma antisimétrica respecto del PMS del calor por el exponente politrópico y la dFQL al variar la relación de compresión ha sido justificado y se aprecia en la figura 3.11. La ausencia de efecto en el PMS es debido a la singularidad de dicho punto donde dV se anula. A diferencia de lo visto al variar la masa de aire, la dFQL mantiene la misma tendencia que el calor por el exponente politrópico pero con signo contrario, sin que se aprecie el efecto adicional de la variación de la transmisión de calor calculada mediante el modelo de Woschni en (3.29). Esta ausencia de efecto se debe a que los errores en la temperatura y en la transmisión de calor son pequeños en comparación con el del exponente politrópico.

El error máximo del calor por el exponente politrópico se produce en la zona de $\pm 15^\circ$ y es aproximadamente un 80% del valor máximo de la curva de referencia, lo que hace que este sea el segundo parámetro más influyente tras

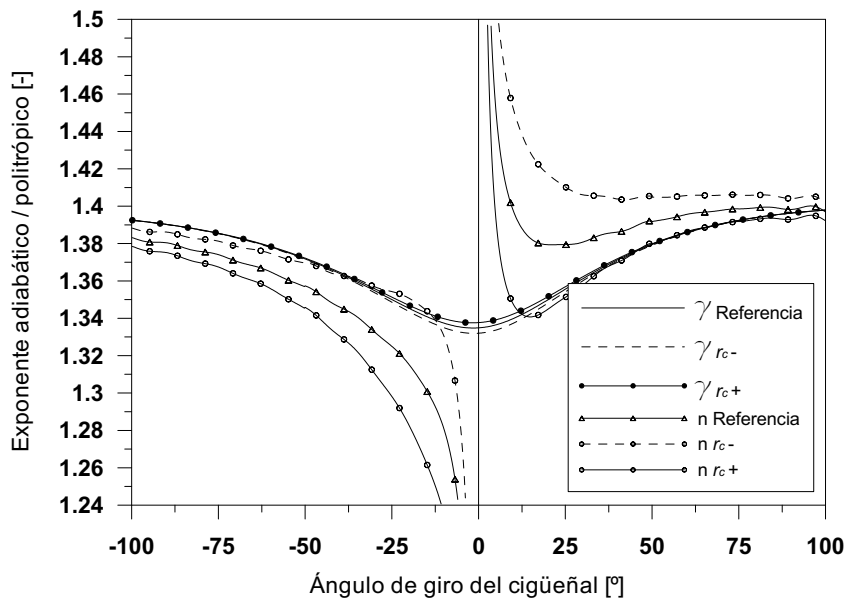


Figura 3.12. Variación de los exponentes adiabático y politrópico al variar $r_c \pm 0.75$.

el desfase. Los errores máximos en la dFQL y FQL son similares, un 66% de las variaciones máximas de dichas variables producidas por el parámetro más influyente. La zona de máxima influencia de r_c sobre dFQL coincide con la del calor por el exponente politrópico. La FQL presenta su mayor variación cerca del PMS tendiendo posteriormente a disminuir hasta compensarse el efecto al final del ciclo cerrado, de ahí el pequeño efecto sobre FQL_{max} observado en el estudio en combustión y el importante sobre la duración de la combustión, ya que el inicio se sitúa en la zona donde r_c tiene una influencia considerable.

Puede concluirse que el efecto de la relación de compresión es uno de los más apreciables sobre las tres variables de salida analizadas, si bien al final del ciclo cerrado no existe error acumulado en la FQL.

3.3.4.5 Influencia del coeficiente de deformaciones

Se observa en la figura 3.13 que el efecto del coeficiente de deformaciones es cualitativamente similar al de r_c , ya que ambos parámetros afectan al cálculo del volumen instantáneo en la ecuación (2.28). Sin embargo, hay una serie de diferencias:

- En primer lugar las tendencias son opuestas, ya que un incremento de r_c produce una disminución del volumen y el aumento de K_{def} el efecto contrario, al ser las fuerzas de presión las dominantes frente a las de inercia. Hay que matizar que esto es cierto en el contexto del motor Diesel, en un motor gasolina a alto régimen la situación puede ser diferente.
- En segundo lugar los errores máximos producidos por K_{def} son mucho menores que los de la relación de compresión, lo que ya se observó en el estudio en combustión. Los errores máximos en Q_n se producen aproximadamente en $\pm 10^\circ$ y son un 27% del valor máximo del ensayo de

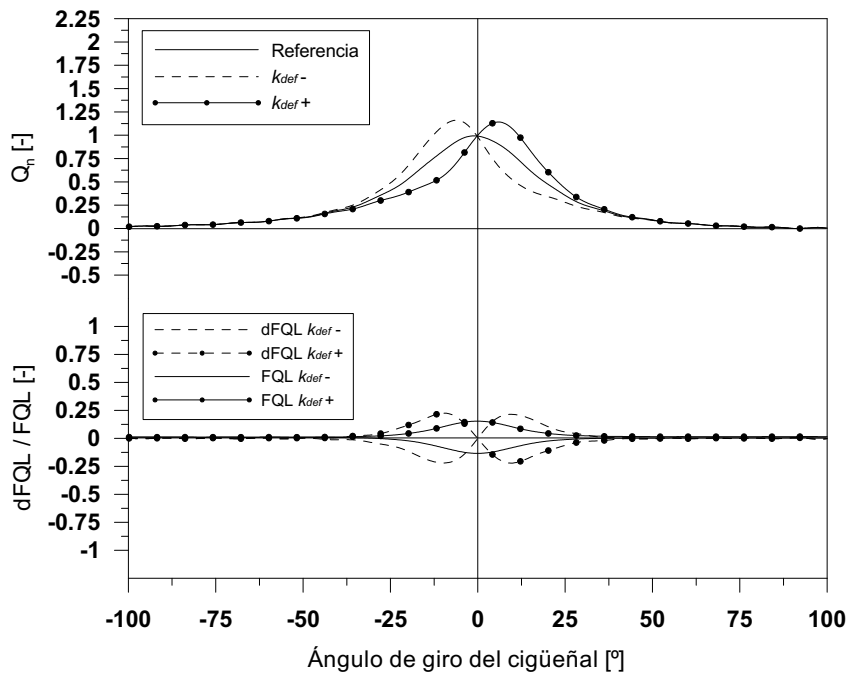


Figura 3.13. Variación del calor transmitido a las paredes y error en la liberación de calor al variar $K_{def} \pm 1$.

referencia. La variación máxima de $dFQL$ se produce en la misma zona que Q_n y es apenas un 23% del error máximo producido por el parámetro más influyente, el *desfase*. El error máximo de la FQL ronda el 15% de la variación máxima, y se produce en el PMS.

- El intervalo angular en que el efecto de K_{def} se aprecia es más restringido que en la r_c : más lejos de ± 25 del PMS su efecto es inapreciable.
- Por último, a diferencia de r_c , la variación de K_{def} produce un error en el volumen que no se mantiene constante a lo largo de todo el ciclo cerrado sino que dV varía en función del ángulo de giro del cigüeñal. No obstante, dicha variación es tan pequeña que a todos los efectos puede suponerse que dV no se modifica. Esto ya se vio en el estudio en combustión, donde el cambio en la *pmi* era casi inapreciable.

La causa fundamental de las variaciones es el cambio en el exponente politrópico que se observa en la figura 3.14. En dicha figura sólo se ha representado el exponente adiabático de referencia, al ser inapreciable su variación por el ligero error en la temperatura.

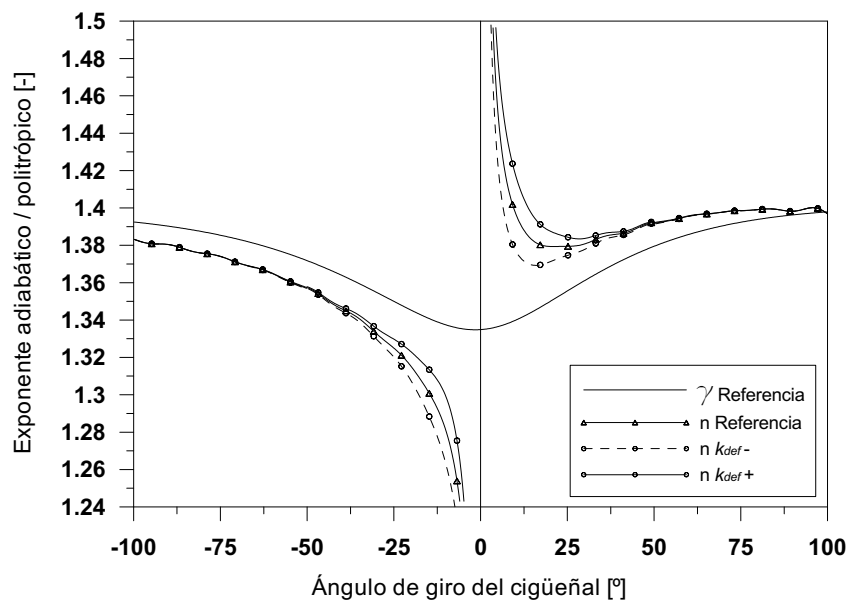


Figura 3.14. Exponente adiabático y variación del exponentes politrópico al variar $K_{def} \pm 1$.

3.3.4.6 Influencia del *desfase*

En la figura 3.15 se muestran las variaciones de Q_n y de la liberación de calor con el *desfase*. Su efecto se aprecia en toda la carrera de compresión y expansión, pero fundamentalmente en la zona próxima al PMS. El principal parámetro responsable de los cambios es el exponente politrópico que se muestra en la figura 3.16. Al modificar el *desfase* el exponente politrópico “pivota” sobre dos puntos, uno a la derecha del PMS y otro a la izquierda, en los cuales el calor por el exponente politrópico no se ve afectado.

Estos dos puntos característicos fueron descritos por Rodriguez [11] y su posición angular viene definida por la condición

$$\frac{dV + d^2V}{V + dV} = \frac{dV}{V} \quad (3.31)$$

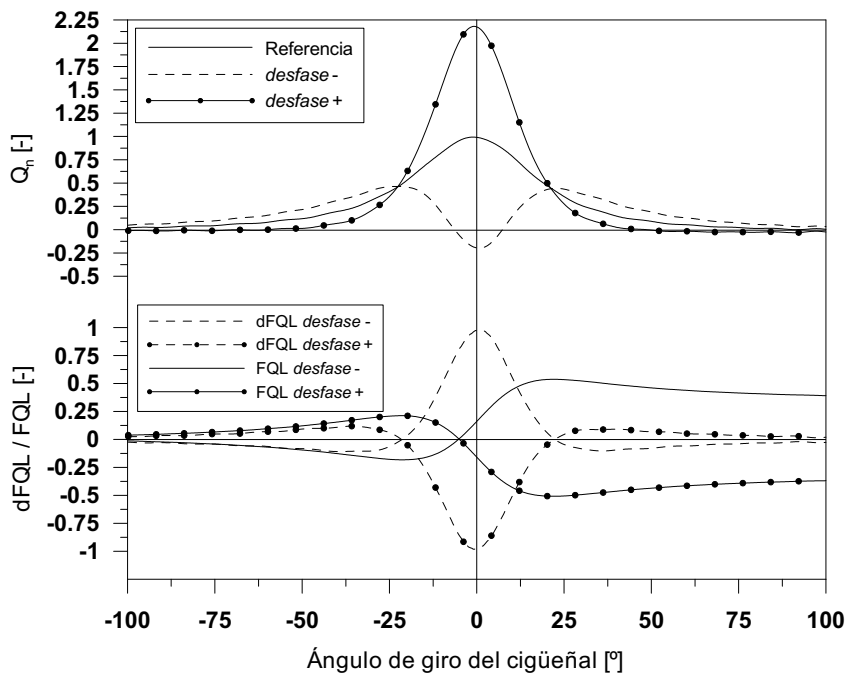


Figura 3.15. Variación del calor transmitido a las paredes y error en la liberación de calor al variar $\alpha_{tot} \pm 0.5^\circ$.

Es decir, son los puntos en los que una modificación de α_{tot} produce un cambio d^2V en dV y dV en V tales que no se modifica el cociente $\frac{dV}{V}$. Dichos puntos se denominan en lo sucesivo puntos G ya que dependen exclusivamente de la geometría de motor y se encuentran entre los 20° y 40° antes (G_1) y después (G_2) del PMS, simétricamente localizados si el motor no tiene descentramiento. Los puntos G son interesantes para el ajuste de incertidumbres como se describe en el apartado 4.5 debido a la particularidad de que en ellos el calor no está afectado por el *desfase*. Dichos puntos G delimitan la zona de fuerte variación en torno al PMS. Antes del punto G_1 y después del G_2 un incremento de α_{tot} produce que $(n - \gamma) \cdot p \, dV$ disminuya en (3.24). Entre los puntos G el efecto es el contrario. En las proximidades del PMS los valores de dp y dV cambian bruscamente en pocos grados de modo que el cambio de fase entre la presión y el volumen provoca cambios muy bruscos en el exponente politrópico y consecuentemente en Q_n y $dFQL$.

Es interesante incidir en la relación entre *desfase* y transmisión de calor en las proximidades del PMS. Hohenberg [12] aplicó el primer principio en esta zona (en el punto de presión máxima) para obtener la expresión (2.1), que establece que el desfase termodinámico es proporcional a la transmisión

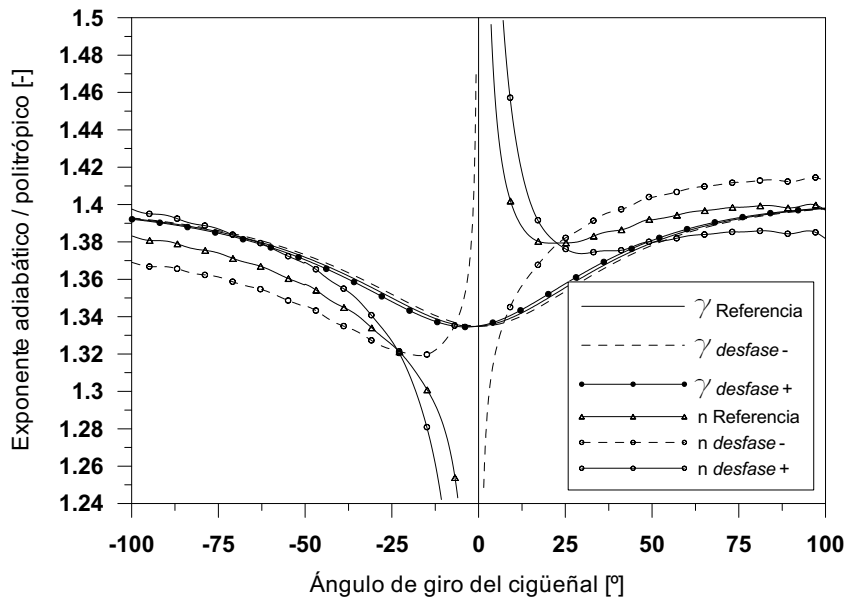


Figura 3.16. Variación de los exponentes adiabático y politrópico al variar $\alpha_{tot} \pm 0.5^\circ$.

de calor. Esto se comprueba en la figura 3.15, donde al incrementar α_{tot} (realmente se incrementa $\Delta\alpha_t$ ya que el desfase geométrico es fijo) se incrementa el calor necesario para cumplir el primer principio, Q_n .

Se da el caso que al disminuir el *desfase* se invierte la tendencia del exponente politrópico que pasa de tender a $-\infty$ al aproximarse al PMS por la izquierda, a tender a $+\infty$ como se observa en la figura 3.16. Análogamente se invierte la tendencia al aproximarse por la derecha. La razón es que el desfase termodinámico en el ensayo de referencia es inferior a 0.5° de modo que al disminuir el *desfase* ese valor, el ángulo de presión máxima se sitúa a la derecha del PMS. Esta circunstancia, a pesar de cambiar tan drásticamente el exponente politrópico, no tiene ningún efecto extraordinario en el calor por el exponente politrópico y calor liberado. Nótese, aunque no se aprecia en la figura 3.16, que en todo caso el exponente politrópico se anulará en el punto de presión máxima donde $dp = 0$.

El error en el *desfase* también produce un error en la temperatura puesto que cambia la presión instantánea para cada ángulo de giro del cigüeñal, sin embargo este error en la temperatura es poco importante y apenas modifica el exponente adiabático como se observa en la figura 3.16.

El trabajo indicado también se ve afectado como se ve en la figura 3.17: al disminuir el *desfase* disminuye ligeramente la presión a cada ángulo de giro del cigüeñal en la compresión y se incrementa en la expansión, lo que provoca la disminución del trabajo negativo de compresión y el incremento del positivo de expansión. La importancia del cambio en el trabajo indicado depende del grado de carga, como se vio en el estudio en combustión. Con un ensayo sin combustión el cambio relativo en la *pmi* es enorme, no obstante en términos absolutos su peso no es importante. Esto puede concluirse observando que en la zona en la que se produce el mayor cambio en $p dV$ (entre -13° y -18° y 13° y 18°) corresponde con una zona de moderada variación de Q_n y dFQL.

El ligero cambio en la temperatura no afecta apenas a la transmisión de calor calculada con el modelo de Woschni, de modo que, según la ecuación (3.29), la tendencia de dFQL es la misma que Q_n con signo contrario. A pesar de ello hay que considerar un aspecto importante: se observa en la figura 3.15 que el error producido en Q_n por un *desfase* incorrecto sólo presenta un comportamiento cualitativo diferenciado si el desfase es menor que el correcto, si es mayor, de entrada no es posible concluir nada; por el contrario, en el caso de dFQL el comportamiento es fácilmente identificable tanto para un *desfase* mayor como menor del correcto.

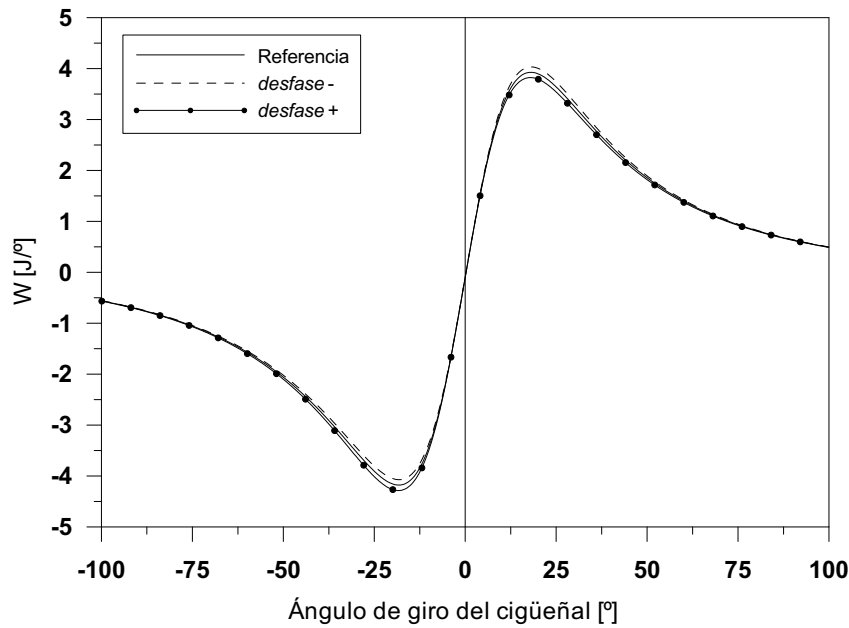


Figura 3.17. Variación del trabajo al variar $\alpha_{tot} \pm 0.5^\circ$.

El *desfase* es el parámetro que mayor variación máxima produce tanto en Q_n (119% del valor máximo en el ensayo de referencia) como en dFQL. Esta variación es la responsable del cambio en el inicio y duración de la combustión en el caso de ensayos con combustión como ya se vio. El *desfase* no es la incertidumbre que más afecta a FQL debido a que hasta el punto G_1 su efecto es moderado y por tanto el efecto acumulado es sólo un 54% que el de la presión de referencia que se analiza posteriormente. En cualquier caso produce un error acumulado al final del ciclo cerrado considerable que ya se vio en el estudio en combustión.

3.3.4.7 Influencia del coeficiente de película

El efecto del cambio en la transmisión de calor mostrado en la figura 3.18 es inmediato a partir de la expresión (3.29): el incremento o disminución en la transmisión de calor se traslada íntegro a la dFQL y su acumulada, la FQL.

En la zona próxima al PMS la transmisión de calor es mayor por las elevadas temperaturas y coeficiente de transmisión de calor. Esto hace que la variación de dFQL sea más importante, alcanzando en el PMS un 48% de la variación máxima producida por el *desfase*. Si hay combustión, esto lleva a modificar el inicio de la misma y consecuentemente su duración, como se vio en el estudio en combustión. Análogamente, es destacable su efecto acumulado en el calor liberado que alcanza el 83%, respecto de la variación máxima producida por el parámetro más influyente, al final del ciclo cerrado y por tanto influirá significativamente en FQL_{max} en combustión.

Hay que destacar de nuevo la relación existente entre *desfase* (figura 3.15) y la transmisión de calor que presentan un efecto en dFQL similar cerca del PMS. Se puede afirmar que, sin tener en cuenta el efecto de otras incertidumbres, si C_{W1} está bien ajustada el *desfase* estará determinado y su valor puede obtenerse bien mediante la expresión de Hohenberg [12] o haciendo que la liberación de calor sea nula en las proximidades del PMS (equivalentemente haciendo coincidir Q_n con Q_W). Ambos métodos proporcionarían resultados similares ya que los dos se basan en la aplicación del primer principio.

La única diferencia entre los métodos comentados proviene de las simplificaciones hechas por Hohenberg y de que el modelo de transmisión de calor de Woschni no es perfecto, por lo que no se conseguirá la identidad de Q_n y Q_W en todos los puntos aun cuando se haya ajustado C_{W1} lo mejor posible. En el apartado 4.5.1 se retomará esta idea para el ajuste de incertidumbres.

3.3.4.8 Influencia de la presión de referencia

En la figura 3.19 se aprecia como el efecto del nivel de presión afecta a toda la compresión y expansión, incrementándose su efecto a medida que el ángulo se aleja del PMS. La razón es que la variación relativa producida por el error en p_{ref} disminuye a medida que la presión se incrementa en la cámara.

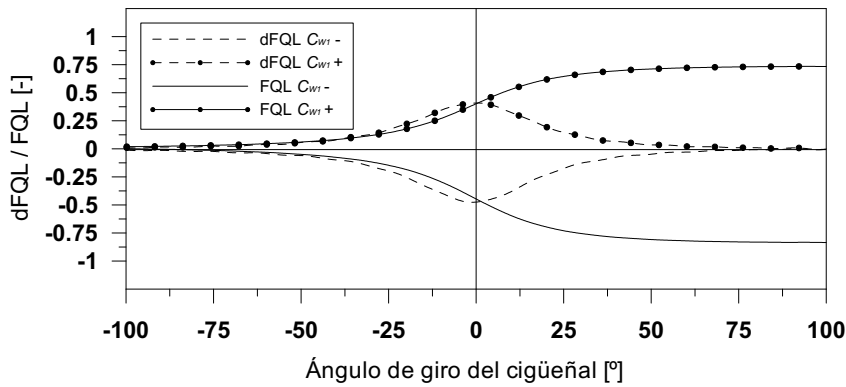


Figura 3.18. Variación del calor transmitido a las paredes y error en la liberación de calor al variar $C_{W1} \pm 2$.

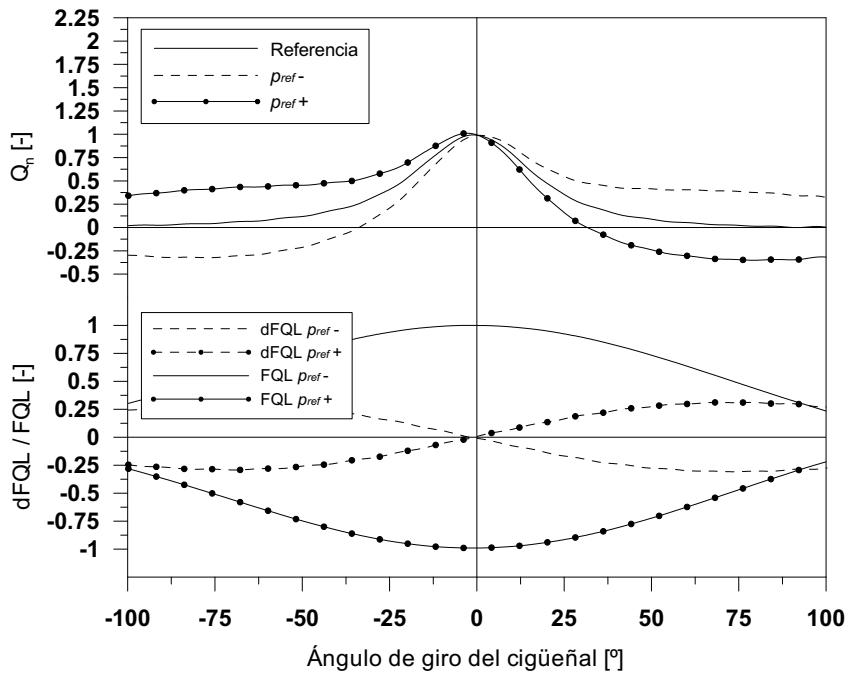


Figura 3.19. Variación del calor transmitido a las paredes y error en la liberación de calor al variar $p_{ref} \pm 200$ mbar.

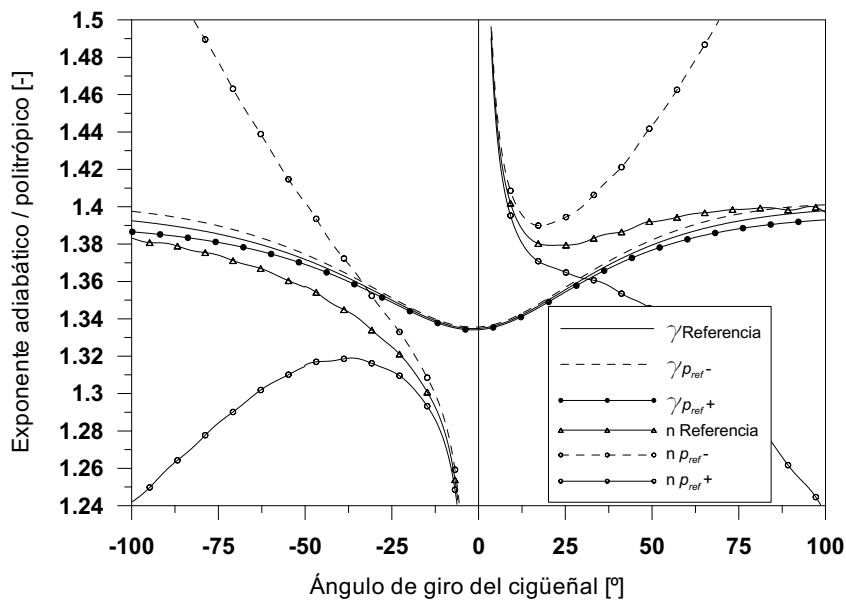


Figura 3.20. Variación de los exponentes adiabático y politrópico al variar $p_{ref} \pm 200$ mbar.

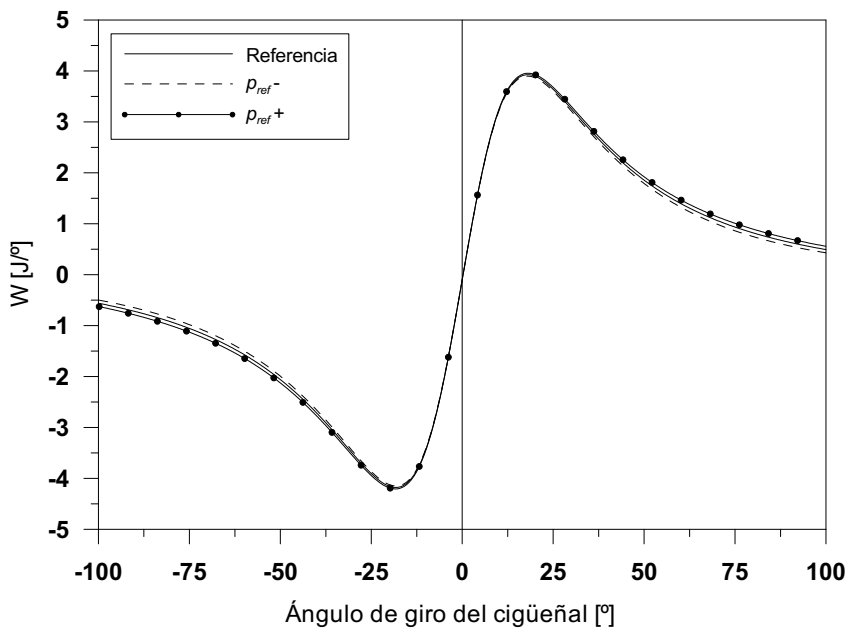


Figura 3.21. Variación del trabajo al variar $p_{ref} \pm 200$ mbar.

La variación en la presión de referencia tiene dos efectos fundamentales en los términos de la ecuación (3.24). Por una parte produce un error en la temperatura de la carga que afecta al exponente adiabático, por otra parte, el cambio en la presión modifica el exponente politrópico y el trabajo instantáneo. El cambio en el volumen por las deformaciones es despreciable. En la figuras 3.20 se muestra las variaciones provocadas en los exponentes adiabático y politrópico y en la figura 3.21 el efecto sobre el trabajo.

El trabajo instantáneo, $p dV$, cambia poco y además la variación en la compresión se compensa en la expansión puesto que el desplazamiento vertical del diagrama de indicador no afecta al trabajo, por lo que la p_{mi} no se verá afectada. El cambio en los exponentes adiabático y politrópico presenta la misma tendencia con la variación de p_{ref} , pero el más importante, con diferencia, es el cambio en el exponente politrópico. Dicho exponente cambia muy fuertemente al alejarse de la zona del PMS donde la variación relativa de la presión es muy grande al ser esta pequeña. Tanto en la compresión como en la expansión, un incremento del nivel de presión produce la disminución del exponente politrópico y de $(n - \gamma)$. En las condiciones de referencia, durante la compresión, $(n - \gamma) < 0$ por lo que al incrementar p_{ref} sigue siendo negativo y se incrementa su módulo, lo que lleva al incremento de Q_n . Durante la expansión $(n - \gamma) > 0$ en las condiciones de referencia, al disminuir $(n - \gamma)$ incluso haciéndose negativo Q_n disminuye. La argumentación es análoga con el decremento de p_{ref} .

Durante el ciclo cerrado, el cambio en la temperatura de la cámara afecta poco a la transmisión de calor calculada con el modelo de Woschni ya que lejos del PMS donde el cambio relativo es más importante, la transmisión de calor es baja y Q_n cambia mucho. De este modo al calcular el error en la dFQL con la expresión (3.29) no hay cambio significativo respecto de Q_n .

El comportamiento descrito produce las tendencias opuestas en Q_n y dFQL en la compresión y la expansión, y la fuerte influencia en la duración de la combustión que se detectó en el estudio en combustión. El error máximo de Q_n es un 37% respecto del valor máximo en el ensayo de referencia y un 31% el de dFQL, respecto del máximo error producido por el *desfase*. Por otro lado, el importante efecto acumulado de la dFQL durante toda la carrera de compresión hace que en el PMS se produzca el mayor error en FQL de todos los parámetros de entrada, disminuyendo durante la expansión de modo que al final del ciclo es prácticamente nulo. Esto lleva a la ausencia de efecto en FQL_{max} descrito en el estudio en combustión.

3.3.4.9 Influencia del coeficiente de calibración del captador

En la figura 3.22 se muestra la variación del calor por el exponente politrópico y el error en la liberación de calor al variar $K_{cap} \pm 5\%$. El efecto se aprecia a lo largo de toda la carrera de compresión y expansión. De entrada el comportamiento es similar al de p_{ref} pero hay una serie de diferencias importantes entre los dos parámetros:

- El principal responsable del cambio en el calor por el exponente politrópico es el cambio en el propio exponente, como se observa en la figura 3.23. En este caso el exponente sufre una variación más suave y de sentido opuesto al de p_{ref} . La razón puede verse analizando la expresión (2.3) que define el exponente politrópico:

$$n = -\frac{dp/p}{dV/V}$$

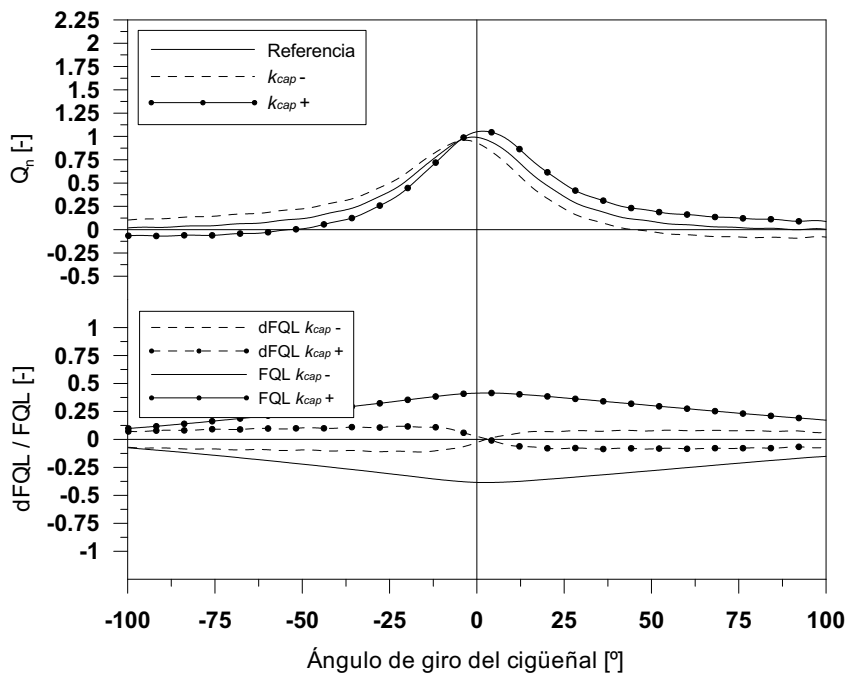


Figura 3.22. Variación del calor transmitido a las paredes y error en la liberación de calor al variar $K_{cap} \pm 5\%$.

Al cambiar p_{ref} , p se incrementa o decrementa la misma cantidad que p_{ref} , pero dp no se modifica. De este modo el cambio en n sólo se debe al cambio en p , que es mayor cuando p es menor. Al cambiar el coeficiente del captador dp queda afectada por el factor de multiplicación de la presión y también la propia presión. Ahora bien, la presión resultante no es directamente la de referencia multiplicada por el factor de multiplicación puesto que la presión en el PMI se mantiene fija. Por ello tras multiplicar por un factor mayor que uno hay que decrementar la presión resultante para que no cambie en el PMI. Análogamente ocurre al multiplicar por un factor menor que uno, en este caso hay que incrementar la presión resultante. Es esta imposición del nivel de presión de referencia la que hace variar el exponente politrópico. De hecho, este no cambiaría si solamente se multiplica la presión, puesto que p y dp quedarían afectadas por el mismo factor y n no cambiaría.

- En segundo lugar, se ve en la figura 3.23 que el exponente adiabático se ve más afectado en las proximidades del PMS, al revés que al cambiar p_{ref} . Esto es así porque en la zona de alta presión es donde el error en

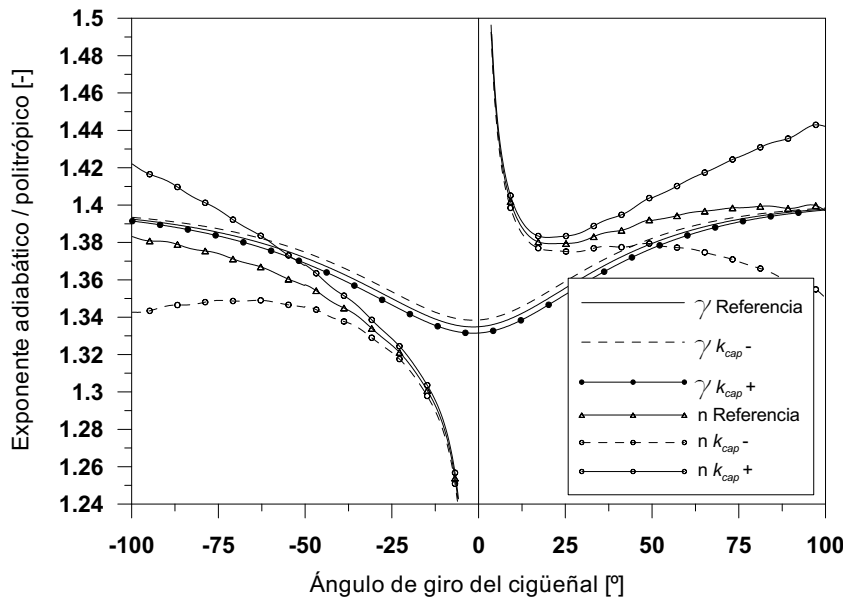


Figura 3.23. Variación de los exponentes adiabático y politrópico al variar $K_{cap} \pm 5\%$.

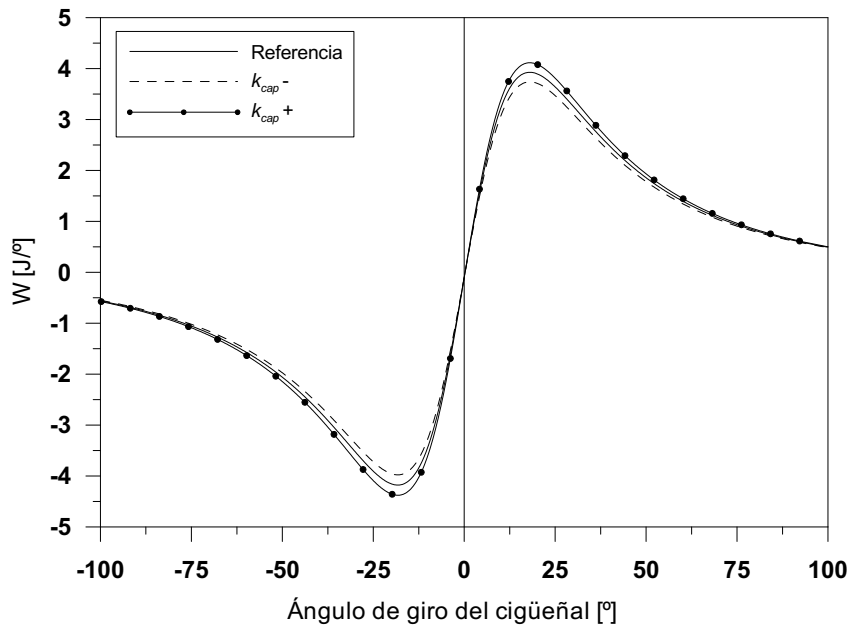


Figura 3.24. Variación del trabajo al variar $K_{cap} \pm 5\%$.

la temperatura es más importante ya que lejos del PMS las presiones cambian poco. El hecho de fijar la presión en el PMI es la causa de que la presión y temperatura cambien poco al acercarse al RCA y AAE.

- En la figura 3.24 se observa que el trabajo instantáneo $p dV$ se ve afectado por el factor de multiplicación de la presión tanto en la compresión como en la expansión de modo que el trabajo total se escala también. Esto no importa en ensayos en arrastre donde el trabajo neto es casi nulo (sería nulo si no hubieran pérdidas de masa, de calor a las paredes ni irreversibilidades internas) pero es crítico en combustión como ya se vio en el estudio correspondiente, en el que se obtuvo que la presión media indicada cambia en igual proporción que la presión.
- El comportamiento de n , γ y $p dV$ en las proximidades del PMS hacen que el ángulo en que se mantiene fijo Q_n se desplace un poco antes del PMS.

Hay que añadir a lo comentado, el efecto del cambio de la temperatura que afecta al calor calculado con Woschni cuando se analiza el efecto en el

error de dFQL. Esto ya se vio en el estudio en combustión, donde el cambio en la transmisión de calor era importante. Al incrementarse la presión y la temperatura, dFQL también aumenta, y a la inversa al disminuir la presión. Este efecto se aprecia observando en 3.22 que el punto en que dFQL no cambia se sitúa a la derecha del PMS en lugar de a la izquierda como ocurre con Q_n .

El error máximo en Q_n es un 15% del valor máximo en el ensayo de referencia y un 12% el de dFQL, respecto del error máximo del parámetro más influyente. La diferencia en las tendencias durante la compresión y expansión afecta a la duración de la combustión análogamente a lo visto en la p_{ref} . El error en el calor liberado acumulado alcanza el 42% en el PMS respecto de la mayor variación experimentada con el parámetro más influyente, p_{ref} . Tras el PMS el efecto es compensado en parte sin llegar a obtenerse un error al AAE casi nulo como ocurre con p_{ref} .

3.3.4.10 Influencia de las temperaturas de paredes

Como se aprecia en la figura 3.25 la liberación de calor es muy poco sensible al cambio en las temperaturas de las paredes. Este comportamiento es coherente con los resultados obtenidos en el estudio en combustión donde se mostró que el efecto de T_p en la transmisión de calor se amortigua en el cálculo de la liberación de calor. Esto hace que T_p , junto con m_{bb} , sean los dos únicos parámetros de efecto prácticamente despreciable en la liberación de calor.

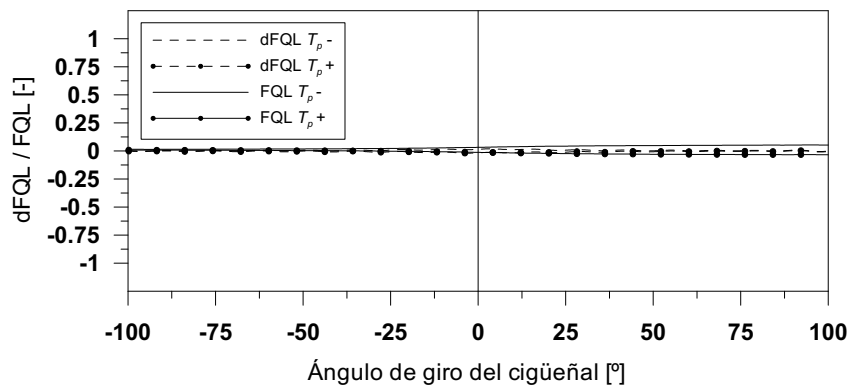


Figura 3.25. Error en la liberación de calor al variar T_p .

Como se ha visto en el estudio en combustión, la influencia de T_p puede variar entre motores y puntos de funcionamiento, pero no es previsible que su efecto en la liberación de calor sea crítico en ningún caso.

Diferente consideración debe hacerse respecto del calor transmitido a las paredes. Como se vio en el estudio de sensibilidad en combustión, la gran incertidumbre de las temperaturas de paredes afecta de forma importante al cálculo de la transmisión de calor. Según la hipótesis de que la incertidumbre de las temperaturas de las paredes es mayor a medida que se incrementa la diferencia entre la temperatura de la pared y del refrigerante lleva a que se pueden cometer errores importantes en condiciones de *pseudoarrastré*. En cualquier caso, la incertidumbre en la T_p supondrá un error en Q_W , como se aprecian en la figura 3.26. Dicho error afectará al ajuste del coeficiente de transmisión de calor que se propone en el apartado 4.5.2.3, por lo que es deseable minimizar el error de dichas temperaturas.

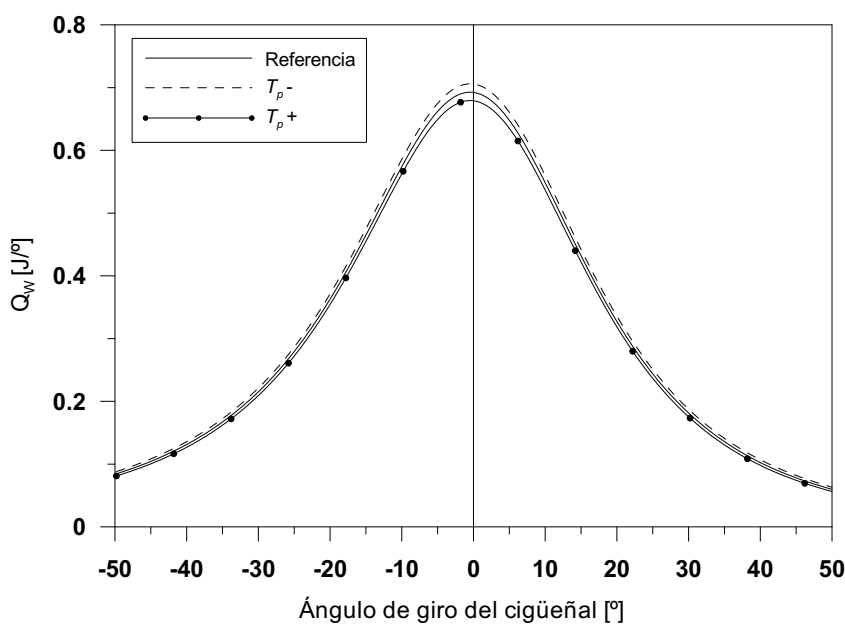


Figura 3.26. Variación de Q_W al variar T_p .

3.3.4.11 Consideraciones finales

Los efectos que se observaron en el estudio en combustión han sido justificados con la respuesta obtenida en arrastre al variar los diferentes parámetros de entrada. Así, se ha detallado el efecto del cambio en el trabajo indicado, la importancia del cambio en la transmisión de calor, la forma de la ley de liberación de calor y la duración de la combustión. Sin embargo, en una combustión la ley de liberación de calor no es nula y por tanto la presión durante la expansión es superior a la de la compresión. Esto hace que los errores se “escalen”.

En las figuras 3.27 a 3.29 se ha graficado el error instantáneo de la FQL provocado por la variación de varios parámetros de entrada en el ensayo a medio régimen y carga en el motor HDDE-1.85 empleado en el estudio en combustión del apartado 3.2.5.

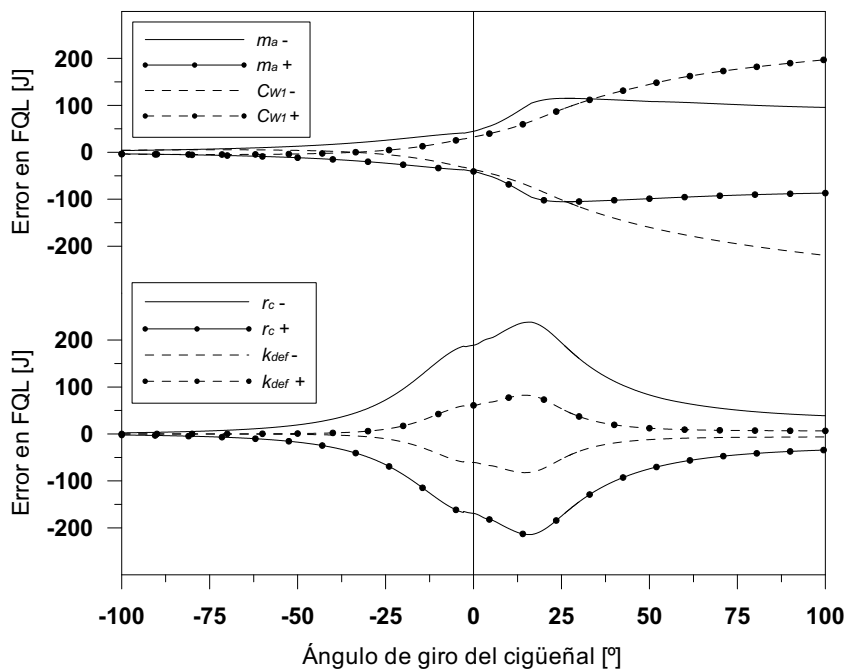


Figura 3.27. Efecto en la FQL de la variación de $m_a \pm 6\%$ y $C_{W1} \pm 2$ (arriba) y $r_c \pm 0.75$ y $K_{def} \pm 1$ (abajo) en el ensayo 1500-50 en combustión en el motor HDDE-1.85.

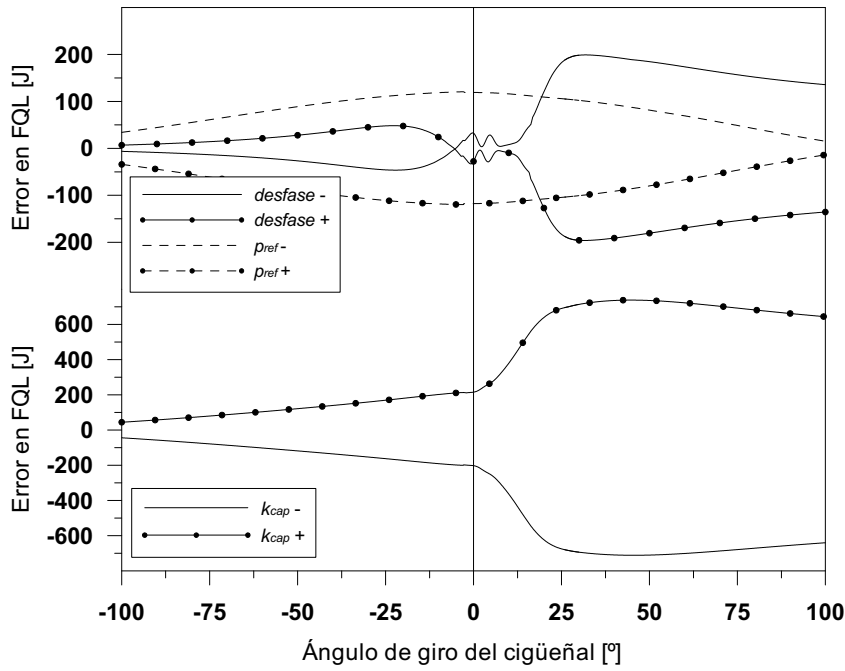


Figura 3.28. Efecto en la FQL de la variación de $\alpha_{tot} \pm 0.5^\circ$ y $p_{ref} \pm 0.2\text{bar}$ (arriba) y $K_{cap} \pm 5\%$ (abajo) en el ensayo 1500-50 en combustión en el motor HDDE-1.85.

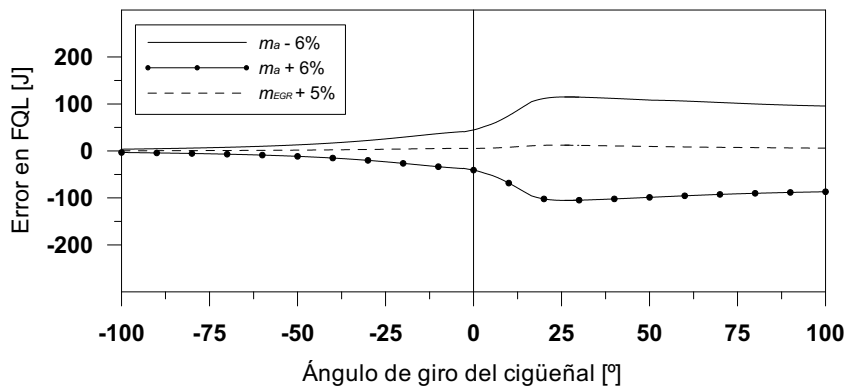


Figura 3.29. Efecto en la FQL del incremento de $m_{EGR} + 5\%$ manteniendo la masa admitida constante y variación de $m_a \pm 6\%$ en el ensayo 1500-50 en combustión en el motor HDDE-1.85.

Si se compara el error provocado por cada parámetro en combustión con el correspondiente en arrastre, las tendencias cualitativas son las mismas pero durante el intervalo angular comprendido entre 0° y 30° en el que se produce la liberación de calor (ver figura 3.32) los errores se acentúan. El comportamiento es el mismo que en arrastre antes de iniciarse la combustión y una vez finalizada esta. Este efecto no es apreciable con m_{EGR} y p_{ref} , es significativo para m_a y α_{tot} y es muy acusado en el caso de K_{cap} .

Obsérvese en la figura de abajo de 3.28, cuya escala del eje vertical es diferente a la de los otros parámetros, que el error final en la FQL no está justificado por el comportamiento en arrastre mostrado en la figura 3.22, sino que la importante variación de FQL_{max} en combustión es debida principalmente al incremento del error durante la combustión. Este comportamiento justifica también que, cuando hay combustión, el error en m_{EGR} es despreciable frente a m_a . En la figura 3.29 se muestra el error en la FQL en el ensayo a media carga y régimen del motor HDDE-1.85 en el que se ha aumentado un 5% el EGR y se ha mantenido la masa admitida constante junto con los errores debidos al cambio en la masa. Se aprecia como el incremento del error por m_a durante la combustión hace claramente predominante a la masa frente a la composición.

3.3.5 Conclusiones

A partir de una presión simulada mediante un modelo predictivo se ha realizado un estudio de sensibilidad en arrastre empleando el *modelo de diagnóstico de referencia*, en el que se ha obtenido la tendencia instantánea del calor transmitido a las paredes y la ley de liberación de calor ante las incertidumbres de entrada más importantes. La finalidad de este estudio ha sido doble, por una parte justificar los resultados obtenidos en el estudio en combustión y por otra establecer las bases para el planteamiento de un procedimiento de ajuste de incertidumbres mediante ensayos en arrastre. Las incertidumbres estudiadas son las mismas que en el estudio en combustión, salvo aquellas que no son aplicables en arrastre. Se modificaron de una en una las *entradas* dentro del rango de variación estimado y se estudio su efecto sobre Q_n , dFQL y FQL. Las conclusiones más importantes obtenidas son:

- El *desfase* es el parámetro más influyente en Q_n y dFQL. Su efecto se nota durante todo el ciclo cerrado pero fundamentalmente en la zona comprendida entre los puntos G que, dependiendo de la geometría del motor, se sitúan entre -20° y -40° (G_1) y entre 20° y 40° (G_2). En las proximidades del PMS el error en Q_n supera el 100% el valor de referencia. Esta fuerte sensibilidad produce sólo una variación en la FQL del 54% respecto a la variación máxima producida por el parámetro más influyente, p_{ref} . Esto es debido a que la variación de dFQL se localiza en la zona del PMS y se compensa en parte con el error en la zona más alejada. El principal causante del error es el cambio que sufre el exponente politrópico.
- La variación de p_{ref} produce el mayor error instantáneo en la FQL en las proximidades del PMS, a pesar de que posteriormente el error acumulado disminuye siendo prácticamente nulo al final del ciclo cerrado. La causa de este comportamiento es que la dFQL, y análogamente Q_n , presentan un marcado comportamiento antisimétrico respecto del PMS, con mayor variación a medida que el ángulo se aleja de él. La principal causa es la variación del exponente politrópico, tanto mayor como menor es la presión en la cámara. El error máximo en Q_n supone un 37% del valor en el PMS y un 31% el de dFQL respecto a la máxima variación que presenta con α_{tot} . Es importante indicar que la fuerte sensibilidad a este parámetro disminuirá si la presión de admisión es alta ya que la incertidumbre relativa será menor.

- El error en la masa de aire afecta moderadamente a lo largo de todo el ciclo cerrado debido a su efecto sobre la temperatura y de esta sobre el exponente adiabático y en menor medida sobre la transmisión de calor. La mayor variación de Q_n se da en $\pm 20^\circ$ donde alcanza un 8% del valor máximo de la curva de calor transmitido en el PMS. El error máximo en la dFQL se produce cerca de -20° y es un 9% de la variación máxima obtenida con el *desfase*, la incertidumbre más importante para dFQL. El error máximo en la FQL se da unos grados tras el PMS y supone un 19% de la variación máxima producida por la *entrada* más influyente.
- El error en m_{EGR} se aprecia de forma suave durante todo el ciclo cerrado. Presenta un comportamiento cualitativo similar al de m_a pero con errores máximos inferiores. La variación máxima de Q_n y dFQL se producen entorno a $\pm 20^\circ$, siendo un 8% la de Q_n respecto del valor en el PMS y un 6% la de dFQL respecto de la máxima variación con el parámetro más sensible. El error máximo en la FQL se da en las proximidades del PMS, 11% de la variación máxima con el parámetro más influyente, pero disminuye durante la expansión hasta hacerse despreciable en AAE.
- El error provocado por m_{bb} es el menos importante para los tres parámetros de salida considerados. Su mayor influencia se produce en las proximidades del PMS donde la entalpía de fugas es mayor. Adicionalmente, presenta el mismo mecanismo de influencia que m_a , pero la variación absoluta de la masa es menor y su fuga es progresiva. En el PMS se producen las variaciones máximas de Q_n , un 6%, y de la dFQL, un 5% de la máxima variación con la *entrada* más influyente. El error acumulado en la FQL se mantiene durante la expansión hasta AAE, pero sólo supone un 9% de la variación máxima producida por el parámetro de mayor influencia.
- La relación de compresión presenta un efecto durante todo el ciclo cerrado, siendo mayor en las proximidades del PMS entre $\pm 50^\circ$. Su influencia sobre Q_n y dFQL es de signo contrario durante la expansión y compresión, siendo nulo su efecto en el PMS. La causa del error es el cambio en el exponente politrópico y en menor medida el adiabático, debido al cambio en el volumen instantáneo. Los errores máximo en Q_n y dFQL se producen cerca de $\pm 15^\circ$ y son respectivamente un 80% del valor de Q_n en el PMS y un 66% de la máxima variación producida por α_{tot} , lo que hace que r_c sea el segundo parámetro más importante en cuanto al error en dFQL. El error máximo en la FQL se da en el PMS y alcanza el

66% de la máxima variación producida por el parámetro más influyente. Debido al comportamiento antisimétrico de dFQL, el error acumulado disminuye durante la expansión, siendo nulo al final del ciclo cerrado.

- La variación de K_{def} presenta un efecto cualitativo sobre los tres parámetros de salida similar al de r_c , puesto que ambos afectan al volumen instantáneo. Hay algunas diferencias entre ellos que pueden resumirse en que las variaciones absolutas son mucho menores con K_{def} , las tendencias son contrarias ya que un incremento de r_c disminuye el volumen instantáneo y el de K_{def} lo incrementa, la zona de máxima influencia de K_{def} en Q_n y dFQL está más acotada en torno al PMS ($\pm 25^\circ$). Finalmente, K_{def} afecta muy ligeramente al trabajo indicado y r_c no. Los errores máximos obtenidos son 27% el de Q_n respecto al valor en el PMS y 23% el de dFQL y 15% el de FQL con respecto a las variaciones máximas producidas por los parámetros más importantes. Como ocurre con r_c , el error final en la FQL es despreciable.
- El cambio de C_{W1} afecta a dFQL cerca del PMS donde hay mayor transmisión de calor. Este es el parámetro que mayor error produce en el calor liberado acumulado en AAE, llegando al 83% del error máximo producido por el parámetro más influyente. Puesto que este error se produce al final del ciclo cerrado y no en el PMS como ocurre con p_{ref} , afectará de forma importante al máximo calor liberado en los ensayos con combustión.
- La incertidumbre en T_p produce un error en la liberación de calor despreciable. Sin embargo, puesto que su influencia en la transmisión de calor es apreciable, es interesante conocer T_p con la mayor exactitud posible a la hora de ajustar el coeficiente de transmisión de calor ya que el error de T_p será compensado por aquel al igualar $Q_W = Q_n$, como se verá en el apartado 4.5.2.3.
- El efecto de la incertidumbre en K_{cap} produce un efecto cualitativo similar a p_{ref} . El cambio de K_{cap} no afecta directamente al exponente politrópico al escalarse tanto p como su derivada. No obstante, al mantenerse fija la presión en el PMI se produce el cambio en el exponente politrópico de forma análoga a cambiar p_{ref} . El cambio en la presión afecta a la temperatura y al exponente adiabático cerca del PMS al contrario que ocurre con p_{ref} . Al ser más suave que con p_{ref} el cambio en el exponente politrópico lejos del PMS y mayor el del exponente adiabático

cerca del PMS, el efecto de K_{cap} no es creciente al alejarse del PMS como ocurre con p_{ref} , sino que el error se estabiliza e incluso disminuye más allá de $\pm 25^\circ$. El error máximo de Q_n es un 15% respecto al valor en el PMS, el de dFQL un 12% y 42% el de FQL, con respecto a las variaciones máximas producidas por los parámetros más influyentes. El error final en la FQL es pequeño.

- Se han justificado los errores observados en el estudio de combustión, mediante la tendencia del error producido por cada *entrada* en la liberación de calor en arrastre, y se ha mostrado que para algunas incertidumbres las tendencias de las variaciones si hay combustión se amplifican. Este efecto no es apreciable con m_{EGR} y p_{ref} , es significativo para m_a y α_{tot} y es muy acusado en el caso de K_{cap} . Debido a este efecto el error de m_{EGR} es despreciable frente al de m_a en combustión y K_{cap} provoca un considerable efecto sobre FQL_{max} que no se observa con ensayos en arrastre.

Las tendencias y errores relativos obtenidos en este estudio son coherentes con los obtenidos en [1, 2, 7–9] con motores y condiciones de funcionamiento diferentes. De modo que pueden considerarse válidos de forma cualitativa con independencia del motor y punto de funcionamiento. En cuanto a los valores máximos e importancia relativa encontrados debe tenerse en cuenta que pueden diferir algo si los valores de referencia de los parámetros son muy diferentes de los considerados en este estudio. En particular, cambiará la importancia de p_{ref} si las condiciones de admisión del ensayo cambian y pueden modificarse los relativos a r_c , K_{def} , C_{W1} y T_p . En todo caso, los resultados obtenidos son válidos para los objetivos que se han planteado en este estudio en arrastre.

3.A Apéndice: curvas experimentales y ajustadas en el motor HDDE-1.85

A continuación se muestran las gráficas de presión experimental y simulada (parte de arriba de las figuras) junto con la dFQL experimental y ajustada y la inyección ideal (parte de abajo de las figuras) de los ensayos empleados en el estudio de sensibilidad en combustión en el motor HDDE-1.85 (apartado 3.2.6). Los puntos de funcionamiento son los indicados en la tabla 3.7.

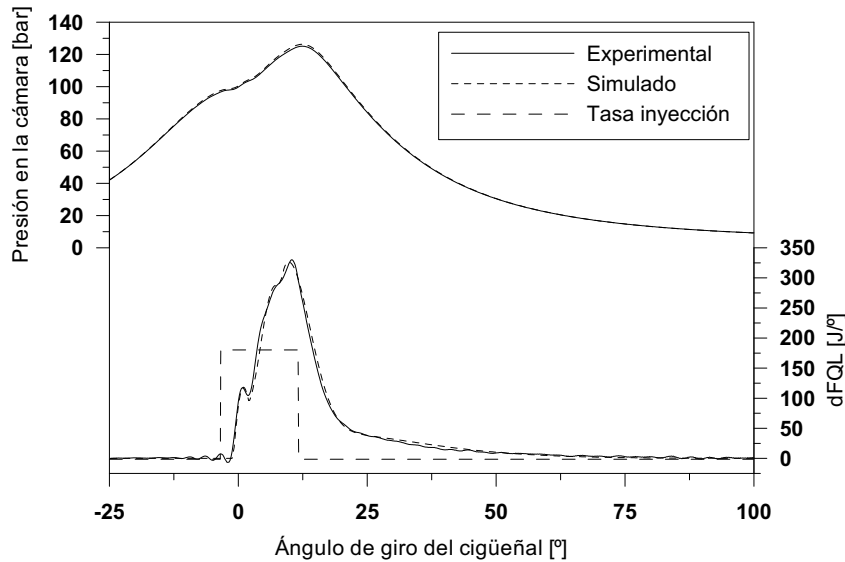


Figura 3.30. Presión, dFQL y tasa de inyección simulada en ensayo 1200-50.

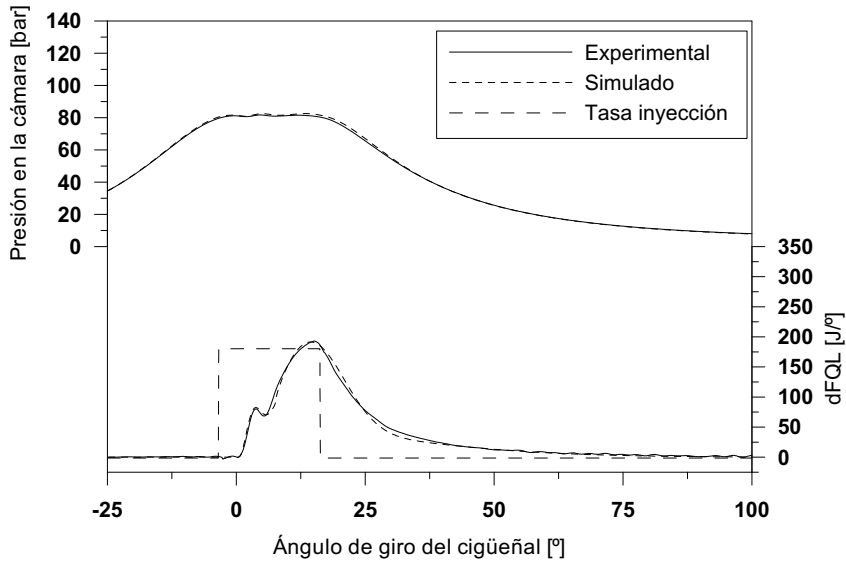


Figura 3.31. Presión, dFQL y tasa de inyección simulada en ensayo 1500-25.

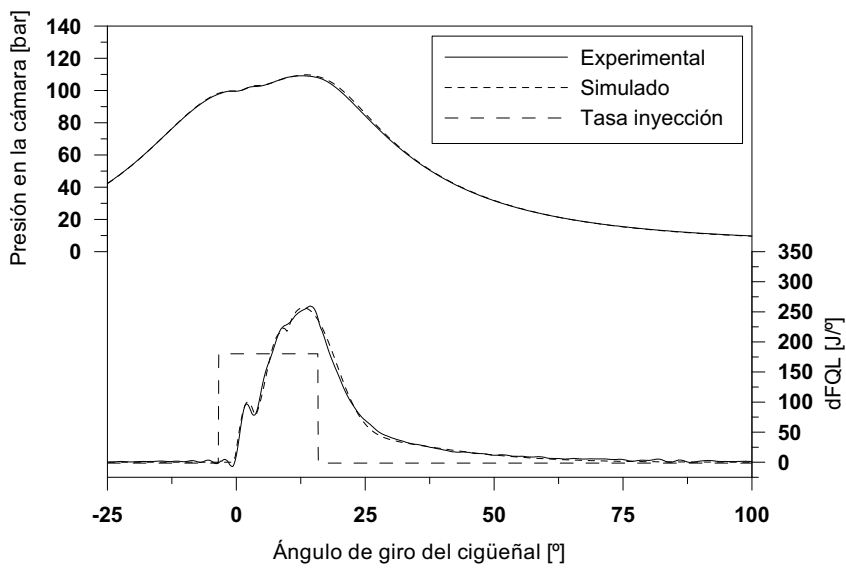


Figura 3.32. Presión, dFQL y tasa de inyección simulada en ensayo 1500-50.

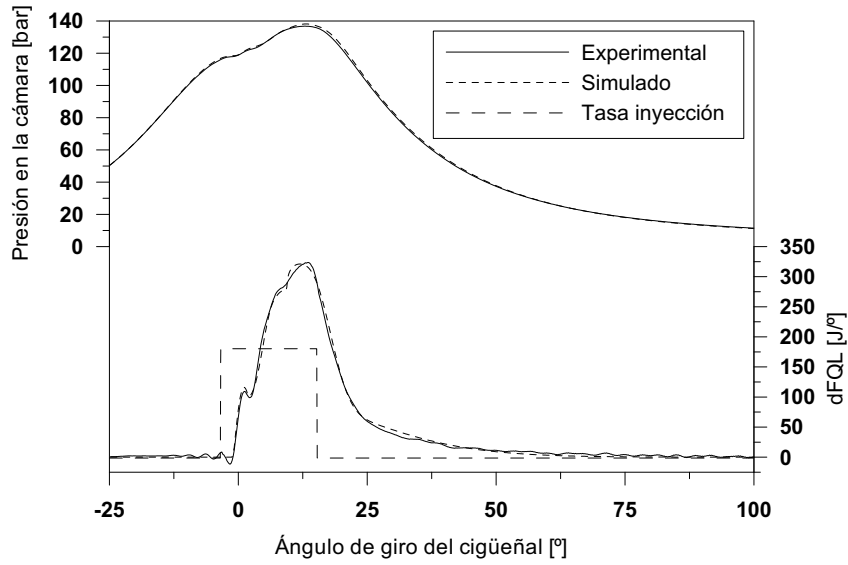


Figura 3.33. Presión, dFQL y tasa de inyección simulada en ensayo 1500-75.

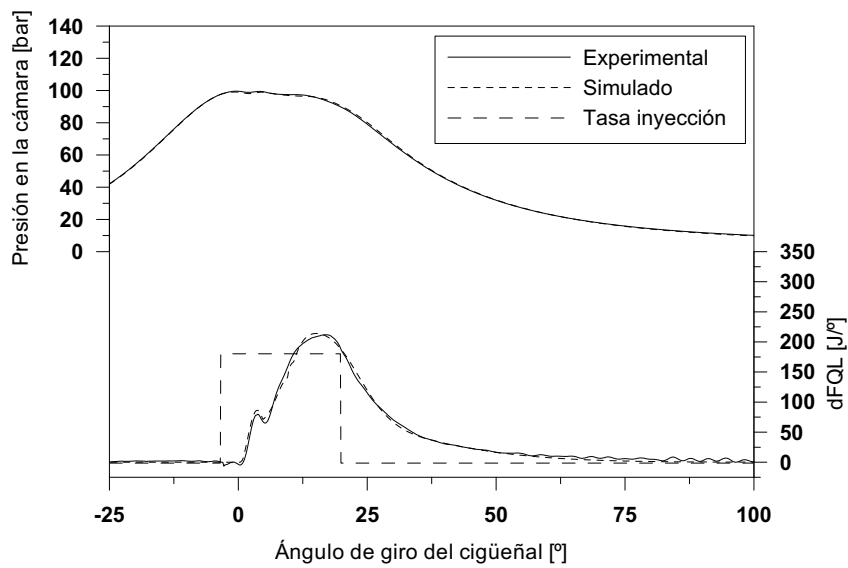


Figura 3.34. Presión, dFQL y tasa de inyección simulada en ensayo 1800-50.

3.B Apéndice: rangos de variación de las temperaturas de paredes en el motor HDDE-1.85

Ensayo	T_p [°C]	ΔT [°C]	Rango de variación [°C] [% ⁽¹⁾]		
1200-50	T_{cil}	124	44	±22	±5.5
	T_{cul}	241	160	±80	±15.6
	T_{pis}	272	192	±96	±17.6
1500-25	T_{cil}	125	44	±22	±5.5
	T_{cul}	241	160	±80	±15.6
	T_{pis}	272	191	±96	±17.5
1500-50	T_{cil}	130	48	±24	±6.0
	T_{cul}	258	176	±88	±16.6
	T_{pis}	294	212	±106	±18.7
1500-75	T_{cil}	133	52	±26	±6.4
	T_{cul}	271	190	±95	±17.4
	T_{pis}	311	229	±115	±19.6
1800-50	T_{cil}	129	53	±26	±6.5
	T_{cul}	268	191	±96	±17.7
	T_{pis}	308	232	±116	±19.9

⁽¹⁾ Porcentaje con T_p en [K]

Tabla 3.11. Temperaturas de paredes y variación para el estudio en combustión del motor HDDE-1.85.

3.C Apéndice: variaciones de los parámetros de salida en el motor HDDE-1.85

A continuación se muestran los resultados del estudio de sensibilidad en combustión en el motor HDDE-1.85 (apartado 3.2.6), con los puntos de funcionamiento indicados en la tabla 3.7. Se ha mantenido el mismo criterio de signos en los resultados que se utiliza en el apartado 3.2.5: el signo negativo (−) indica que la variación en la *salida* se produce en sentido opuesto a la *entrada* (en el caso contrario la variación aparece sin signo) y el doble signo positivo (++) indica que independientemente del sentido de variación de la *entrada*, la *salida* aumenta.

En las tablas del apartado 3.C.1, %_s y %_e en las cabeceras indican los porcentajes de variación de las *salidas* y *entradas* respectivamente. Dichas tablas pueden ser leídas del siguiente modo: cuando la *entrada* varía un 1% (si la entrada es $\alpha_{tot}^{(1)}$, %_e es equivalente a 0.1°) la *salida* varía el porcentaje, %_s, mostrado (grados de giro del cigüeñal si la *salida* es d_{comb}).

Las tablas del apartado 3.C.2 muestran los errores máximos esperables cuando las *entradas* se modifican el máximo valor especificado en la tabla 3.3. Las influencias más importantes se han resaltado en negrita.

3.C.1 Variaciones relativas

<i>Salidas</i>							
<i>Entradas</i>	Q_{CC} $\left[\frac{\%_s}{\%_e^{(1)}} \right]$	Q_{CA} $\left[\frac{\%_s}{\%_e^{(1)}} \right]$	Q $\left[\frac{\%_s}{\%_e^{(1)}} \right]$	FQL_{max} $\left[\frac{\%_s}{\%_e^{(1)}} \right]$	p_{mi} $\left[\frac{\%_s}{\%_e^{(1)}} \right]$	d_{comb} $\left[\frac{\circ}{\%_e^{(1)}} \right]$	$r_{c,d}$ $\left[\frac{\%_s}{\%_e^{(1)}} \right]$
m_a	-1.39	-2.68	-1.57	-0.31		0.15	
m_{EGR}	-1.35	-2.61	-1.52	-0.29		0.12	
m_f	-0.14	-0.48	-0.18	0.02		-0.08	
m_{bb}	0.003		0.003	0.005		++0.003	
r_c	-0.77	-0.28	-0.71	-0.16		0.85	0.98
K_{def}	0.010	0.004	0.009	0.002		-0.009	-0.012
$\alpha_{tot}^{(1)}$	-0.19	-0.35	-0.22	-0.55	-0.89	0.62	
C_{W1}	0.65		0.56	0.08		0.04	
p_{ref}	0.11	1.18	0.26	++0.05		0.35	
K_{cap}	2.27	2.35	2.28	1.29	1	-0.48	-0.013
T_p	-0.27	-1.00	-0.37	-0.03		-0.010	

Tabla 3.12. Variación relativa de los parámetros de salida en el ensayo 1200-50.

Salidas

Entradas	Q_{CC}	Q_{CA}	Q	FQL_{max}	pmi	d_{comb}	$r_{c,d}$
	$\left[\frac{\%s}{\%e^{(1)}}\right]$	$\left[\frac{\%s}{\%e^{(1)}}\right]$	$\left[\frac{\%s}{\%e^{(1)}}\right]$	$\left[\frac{\%s}{\%e^{(1)}}\right]$	$\left[\frac{\%s}{\%e^{(1)}}\right]$	$\left[\frac{\circ}{\%e^{(1)}}\right]$	$\left[\frac{\%s}{\%e^{(1)}}\right]$
m_a	-1.44	-2.32	-1.60	-0.31		0.14	
m_{EGR}	-1.40	-2.26	-1.55	-0.27		0.11	
m_f	-0.15	-0.39	-0.19	0.02		-0.07	
m_{bb}	0.002		0.002	0.003		++0.005	
r_c	-0.75	-0.24	-0.66	-0.15		0.63	0.99
K_{def}	0.007	0.002	0.006	0.001		-0.004	-0.010
$\alpha_{tot}^{(1)}$	-0.17	-0.33	-0.19	-0.52	-0.87	0.62	
C_{W1}	0.69		0.57	0.07		0.04	
p_{ref}	0.18	1.02	0.33	++0.05		0.37	
K_{cap}	2.27	2.15	2.25	1.28	1	-0.48	-0.011
T_p	-0.30	-0.83	-0.39	-0.03		-0.012	

Tabla 3.13. Variación relativa de los parámetros de salida en el ensayo 1500-25.

Salidas

Entradas	Q_{CC}	Q_{CA}	Q	FQL_{max}	pmi	d_{comb}	$r_{c,d}$
	$\left[\frac{\%s}{\%e^{(1)}}\right]$	$\left[\frac{\%s}{\%e^{(1)}}\right]$	$\left[\frac{\%s}{\%e^{(1)}}\right]$	$\left[\frac{\%s}{\%e^{(1)}}\right]$	$\left[\frac{\%s}{\%e^{(1)}}\right]$	$\left[\frac{\circ}{\%e^{(1)}}\right]$	$\left[\frac{\%s}{\%e^{(1)}}\right]$
m_a	-1.46	-2.58	-1.63	-0.31		0.12	
m_{EGR}	-1.41	-2.52	-1.59	-0.28		0.09	
m_f	-0.15	-0.44	-0.19	0.03		-0.07	
m_{bb}	0.002		0.002	0.003		0.004	
r_c	-0.76	-0.27	-0.69	-0.18		0.69	0.99
K_{def}	0.009	0.003	0.008	0.001		-0.008	-0.012
$\alpha_{tot}^{(1)}$	-0.18	-0.36	-0.21	-0.57	-0.86	0.53	
C_{W1}	0.68		0.57	0.07		0.03	
p_{ref}	0.17	1.13	0.32	++0.06		0.28	
K_{cap}	2.30	2.38	2.31	1.31	1	-0.40	-0.013
T_p	-0.32	-1.03	-0.43	-0.03		-0.007	

Tabla 3.14. Variación relativa de los parámetros de salida en el ensayo 1500-50.

Salidas

<i>Entradas</i>	Q_{CC}	Q_{CA}	Q	FQL_{max}	pmi	d_{comb}	$r_{c,d}$
	$\left[\frac{\%_s}{\%_c^{(1)}} \right]$	$\left[\frac{\%_s}{\%_c^{(1)}} \right]$	$\left[\frac{\%_s}{\%_c^{(1)}} \right]$	$\left[\frac{\%_s}{\%_c^{(1)}} \right]$	$\left[\frac{\%_s}{\%_c^{(1)}} \right]$	$\left[\frac{\circ}{\%_c^{(1)}} \right]$	$\left[\frac{\%_s}{\%_c^{(1)}} \right]$
m_a	-1.47	-2.87	-1.67	-0.33		0.10	
m_{EGR}	-1.43	-2.80	-1.62	-0.28		0.08	
m_f	-0.15	-0.49	-0.20	0.04		-0.06	
m_{bb}	0.002		0.001	0.002		++0.007	
r_c	-0.78	-0.30	-0.71	-0.22		0.63	0.98
K_{def}	0.011	0.005	0.010	0.002		-0.009	-0.015
$\alpha_{tot}^{(1)}$	-0.19	-0.40	-0.22	-0.62	-0.86	0.40	
C_{W1}	0.67		0.58	0.06		0.03	
p_{ref}	0.16	1.25	0.31	-0.07		0.21	
K_{cap}	2.33	2.61	2.37	1.34	1	-0.31	-0.015
T_p	-0.34	-1.22	-0.47	-0.03		-0.005	

Tabla 3.15. Variación relativa de los parámetros de salida en el ensayo 1500-75.

Salidas

<i>Entradas</i>	Q_{CC}	Q_{CA}	Q	FQL_{max}	pmi	d_{comb}	$r_{c,d}$
	$\left[\frac{\%_s}{\%_c^{(1)}} \right]$	$\left[\frac{\%_s}{\%_c^{(1)}} \right]$	$\left[\frac{\%_s}{\%_c^{(1)}} \right]$	$\left[\frac{\%_s}{\%_c^{(1)}} \right]$	$\left[\frac{\%_s}{\%_c^{(1)}} \right]$	$\left[\frac{\circ}{\%_c^{(1)}} \right]$	$\left[\frac{\%_s}{\%_c^{(1)}} \right]$
m_a	-1.49	-2.24	-1.64	-0.31		0.11	
m_{EGR}	-1.44	-2.17	-1.58	-0.27		0.07	
m_f	-0.15	-0.37	-0.20	0.03		-0.05	
m_{bb}	0.002		0.001	0.002		-0.006	
r_c	-0.75	-0.24	-0.65	-0.17		0.48	0.99
K_{def}	0.008	0.003	0.007	0.001		-0.005	-0.012
$\alpha_{tot}^{(1)}$	-0.16	-0.33	-0.19	-0.55	-0.85	0.46	
C_{W1}	0.70		0.57	0.06		0.03	
p_{ref}	0.21	1.00	0.36	++0.06		0.25	
K_{cap}	2.30	2.17	2.28	1.30	1	-0.34	-0.013
T_p	-0.36	-0.93	-0.47	-0.03		-0.008	

Tabla 3.16. Variación relativa de los parámetros de salida en el ensayo 1800-50.

3.C.2 Incertidumbres máximas

<i>Entradas</i>	<i>Salidas</i>						
	Q_{CC} [%]	Q_{CA} [%]	Q [%]	FQL_{max} [%]	pmi [%]	d_{comb} [°]	$r_{c,d}$ [%]
m_a	-8.3	-16.1	-9.4	-1.9		0.9	
m_{EGR}	-7	-13.6	-7.9	-1.5		0.6	
m_f		-2.4				-0.4	
m_{bb}							
r_c	3.6	1.3	3.2	-0.16		3.9	4.5
K_{def}	1.1		1.0			-1	-1.3
α_{tot}	-1.0	-1.8	-1.1	-2.7	-4.4	3.1	
C_{W1}	39.7		34.3	4.8		2.6	
p_{ref}	1.0	10.7	2.4			3.2	
K_{cap}	11.4	11.8	11.4	6.5	5.0	-2.4	
T_p	-13.6	-50.1	-18.6	-1.6		-0.5	
Tasa de inyección	2.0		1.8	-4.4		1.2	

Tabla 3.17. Variación máxima de los parámetros de salida en el ensayo 1200-50.

		<i>Salidas</i>						
<i>Entradas</i>	Q_{CC} [%]	Q_{CA} [%]	Q [%]	FQL_{max} [%]	pmi [%]	d_{comb} [°]	$r_{c,d}$ [%]	
m_a	-8.7	-13.9	-9.6	-1.8		0.8		
m_{EGR}	-7.3	-11.8	-8.1	-1.4		0.6		
m_f		-1.9				-0.4		
m_{bb}								
r_c	-3.4	-1.1	-3.0			2.9	4.5	
K_{def}						-0.5	-1.1	
α_{tot}		-1.6	-1.0	-2.6	-4.4	3.1		
C_{W1}	42.1		34.7	4.5		2.5		
p_{ref}	2.0	11.3	3.6			4.1		
K_{cap}	11.3	10.8	11.2	6.4	5.0	-2.4		
T_p	-14.8	-41.7	-19.6	-1.7		-0.6		
Tasa de inyección	1.9		1.6	-3.9		1.1		

Tabla 3.18. Variación máxima de los parámetros de salida en el ensayo 1500-25.

		<i>Salidas</i>						
<i>Entradas</i>	Q_{CC} [%]	Q_{CA} [%]	Q [%]	FQL_{max} [%]	pmi [%]	d_{comb} [°]	$r_{c,d}$ [%]	
m_a	-8.7	-15.5	-9.8	-1.9		0.7		
m_{EGR}	-7.4	-13.1	-8.3	-1.4		0.5		
m_f		-2.2	-1.0			-0.3		
m_{bb}								
r_c	-3.5	-1.2	-3.1			3.2	4.5	
K_{def}	1.0					-0.9	-1.3	
α_{tot}		-1.8	-1.0	-2.8	-4.3	2.7		
C_{W1}	41.4		34.9	4.1		2.1		
p_{ref}	1.5	10.3	2.9			2.9		
K_{cap}	11.5	11.9	11.6	6.6	5.0	-2		
T_p	-16.1	-51.3	-21.6	-1.6		-0.4		
Tasa de inyección	2.1		1.7	-4.3		1.0		

Tabla 3.19. Variación máxima de los parámetros de salida en el ensayo 1500-50.

<i>Entradas</i>	<i>Salidas</i>						
	Q_{CC} [%]	Q_{CA} [%]	Q [%]	FQL_{max} [%]	pmi [%]	d_{comb} [°]	$r_{c,d}$ [%]
m_a	-8.8	-17.2	-10.0	2.0		0.6	
m_{EGR}	-7.4	-14.6	-8.4	-1.5		0.4	
m_f		-2.4	-1.0			-0.3	
m_{bb}							
r_c	-3.6	-1.4	-3.3	-1.0		2.9	4.5
K_{def}	1.2		1.1			-1.0	-1.6
α_{tot}	-1.0	-2.0	-1.1	-3.1	-4.3	2.0	
C_{W1}	41.0		35.1	3.8		1.6	
p_{ref}	1.2	9.6	2.4			1.6	
K_{cap}	11.6	13.1	11.8	6.7	5.0	-1.6	
T_p	-17.1	-60.9	-23.3	-1.6		-0.2	
Tasa de inyección	2.1		1.8	-4.5		0.9	

Tabla 3.20. Variación máxima de los parámetros de salida en el ensayo 1500-75.

<i>Entradas</i>	<i>Salidas</i>						
	Q_{CC} [%]	Q_{CA} [%]	Q [%]	FQL_{max} [%]	pmi [%]	d_{comb} [°]	$r_{c,d}$ [%]
m_a	-9.0	-13.5	-9.8	-1.9		0.6	
m_{EGR}	-7.5	-11.3	-8.2	-1.4		0.4	
m_f		-1.9	-1.0			-0.2	
m_{bb}							
r_c	-3.4	-1.1	-3.0			2.2	4.5
K_{def}						-0.5	-1.3
α_{tot}		-1.6	-1.0	-2.7	-4.2	2.3	
C_{W1}	42.7		34.5	3.9		1.7	
p_{ref}	1.9	9.1	3.3			2.3	
K_{cap}	11.5	10.9	11.4	6.5	5.0	-1.7	
T_p	-18.2	-46.5	-23.6	-1.7		-0.4	
Tasa de inyección	2.0		1.6	-4.1		0.8	

Tabla 3.21. Variación máxima de los parámetros de salida en el ensayo 1800-50.

Bibliografía

- [1] Lapuerta M., Armas O. y Bermudez V. “Sensitivity of Diesel engine thermodynamic cycle calculation to measurement errors and estimated parameters”. *Applied thermal engineering*, Vol. 20, pp. 843–861, 2000.
- [2] Tinaut F.V. *Contribución al estudio del proceso de combustión en motores de encendido por compresión de inyección directa*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 1986.
- [3] Watson N., Pilley A.D. y Marzouk M. “A combustion correlation for Diesel engine simulation”. *SAE Paper 800029*, 1980.
- [4] Serrano J.R. *Análisis y modelado del transitorio de carga en motores turboalimentados de encendido por compresión*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 1999.
- [5] Wiebe I. “Halbempirische Formel für die Verbrennungs-Geschwindigkeit”. *Verlag der akademie der Wissenschaften der Vd SSR (Academia de las ciencias de la URSS)*, Moscow, 1956.
- [6] Cheung H.M. y Heywood J.B. “Evaluation of a one-zone burn-rate analysis procedure using production SI engine pressure data”. *SAE Paper 932749*, 1993.
- [7] Armas O. *Diagnóstico experimental del proceso de combustión en motores Diesel de inyección directa*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 1998.
- [8] Lapuerta M., Armas O. y Molina S. “Study of the compression cycle of a reciprocating engine through the polytropic coefficient”. *Applied thermal engineering*, Vol. 23, pp. 313–323, 2003.
- [9] Armas O., Rodríguez J., Payri F., Martín J. y Agudelo J.R. “Effect of the trapped mass and its composition on the heat transfer in the compression cycle of a reciprocating engine”. *Applied thermal engineering*, Vol. 25, pp. 2842–2853, 2005.
- [10] Lapuerta M., Armas O. y Hernández J.J. “Diagnosis of DI Diesel combustion from in-cylinder pressure signal by estimation of mean thermodynamic properties of the gas”. *Applied thermal engineering*, Vol. 19, pp. 513–529, 1999.

- [11] Rodríguez P. *Métodos para la evaluación y medida de los errores en presión y ángulo del ciclo indicativo en motores alternativos*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Madrid, Madrid, 1985.
- [12] Hohenberg G. “Definition und Eigenschaften des thermodynamischen Verlustwinkels von Kolbenmaschinen”. *Automobil-Industrie*, Vol. 4, pp. 15–21, 1976.

Capítulo 4

Aportaciones al diagnóstico de la combustión

Contenido

4.1	Introducción	183
4.2	Aportaciones al tratamiento de la señal de presión	184
4.2.0.1	Promediado de la señal de presión	184
4.2.0.2	Filtrado de la señal de presión	192
4.2.0.3	Derivada de la señal de presión	197
4.2.0.4	Conclusiones	200
4.3	Aportaciones a la estimación de la masa atrapada	202
4.3.1	Estimación de la masa atrapada	202
4.3.1.1	Descripción del modelo	205
4.3.1.2	Ajuste de las secciones de las restricciones	210
4.3.1.3	Puesta a punto del modelo y resultados	211
4.3.1.4	Conclusiones	224
4.3.2	Detección de errores en la estimación de m_{RCA} y p_{ref}	225
4.3.2.1	Estimación de la temperatura al RCA	229
4.3.2.2	Conclusiones	238
4.4	Aportaciones a la transmisión de calor	239
4.4.1	Cálculo del coeficiente de película	240
4.4.1.1	Herramientas teóricas y experimentales	240
4.4.1.2	Cálculo de K_{CTM}	243

4.4.1.3	Cálculo de la velocidad del gas debido al <i>swirl</i>	244
4.4.1.4	Cálculo de r_W	248
4.4.1.5	Ajuste del término de combustión	251
4.4.1.6	Conclusiones	254
4.4.2	Cálculo de las temperaturas de paredes	256
4.4.2.1	Instalaciones experimentales	257
4.4.2.2	Descripción del modelo nodal	258
4.4.2.3	Ajuste y validación del modelo	265
4.4.2.4	Conclusiones	268
4.5	Caracterización del motor-instalación	269
4.5.1	Determinación de las incertidumbres a ajustar	270
4.5.2	Procedimiento de ajuste de incertidumbres	274
4.5.2.1	Valores iniciales	276
4.5.2.2	Ajuste del nivel de presión	279
4.5.2.3	Ajuste de C_{W1} , C_{W2} y cálculo de $\Delta\alpha_t$	281
4.5.2.4	Cálculo de la masa atrapada al RCA y c_{bb}	282
4.5.2.5	Ajuste de la relación de compresión	283
4.5.2.6	Ajuste de K_{def}	284
4.5.3	Proceso de Caracterización	287
4.5.3.1	Ponderación de resultados	290
4.5.4	Cuando caracterizar un motor-instalación	295
4.5.5	Conclusiones	296
4.6	Aportaciones a la tasa de inyección y evaporación	297
4.6.1	Simulación de la tasa de inyección	297
4.6.1.1	Procedimiento de simulación	297
4.6.1.2	Conclusiones	306
4.6.2	Atomización y evaporación del combustible	307
4.6.2.1	Procesos de atomización y evaporación	308
4.6.2.2	Cálculo del tiempo de atomización y evaporación	312
4.6.2.3	Conclusiones	317
	Bibliografía	319

4.1 Introducción

De acuerdo con la metodología propuesta en el capítulo 1 (ver figura 1.2), en el capítulo 2 se ha hecho una descripción detallada de todas las etapas del diagnóstico de la combustión, detallando las variables y parámetros que intervienen, así como los submodelos y procedimientos, incidiendo en las incertidumbres más destacables.

Partiendo de la descripción hecha en el capítulo 2, en el capítulo 3 se seleccionaron las incertidumbres más importantes y se cuantificó su efecto en los resultados más significativos para el diagnóstico de la combustión, mediante un estudio de sensibilidad del *modelo de diagnóstico de referencia*. Este estudio se dividió en dos partes; la primera, con ensayos en combustión, ha permitido clasificar los parámetros más influyentes cuantitativamente en los resultados del diagnóstico de la combustión y por tanto, orientar la mejora del *modelo de diagnóstico de referencia* hacia aquellos aspectos más importantes. La segunda parte de estudio, con ensayos en arrastre, permitió caracterizar la influencia de cada incertidumbre con el objetivo de poder diferenciar comportamientos cualitativos en la evolución del ciclo termodinámico.

Teniendo como base los resultados del capítulo 3, en este capítulo se va a hacer una serie de aportaciones para la mejora del diagnóstico de la combustión orientadas en dos sentidos:

- Ajuste de una serie de parámetros inciertos característicos del motor-instalación. Dicho procedimiento de ajuste se basará en el comportamiento de los errores descrito en el estudio de sensibilidad en arrastre.
- Mejora de los submodelos más importantes desde el punto de vista de la calidad de los resultados del diagnóstico de la combustión, de acuerdo con el estudio de sensibilidad en combustión.

Además, puesto que la señal de presión es la información básica para el diagnóstico, en primer lugar se van a presentar los procedimientos propuestos para el promediado, filtrado y derivación de dicha señal, con el fin de obtener la mayor calidad posible de las señales.

Los puntos que se van a abordar son:

1. Tratamiento de la señal de presión.
2. Mejoras relacionadas con la estimación de la masa atrapada al RCA.

3. Mejora de la transmisión de calor a las paredes.
4. Procedimiento de ajuste de incertidumbres mediante ensayos en arrastre (proceso de *Caracterización*).
5. Simulación de la tasa de inyección y modelo de evaporación del combustible.

4.2 Aportaciones al tratamiento de la señal de presión

En el apartado 2.3 se han descrito los elementos y funcionamiento de la cadena de medida que permite obtener la señal instantánea fundamental para el diagnóstico de la combustión: la presión en cámara.

La señal de presión, una vez convertida en señal digital en el convertidor A/D y almacenada en el soporte adecuado (memoria o soporte magnético), requiere un tratamiento previo a su empleo para el diagnóstico, que como se ha descrito en el apartado 2.3.1, básicamente consta de cuatro procesos: el referenciado de nivel y angular, el promediado del ciclo y el filtrado. Los dos primeros, la referencia de nivel y la referencia angular, serán tratados en los apartados 4.5.2.2 y 4.5.2.3 respectivamente. En este punto se van a abordar el promediado y el filtrado, a la vez que se va a describir el procedimiento empleado para calcular la derivada de la señal de presión, necesaria para diversos cálculos para el diagnóstico de la combustión, como se verá.

4.2.0.1 Promediado de la señal de presión

La señal de presión, almacenada en formato digital, consta de un número de ciclos consecutivos, n_c , adquiridos con el fin de minimizar la incertidumbre debido a la dispersión cíclica [1, 2], como se ha visto en el apartado 2.3.1. En la mayoría de los ensayos, tanto en arrastre como combustión, presentados en esta tesis, se han registrado 25 ciclos, que supone un buen compromiso entre la precisión de la medida y el consumo de tiempo y de memoria durante las etapas de adquisición y tratamiento posterior. No obstante, es recomendable medir algunos ciclos más (entre 25 y 50) en la etapa de *Caracterización* del motor-instalación con ensayos en arrastre, que se presentará en el apartado 4.5. La razón es que los resultados de esa etapa previa pueden condicionar la

precisión del diagnóstico de las combustiones posteriores, por lo que merece la pena disminuir la incertidumbre de la etapa de adquisición. En todo caso, se ha comprobado que no se mejoran los resultados adquiriendo más de unos 50 ciclos en arrastre.

Salvo en ensayos en transitorio [3, 4] en los que se requiere un diagnóstico de la combustión ciclo a ciclo (y por tanto la medida de las variables medias ha de hacerse con una frecuencia de muestreo de un ciclo como mucho), para el análisis del motor estabilizado, tanto en arrastre como en combustión, se requiere trabajar con un ciclo medio.

La forma habitual de obtener el ciclo medio es promediar instante a instante la señal de presión de todos los ciclos adquiridos. No obstante, ya que para el proceso de filtrado que se presenta en el siguiente apartado se va a emplear el análisis espectral en frecuencia, se propone realizar un promediado de la señal basado en dicho análisis.

Al abordar el análisis de una señal periódica, como la presión en la cámara, la forma habitual de hacerlo es mediante el paso del dominio temporal al dominio en frecuencia, en el que la señal está mejor caracterizada para permitir la distinción entre la información útil y el ruido.

La transformada de Fourier es la forma habitual de realizar dicha conversión entre los dominios; consta de dos transformadas, la directa, para el paso del dominio temporal al frecuencial y la inversa, que permite el paso del dominio frecuencial al temporal.

En caso de señales continuas estas transformadas se calculan mediante las expresiones siguientes¹:

$$P(f) = \int_{-\infty}^{\infty} p(t) \cdot e^{-j\omega t} \cdot dt \quad (4.1)$$

$$p(t) = \int_{-\infty}^{\infty} P(f) \cdot e^{j\omega t} \cdot df \quad (4.2)$$

donde t es tiempo en $[s]$, $\omega = 2\pi \cdot f$ es la frecuencia en $[rad/s]$, siendo f la frecuencia en $[Hz]$, $p(t)$ y $P(f)$ son la señal de presión en el dominio temporal y frecuencial respectivamente y j es la base de los números imaginarios.

¹En lo que sigue, “P” mayúscula es la presión en el dominio de la frecuencia y “p” minúscula en el dominio temporal.

Asimismo, se pueden expresar las transformadas anteriores en términos de senos y cosenos como:

$$P(f) = R(f) + j \cdot I(f) \quad (4.3)$$

$$p(t) = \int_{-\infty}^{\infty} [R(f) \cdot \cos(\omega \cdot t) \cdot df + I(f) \cdot \text{sen}(\omega \cdot t)] \cdot df \quad (4.4)$$

donde

$$R(f) = \int_{-\infty}^{\infty} p(t) \cdot \cos(\omega \cdot t) \cdot dt$$

$$I(f) = \int_{-\infty}^{\infty} p(t) \cdot \text{sen}(\omega \cdot t) \cdot dt$$

En caso de señales discretas, muestreadas a intervalos regulares, las expresiones anteriores no son válidas, empleándose la transformada discreta de Fourier en sus dos formas, directa e inversa, expresadas como:

$$P_k = \sum_{t=0}^{t=M-1} p_t \cdot e^{-j \cdot \frac{2\pi \cdot k \cdot t}{M}} \quad \text{con } k = 0, 1 \dots (M-1) \quad (4.5)$$

$$p_t = \frac{1}{M} \sum_{k=0}^{k=M-1} P_n \cdot e^{j \cdot \frac{2\pi \cdot k \cdot t}{M}} \quad \text{con } t = 0, 1 \dots (M-1) \quad (4.6)$$

donde M es el número total de muestras que contiene un periodo completo de la señal, t y k y son los índices de la señal de presión discreta en el dominio temporal y frecuencial y p_t y P_n los valores de la presión en el dominio temporal y frecuencial respectivamente.

En términos de senos y cosenos se puede escribir:

$$P_k = R_k + j \cdot I_k \quad (4.7)$$

$$p_t = \sum_{k=0}^{k=M-1} R_k \cdot \cos\left(\frac{2\pi \cdot k \cdot t}{M}\right) + I_k \cdot \text{sen}\left(\frac{2\pi \cdot k \cdot t}{M}\right) \quad (4.8)$$

donde $k = 0, 1 \dots (M-1)$ en (4.7) y $t = 0, 1 \dots (M-1)$ en (4.8), siendo

$$R_k = \sum_{t=0}^{t=M-1} p_t \cdot \cos\left(\frac{2\pi \cdot k \cdot t}{M}\right)$$

$$I_k = \sum_{t=0}^{t=M-1} p_t \cdot \text{sen}\left(\frac{2\pi \cdot k \cdot t}{M}\right)$$

Teniendo en cuenta que el número de puntos adquiridos, M , es del orden de millares de puntos, el cálculo de las expresiones (4.7) y (4.8) supone un tiempo considerable. Para disminuir este tiempo se desarrollaron en los años 60 y 70 diversos algoritmos de cálculo conocidos por el nombre genérico de FFT (del inglés *Fast Fourier Transform*). Estos algoritmos se basan en la imposición de ciertas restricciones al número de datos de la muestra. El método empleado en esta tesis requiere que el número de muestras M sea potencia entera de 2 ($M = 2^p$, con p entero) [2].

Para la obtención del promedio se procederá del modo siguiente:

1. Se parte de la señal de presión discreta adquirida a lo largo de un número de ciclos n_c , muestreada con un incremento angular constante que habitualmente estará entre 0.2° y 0.5° , que corresponden a $n_{pc} = 3600$ y $n_{pc} = 1440$ puntos por ciclo, respectivamente.
2. Se toman todos los ciclos de presión adquiridos, $M = n_c \cdot n_{pc}$ muestras, como un ciclo de la señal a analizar, cuyo periodo será:

$$T_0 = n_c \cdot \frac{2 \cdot 60}{N} \quad (4.9)$$

3. Debido a que el método de cálculo de la FFT requiere un número de muestras potencia entera de 2, se genera mediante interpolación lineal una señal de presión con un número de muestras normalizado, que es la potencia de dos inmediatamente por encima del número de muestras adquiridas. En los dos ensayos que se presentan posteriormente se han empleado señales de presión adquiridas durante $n_c = 25$ ciclos consecutivos, con un incremento de 0.2° , lo que hace un total de $M = 90000$ muestras. El número de muestras de la señal normalizada será $2^{17} = 131072$.
4. Puesto que la FFT se aplica a señales periódicas es necesario que el valor de la primera muestra de presión coincida con la primera muestra del ciclo siguiente, esto es $p_1 = p_{M+1}$. Normalmente la señal de presión se puede considerar cíclica; no obstante, debido a la dispersión cíclica e incertidumbres durante la adquisición puede haber una pequeña diferencia entre el inicio y el final de la adquisición. Para garantizar que se cumple la condición de periodicidad se procede a aplicar una ventana a la señal completa. Para ello se ajusta el nivel de la señal de modo que se minimice $p_1^2 + p_M^2$ y a continuación se multiplica por una ventana de Tukey [5], de periodo T_0 y de valor 1 salvo en los extremos, donde se

emplean dos rampas senoidales que van de 0 a 1 al inicio y de 1 a 0 al final. Se ha comprobado que el ancho de las rampas no es un valor crítico y se ha decidido tomar 5 muestras en cada una de ellas. En el caso de que la señal de presión sea muy buena, aplicar la ventana no supone cambio apreciable, pero si no es perfectamente cíclica se consigue que lo sea mediante este procedimiento.

5. Se procede al cálculo de la FFT directa de la señal tras normalizarla y aplicar la ventana. Los valores de la transformada directa de Fourier, P_k , son números complejos cuyo módulo se suele representar frente a la frecuencia, permitiendo observar el peso de cada armónico de la señal de presión. En la figura 4.1 se muestran los espectros de dos ensayos en el motor monocilíndrico HSDE-0.35, uno en arrastre y otro en combustión. Las características del motor HSDE-0.35 y de los ensayos se muestran en las tablas 4.1 y 4.2 respectivamente. En el eje de abscisas se ha representado k , es decir el número de armónico respecto de la frecuencia elemental, $f_0 = 1/T_0$, correspondiendo el primero ($k = 0$) al valor continuo de la señal, el segundo ($k = 1$) a la frecuencia fundamental f_0 y sucesivamente el armónico k corresponde a una frecuencia $f = k \cdot f_0$. En el eje de ordenadas se ha representado el módulo $\sqrt{R_k^2 + I_k^2}$ de los números complejos P_k . En la figura sólo se ha representado la mitad izquierda de los espectros ya que a partir de $k = M/2$ los valores de P_k son los números complementarios de los armónicos simétricos (respecto de $k = M/2$) y por tanto su módulo es igual.

Parámetros	Valor	Unidades
V_d	0.35	[l]
z	1	
D	73.7	[mm]
S	82	[mm]
L_b	126.8	[mm]
L_m	41	[mm]
r_c	18:1	
Válvulas de admisión	2	
Válvulas de escape	2	

Tabla 4.1. Características del motor HSDE-0.35.

Ensayo	N [rpm]	p_{adm} [bar]	p_{esc} [bar]	p_{mi} [bar]	Grado de carga [%]
Arrastre	2000	1.90	2.04	< 0	Arrastre
Combustión	2000	1.87	2.02	14.5	50

Tabla 4.2. Ensayos en el motor HSDE-0.35.

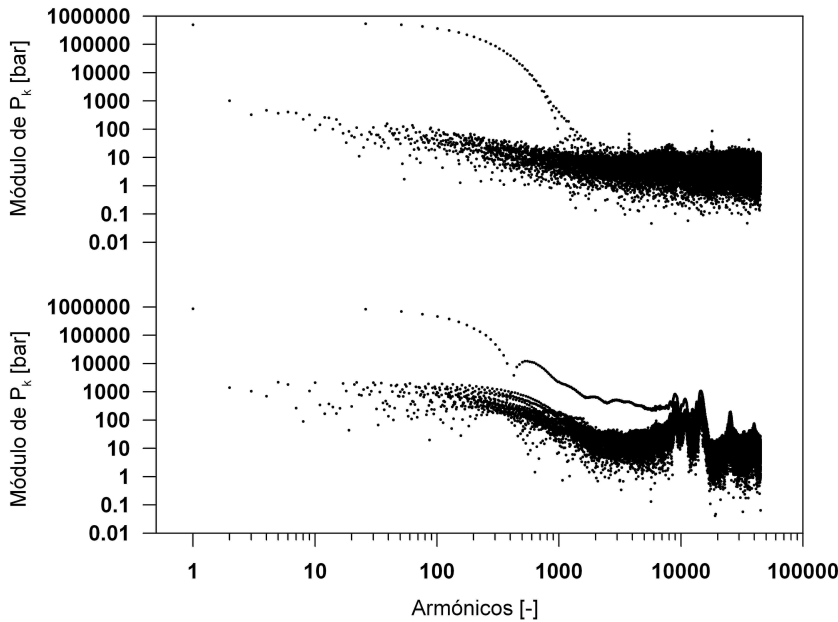


Figura 4.1. Espectro de presión de todos los ciclos en arrastre (arriba) y combustión (abajo).

- Los espectros de la figura 4.1, corresponden a señales periódicas de periodo T_0 , que no coinciden con los espectros de los ciclos medios. Puesto que la frecuencia fundamental del ciclo medio es $n_c \cdot f_0$, los armónicos correspondientes a frecuencias múltiplo de $n_c \cdot f_0$ serán armónicos tanto del ciclo medio como de la señal con n_c ciclos. Eliminando todos los armónicos k no múltiplos de n_c se obtienen los espectros correspondientes a los ciclos medios.

En la figura 4.2 se muestran los espectros en arrastre y combustión de las presiones promedias, siendo ahora $k = 0, 1 \dots n_{pc} - 1$.

Como se aprecia comparando las bajas frecuencias en las figuras 4.1 y 4.2, los armónicos del ciclo medio tienen un módulo mucho mayor que los que no corresponden al ciclo medio. Esto va a proporcionar información interesante, que hace que el procedimiento propuesto esté en ventaja respecto del promediado directo de la señal.

En el caso de que haya ruido de baja frecuencia los armónicos desde $k = 1$ hasta $k = n_c - 1$ tendrán un módulo muy superior a los mostrados en la figura 4.1, significativamente similares al de $k = n_c$, que corresponde a la frecuencia elemental del ciclo termodinámico. Esto aporta un diagnóstico extra de la señal de presión puesto que en este caso el armónico $k = n_c$ muy probablemente este “contaminado” también por el ruido de baja frecuencia que no corresponde a los fenómenos termodinámicos en la cámara. En el caso de hacer el promedio directo de los n_c ciclos esta información queda enmascarada y no es posible detectar, o al menos identificar con la claridad que aporta el análisis en frecuencia, este tipo de problemas.

En este momento se puede obtener la presión media en el dominio temporal simplemente aplicando la IFFT (del inglés *Inverse Fast Fourier Transform*) a los valores de P_k del espectro del ciclo medio mostrado en la figura 4.2. En la figura 4.3 se muestra un detalle de la zona de alta presión de diez de los ciclos adquiridos superpuestos junto con la señal promediada en el ensayo en combustión. No se han mostrado los resultados en arrastre, ya que como se ve en la figura 4.3, hasta iniciarse la combustión la evolución de la presión presenta poco ruido y dispersión, por lo que en el ensayo en arrastre no se apreciarían diferencias entre los diferentes ciclos, ni respecto al promedio. A simple vista, las oscilaciones de los ciclos individuales parecen tener cierta periodicidad, lo que puede llevar a pensar en algún tipo de fenómeno resonante; en particular, la frecuencia de resonancia debido al *bowl* en este motor se situaría entre 4000 y 9000 Hz , lo que correspondería a un periodo de entre 1.3° y 3° al régimen de giro de 2000 rpm . No obstante, si existiese tal fenómeno resonante se mantendría al promediar la señal, lo que no ocurre. Aunque una vez promediada la señal en combustión desaparecen las oscilaciones de gran amplitud, sigue habiendo ruido de alta frecuencia que se manifiesta al derivar, como se verá en el apartado 4.2.0.3. Por ello, no se realiza el paso al dominio temporal hasta no haber aplicado el filtrado que se describe en el punto siguiente.

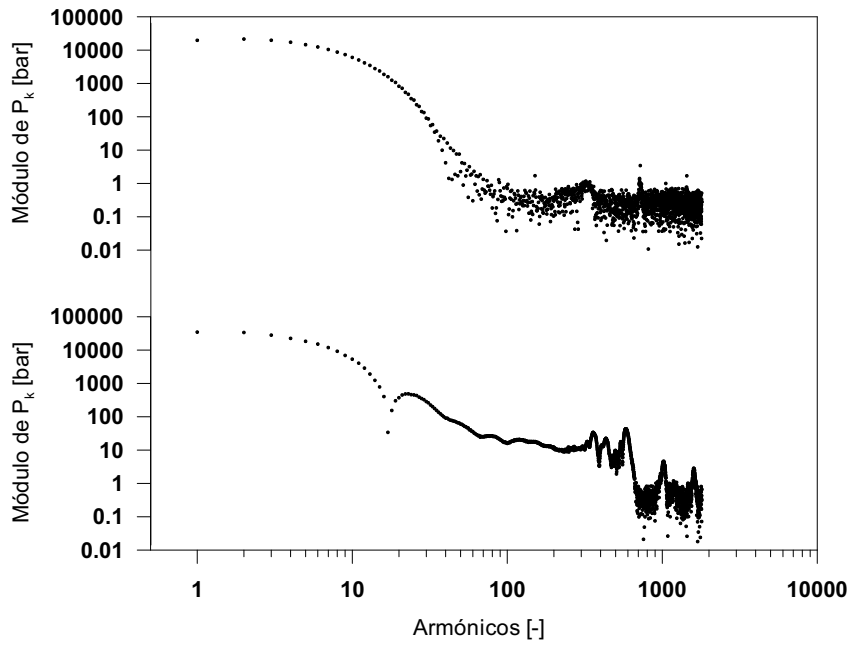


Figura 4.2. Espectro de la presión media en arrastre (arriba) y combustión (abajo).

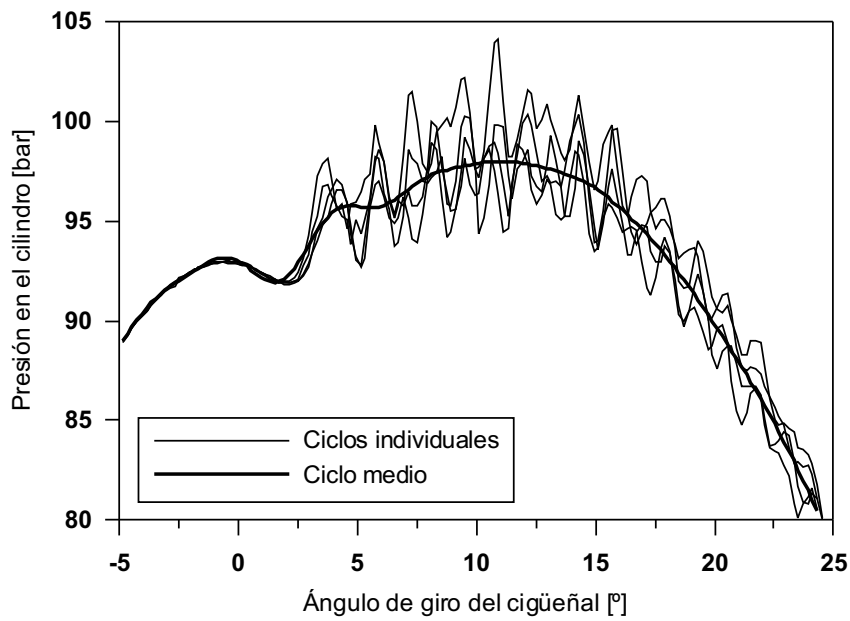


Figura 4.3. Presión de 5 ciclos adquiridos en combustión y presión media.

4.2.0.2 Filtrado de la señal de presión

Como se indicó en el apartado 2.3.1, es imprescindible realizar un filtrado de la señal de presión para poder utilizarla en el diagnóstico de la combustión, sobre todo para aquellos cálculos en los que se requiere la derivada de la presión, como se trata en el punto siguiente. Este filtrado debe realizarse tanto en ensayos en arrastre como en combustión aunque las características del ruido de la señal sean ligeramente diferentes:

- En **arrastre** no suele haber mucho ruido de altas frecuencias, que va asociado al proceso de combustión; no obstante, el filtrado es crítico para el cálculo de la derivada de la presión para obtener el exponente politrópico, base del procedimiento de *Caracterización* con ensayos en arrastre (apartado 4.5). Si no se filtra, los resultados instantáneos del *calor por el exponente politrópico* son en la mayoría de casos inutilizables debido a las fuertes oscilaciones de la derivada de la presión.
- En **combustión** el proceso de filtrado deberá eliminar las oscilaciones de alta frecuencia de la señal de presión, la cual va a ser empleada para el cálculo de resultados como el diagrama de indicador o la ley de liberación de calor. En combustión el filtrado debe ser cuidadoso para eliminar el ruido (muy alta frecuencia) sin perder información del fenómeno físico de la combustión (medias y altas frecuencias), siendo en muchos casos realmente difícil establecer un límite riguroso entre ambas componentes.

Como se explicó en el apartado 2.3.1, habitualmente se aplican filtros en la etapa digital. Para ello, según Oliver [2], existen varias alternativas:

- Promediado de gran número de ciclos. El hecho de promediar varios ciclos consecutivos, además de proporcionarnos un ciclo más representativo que cualquiera individual, supone en si mismo un tipo particular de filtro. De hecho hay autores que no incluyen un filtrado específico, como Callahan y otros [6] que se limitan a adquirir y promediar 100 ciclos. En el caso de que el motor estuviera perfectamente estabilizado, sin dispersión cíclica y el ruido fuese ruido blanco (con densidad espectral constante), el promediado de muchos ciclos sería el método de filtrado ideal. No obstante estas condiciones difícilmente se suelen dar en la señal de presión adquirida.

- Regresión mínimo cuadrática. Partiendo de las medidas experimentales se ajusta una función tal que el error cuadrático medio se minimice. A continuación se evalúa dicha función en los puntos en los que se dispone de medida experimental. Las funciones habituales suelen ser polinomios, exponenciales o senoides; no obstante no es fácil el empleo de este tipo de curvas para el ajuste de una señal de presión. Un filtro particular empleado para señales de presión es la *media móvil* [7]. No obstante, Shi [8] plantea que el uso de la *media móvil* conlleva una serie de problemas tales como que su capacidad de “suavizado” depende del intervalo de muestreo, que no permite eliminar problemas como el efecto de un conducto entre el sensor y la cámara y que pueden producir importantes distorsiones en los picos bruscos de combustión, como el de la premezcla.
- Uso de *splines*. El principio básico consiste en el ajuste de una curva que pasa por los puntos experimentales y que, por analogía con una viga elástica, minimiza su energía debido a la flexión. Para ello se utilizan curvas cúbicas ajustadas por tramos. Partiendo de esa base se han desarrollado diversas técnicas de interpolación mediante *splines* [8] siendo las más empleadas para el filtrado aquellas en las que no se impone que la curva pase por los puntos, de modo que la curva resultante está más suavizada que la original. Es una técnica que para su empleo en el filtrado de la presión, requiere cierta experiencia a la hora de imponer la rigidez de la curva; siendo en muchos casos necesario que dicha rigidez cambie a lo largo de la evolución de la presión. Esto, en la práctica lo convierte en un procedimiento complicado y de difícil aplicación al filtrado de la presión.
- Aplicación de filtros digitales. Una vez muestreada la señal analógica con un intervalo regular se dispone de una señal discreta a la que se le pueden aplicar filtros digitales. Los más comunes son los que realizan la transformación de la señal discreta del dominio temporal al de frecuencia; se filtra en este dominio y posteriormente se vuelve al dominio del tiempo. Son filtros estables y ampliamente empleados [2, 8–10] ya que la importante potencia de cálculo que requieren no es un problema con los ordenadores actuales. Este es el tipo de filtro que se va a aplicar en esta tesis y que se describe a continuación.

Una vez se ha obtenido el espectro de la señal de presión promedio, como se ha descrito en el punto anterior, se procede a aplicar un filtro paso-bajo con

el fin de eliminar las oscilaciones de alta frecuencia y mantener el espectro intacto por debajo de una determinada frecuencia de corte correspondiente al armónico k_c de la frecuencia elemental. No obstante, es posible que al hacer esto se elimine parte de la información útil de la señal, apareciendo oscilaciones que pueden ser muy acusadas en la derivada de la presión o en la dFQL [8]. Este fenómeno, denominado de Gibbs, puede atenuarse mediante una banda suave de transición de ancho k_b armónicos, para la que se suele emplear una función senoidal [8, 9].

El armónico de corte, k_c , y el ancho de la banda de transición, k_b , deben ser elegidos en función del ensayo, siendo diferentes para ensayos en arrastre y combustión:

- Se ha hecho un estudio modificando k_c y k_b en ensayos en **arrastre**, tomando como criterio la calidad de la curva de *calor por el exponente politrópico*. Esta curva es muy sensible al filtro, ya que para su cálculo se emplea la derivada de la presión. Los mejores resultados se obtuvieron para los valores de k_c y k_b mostrados en la tabla 4.3.
- En **combustión** se obtienen buenos resultados con $k_c = 240$ y $k_b = 60$. Sin embargo, a continuación se describe un problema, asociado al montaje del sensor, que puede hacer que este filtro no sea adecuado en todas las condiciones.

Existen básicamente dos formas habituales de montar el sensor de presión en la cámara de un motor Diesel: enrasado con la pared de la cámara [11, 12] o montado en una bujía de calentamiento postiza [11, 13, 14]. En este último caso, se perforan uno o varios orificios para poner en contacto el gas con el elemento sensor que va montado en el interior de la bujía. En determinados casos, principalmente en trabajos de hace algunos años, también se describe la instalación mediante un conducto de conexión entre la cámara y el sensor [12, 15].

Excepto cuando el sensor está perfectamente enrasado, existe la posibilidad de aparición de fenómenos de vibración del gas en los conductos, que son más importantes a altas revoluciones [11, 15]. Este fenómeno se manifiesta mediante un incremento de la ganancia en una determinada banda de altas frecuencias, que dependen de la geometría de los conductos. Aunque las bujías de calentamiento postizas suelen estar diseñadas para que ese efecto no sea apreciable [11], siempre puede aparecer cuan-

Combustión

Ensayo	Arrastre	$n^{(1)} \leq 1250$	$1250 < n < 4000$	$n \geq 4000$
k_c	55	240	$a - b \cdot n^{(2)}$	144
k_b	10	60	60	60

⁽¹⁾ n es el régimen de giro en $[rpm]$

⁽²⁾ $a = 283.63$ y $b = 0.0349$

Tabla 4.3. Armónicos de corte y anchos de banda de transición.

do el sensor se une mediante un conducto a la cámara o si el sensor no está perfectamente engrasado.

En estos casos, el filtro propuesto es demasiado conservador ya que $k_c = 240$ puede ser superior a las frecuencias del fenómeno descrito. Además, puesto que la velocidad del sonido en el conducto es esencialmente constante con el régimen de giro (puede cambiar ligeramente por el cambio en la temperatura), la frecuencia del fenómeno se mantiene constante de modo que a alto régimen de giro del motor se desplaza hacia armónicos inferiores. Esto ha llevado a emplear un armónico de corte variable linealmente con el régimen de giro entre 1250 rpm y 4000 rpm como se indica en la tabla 4.3. Fuera de este rango de regímenes, k_c se mantiene constante. El filtro propuesto ha sido probado en todos los motores y ensayos presentados a lo largo de la tesis y sus resultados son satisfactorios. No obstante, ya que el fenómeno de resonancia depende de la geometría del conducto, es recomendable visualizar en cada caso el espectro previamente a su filtrado para detectar posibles irregularidades y garantizar así la idoneidad del filtro propuesto.

Definidos k_c y k_b , la función para el filtrado adopta la expresión:

$$\left. \begin{aligned} \theta_k &= 1 && \text{si } k < k_c - \frac{k_b}{2} \\ \theta_k &= \frac{1}{2} \cdot \left[\cos \left(\frac{k - (k_c - \frac{k_b}{2})}{k_b} \cdot \pi \right) + 1 \right] && \text{si } k_c - \frac{k_b}{2} \leq k \leq k_c + \frac{k_b}{2} \\ \theta_k &= 0 && \text{si } k > k_c + \frac{k_b}{2} \end{aligned} \right\} \quad (4.10)$$

Para filtrar se multiplica cada valor P_k del espectro del ciclo medio por el correspondiente valor de θ_k , obteniéndose la señal de presión filtrada en el dominio de la frecuencia:

$$P_k^f = P_k \cdot \theta_k \quad \text{con } k = 0, 1, \dots, (n_{pc} - 1) \quad (4.11)$$

En la figura 4.4 se muestran los filtros obtenidos mediante (4.10) en los ensayos en arrastre y combustión mostrados en la tabla 4.2. En la figura 4.5 se han graficado los dos espectros de las señales de presión una vez filtrados.

Para obtener la presión promediada y filtrada en el dominio temporal, basta aplicar la IFFT a los valores de P_k del espectro del ciclo medio filtrado. En la figura 4.6 (en la página 198) se muestran las presiones obtenidas, en arrastre y combustión. No se han graficado las presiones promediadas sin filtrar porque no se aprecian las diferencias, aunque si se notan al derivar, como se muestra en el apartado siguiente.

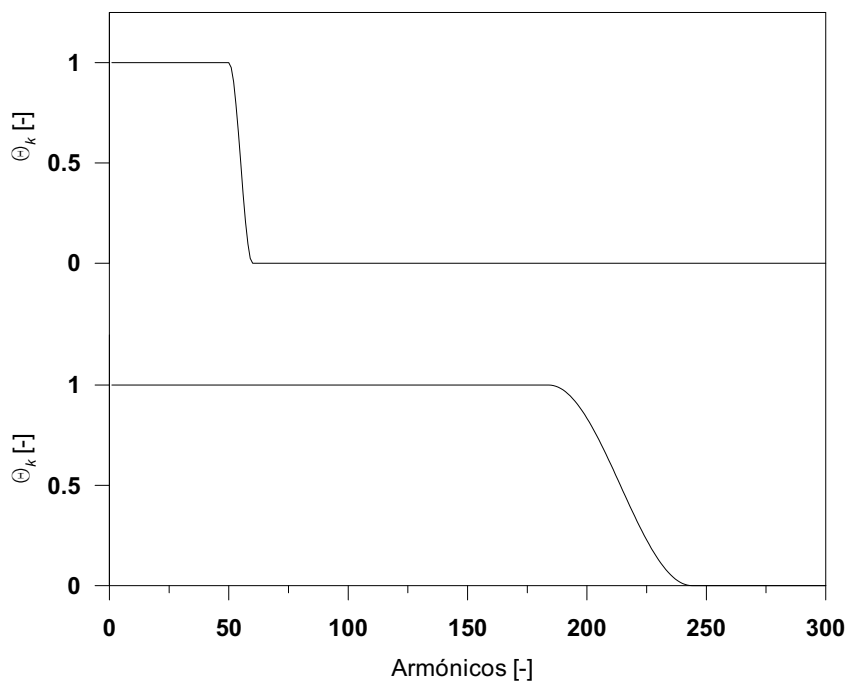


Figura 4.4. Filtros de los ensayos en arrastre (arriba) y combustión (abajo).

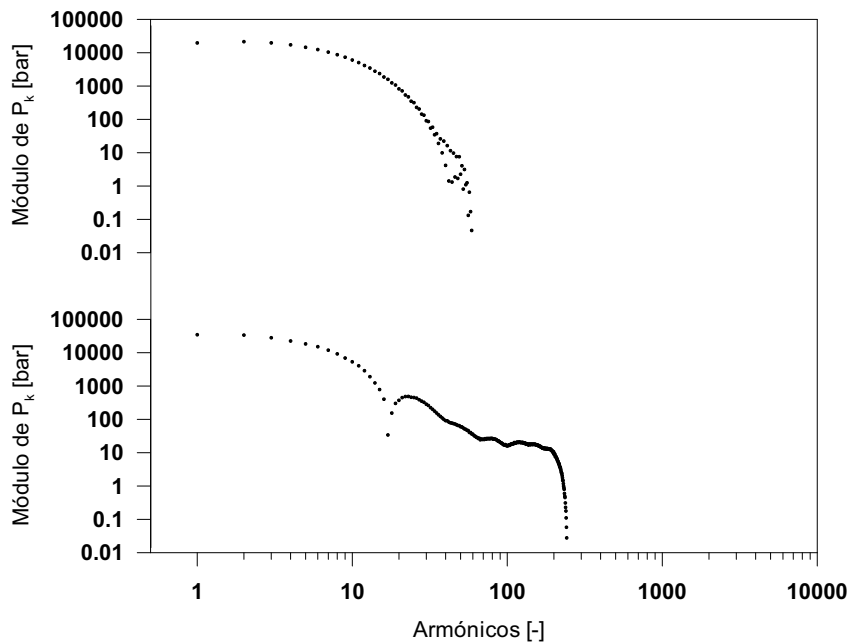


Figura 4.5. Espectro de presión media filtrada en arrastre (arriba) y combustión (abajo).

4.2.0.3 Derivada de la señal de presión

Existen diversos resultados del diagnóstico de la combustión que requieren un cálculo preciso de la derivada de la señal de presión ($dp/d\alpha$):

- El cálculo del exponente politrópico n , necesario para el cálculo del *calor por el exponente politrópico* (expresión (3.24)), base del procedimiento de *Caracterización* presentado en el apartado 4.5.
- El gradiente de presión, que permite caracterizar las cargas mecánicas sobre el mecanismo biela-manivela.
- El ruido de combustión² [16–18].

²El filtro propuesto para ensayos en combustión, cuyas características se muestran en la tabla 4.3, es adecuado para eliminar de la señal de presión las altas frecuencias que no contienen información de la termodinámica de la combustión. Sin embargo, este filtro puede no ser adecuado para el análisis del ruido de combustión, que se ve afectado por fenómenos ondulatorios de la cámara, como la resonancia del *bow*, que no han sido considerados

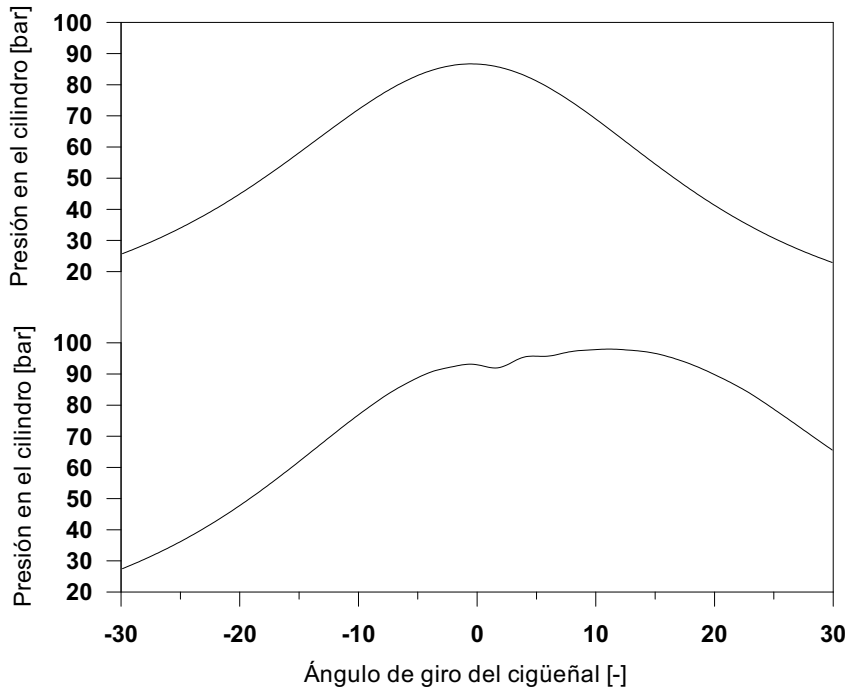


Figura 4.6. Presión media filtrada en arrastre (arriba) y combustión (abajo).

- Hay autores [6] que emplean para el cálculo de la ley de liberación de calor expresiones del primer principio en las que interviene de forma explícita la derivada de la presión.

Existen diferentes métodos de cálculo de la derivada numérica de una señal, que van desde el sencillo método de las diferencias centradas de primer orden o superior [6], hasta formas más precisas que, en general, pasan por obtener aproximaciones numéricas de la derivada en un punto derivando alguna función interpoladora, por ejemplo un polinomio de Lagrange. En el caso de señales periódicas, las funciones senoidales son interpoladores idóneos ya que la transformada de Fourier permite, como se ha detallado, expresar una función en términos de senos y cosenos en el dominio de la frecuencia. Así pues, el cálculo de la derivada de la presión propuesto consiste en la derivación en el dominio de la frecuencia, para posteriormente pasar al dominio del tiempo.

Si se tiene una señal continua, cuyo espectro en frecuencia viene dado por la expresión (4.1), para calcular la derivada basta con multiplicar dicho

espectro por $j\omega$ para tener el espectro de la derivada. En señales discretas (expresiones (4.5) y (4.7)) la derivada de la presión en el dominio de la frecuencia viene dada por:

$$P_k^d = R_k^d + j \cdot I_k^d \quad \text{con } k = 0, 1, \dots, (n_{pc} - 1) \quad (4.12)$$

donde

$$\left. \begin{aligned} R_k^d &= -k \cdot I_k^f \quad \text{y} \quad I_k^d = k \cdot R_k^f & \text{si } 0 \leq k \leq \left(\frac{n_{pc}}{2} - 1\right) \\ R_k^d &= (n_{pc} - k) \cdot I_k^f \quad \text{y} \quad I_k^d = -(n_{pc} - k) \cdot R_k^f & \text{si } \frac{n_{pc}}{2} \leq k \leq (n_{pc} - 1) \end{aligned} \right\} \quad (4.13)$$

siendo R_k^f e I_k^f la parte real e imaginaria de la presión filtrada en el dominio de la frecuencia P_k^f , que viene dado por la expresión (4.11).

Para obtener la derivada de la presión en el dominio temporal basta aplicar la IFFT a los valores de P_k^d . En la figura 4.7 (en la página siguiente) se muestra la derivada de las presiones obtenidas con este procedimiento junto con la derivada de la presión media no filtrada obtenida mediante diferencias centradas [19] en el dominio temporal.

Debido a la menor incidencia de ruido en arrastre y a la buena calidad de la adquisición, en el caso de la señal en arrastre (arriba) la diferencia entre los dos procedimientos es sólo en un ligero rizado, siendo muy apreciable en el caso de la combustión (abajo).

Este procedimiento tiene las siguientes ventajas:

- Es rápido.
- En comparación con otros algoritmos para la derivación de funciones discretas, no tiene problemas de inestabilidad en función del incremento angular.
- Matemáticamente el procedimiento es más preciso que otros procedimientos, puesto que la derivada se hace por medio de las derivadas “analíticas” de senos y cosenos (partes real e imaginaria).
- El inconveniente de amplificar el ruido de la señal a altas frecuencias, al multiplicar por el número de armónico en (4.13), se ve compensado por el empleo del filtro paso-bajo.

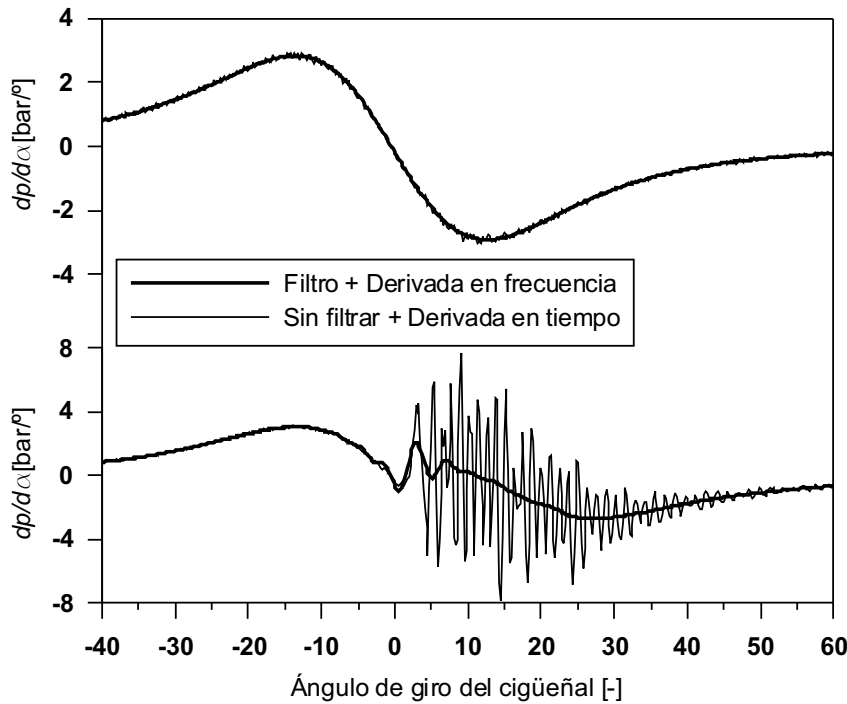


Figura 4.7. Derivada de la presión media en arrastre (arriba) y combustión (abajo).

4.2.0.4 Conclusiones

Se han propuesto tres procedimientos para promediar, filtrar y derivar la señal de presión basados en el análisis de la señal de presión en el dominio de la frecuencia. Para ello se parte de la señal discreta tras la conversión A/D, adquirida en el motor durante n_c ciclos sucesivos. Para el paso del dominio temporal al frecuencial se ha empleado la transformada discreta de Fourier, para cuyo cálculo se ha empleado la FFT, más eficiente en cuanto a tiempo consumido que el cálculo directo de la transformada discreta. Se ha tomado como señal periódica el conjunto de todos los ciclos adquiridos. Una vez en el dominio de la frecuencia se ha procedido del modo siguiente:

1. Para el cálculo del ciclo medio, se han eliminado del espectro en frecuencia aquellos armónicos que son múltiplos del ciclo elemental (compuesto de todos los ciclos medidos), pero no lo son del ciclo termodinámico.

2. Para el filtrado de la señal se emplea un filtro paso-bajo con una banda de transición para evitar el efecto Gibbs. Se han propuesto valores de los armónicos de corte y ancho de la banda de transición particularizados para ensayos en arrastre y combustión. En estos últimos se ha tenido en cuenta el fenómeno de resonancia en el conducto de conexión del sensor con la cámara. A pesar de que los filtros propuestos no deben ser considerados como universalmente aplicables, se han empleado en gran cantidad de ensayos en diferentes motores y condiciones de funcionamiento, con buenos resultados.
3. Para el cálculo de la derivada se ha optado por operar en el dominio de la frecuencia a partir del espectro de la señal promediada y filtrada. El procedimiento propuesto es rápido y sus resultados satisfactorios.

Una vez se tiene la señal promediada, filtrada o derivada en el dominio de la frecuencia, el paso al dominio temporal se realiza por medio de la transformada rápida inversa de Fourier o IFFT.

4.3 Aportaciones a la estimación de la masa atrapada

4.3.1 Estimación de la masa atrapada

Como se indicó en el apartado 2.1, no es práctico construir modelos que intenten describir todos los aspectos importantes de un motor. Por ello, al acoplar modelos teóricos para el estudio del proceso de renovación de la carga y modelos para el estudio de los procesos dentro del cilindro, el más preciso realiza el cálculo principal y el otro, más sencillo, sirve para fijar las condiciones de contorno. Así:

- Los modelos que se centran en los procesos de admisión y escape suelen emplear un modelo de combustión que le proporciona información de los fenómenos dentro del cilindro. Esto permite fijar las condiciones de contorno o iniciales [3, 4, 20].
- En el capítulo 2 se describen diferentes modelos que se centran en los procesos que transcurren en el cilindro, tanto predictivos cero-dimensional, cuasi-dimensionales o multidimensionales, como modelos de diagnóstico a partir de la presión. Todos ellos requieren determinar las condiciones iniciales del modelado, habitualmente al RCA.

La masa atrapada, presión, temperatura y composición al RCA son importantes para el modelado de la combustión. En el caso de los modelos predictivos para motores Diesel de inyección directa, una pequeña incertidumbre en la temperatura al RCA puede modificar de forma importante el tiempo de retraso [21], la velocidad de combustión [22, 23] o las emisiones [24, 25]. Asimismo el efecto de la masa residual y su composición afectan al tiempo de retraso en motores Diesel [26].

En los modelos termodinámicos de diagnóstico a partir de la presión en cámara la incertidumbre de las condiciones al RCA no es tan crítica como en los modelos predictivos, ya que su información básica es la presión instantánea medida. A pesar de ello, diversos autores [9, 27, 28] han constatado la importancia de la masa atrapada. En el estudio de sensibilidad del capítulo 3 se ha concluido que esta resulta muy importante para la transmisión de calor a las paredes y no es despreciable para el cálculo de la liberación de calor. Este error en la liberación de calor se justifica por el procedimiento habitual de cálculo de las condiciones al RCA:

1. En primer lugar es necesario referenciar la presión instantánea medida con el captador piezoeléctrico. Para ello existen diferentes métodos que han sido detallados en el apartado 2.3.1.
2. Una vez referenciada la presión, se estima la masa atrapada al RCA según la expresión (2.48) que se reescribe a continuación:

$$m_{RCA} = m_a + m_{EGR} + m_{res} - m_{cc}$$

donde m_a y m_{EGR} son las masas de aire y de EGR respectivamente, m_{res} es la masa residual del ciclo anterior y m_{cc} la de cortocircuito. En los motores Diesel actuales el cortocircuito suele ser pequeño de modo que, aparte de la masa de aire fresco y EGR, la mayor contribución a la masa atrapada es la residual.

No existen muchos modelos sencillos de cálculo de la masa residual en la bibliografía. Fox [29], basándose en los procesos físicos que determinan la masa de residuales, propone una correlación empírica para motores gasolina calibrada a partir de medidas de fracción molar de hidrocarburos sin quemar en la cámara mediante un detector de ionización de llama. En dicha correlación intervienen las presiones medias en admisión y escape, la relación de compresión, el dosado, el régimen y un factor para tener en cuenta el reflujo desde el colector de escape hacia el cilindro y la admisión durante el cruce de válvulas.

Posteriormente, Senecal [30] modifica el modelo anterior para su uso en cualquier motor, gasolina o Diesel. Para ello hace hipótesis de ciclo de combustión ideal. El modelo es ajustado mediante el código de cálculo de dinámica de fluidos KIVA [31]. En ambos casos, el inconveniente más importante es que se utilizan las presiones medias en los colectores de admisión y escape. Esto condiciona la precisión de los resultados ya que la masa residual al RCE depende de todo el proceso de descarga-llenado que sufre el cilindro durante el periodo de escape y cruce de válvulas; como se justificará, la variable más importante es la diferencia de presiones instantáneas entre el cilindro y el colector de escape.

La consideración de presiones medias en los colectores es también asumida por Armas. El autor emplea un modelo de llenado-vaciado basado en la propuesta de Payri [32] para estimar las masas residuales y de cortocircuito. Los gastos instantáneos en las válvulas son calculados mediante un proceso de flujo cuasi-estacionario a través de toberas adiabáticas,

cuyo coeficiente de descarga depende del levantamiento de las válvulas. Estas mismas hipótesis son asumidas por Giannattasio [33] en su modelo predictivo.

A pesar de que los modelos de llenado-vaciado con hipótesis cuasi-estacionarias son los más sencillos de los modelos de renovación de la carga, no es habitual encontrar modelos más complejos para aplicaciones de diagnóstico de la combustión. Al contrario, no es difícil encontrar propuestas muy simples en las que se emplean correlaciones empíricas [34] o directamente se asume un porcentaje de masa residual por defecto [35, 36].

3. Una vez conocidas la presión y la masa, el cálculo de la temperatura es inmediato mediante el empleo de una ecuación de estado. Habitualmente la de los gases perfectos [20, 36–38], aunque algunos autores utilizan otras más complejas [39].

Al realizar la estimación de la temperatura según este proceso, la liberación de calor se verá afectada por un error en la masa atrapada al RCA. En el caso de calcular la liberación de calor neta o “net heat release” (ver apartado 2.5) el parámetro más importante para el cálculo es el exponente adiabático, función de la temperatura [37, 40, 41]. Si se calcula la liberación de calor total o “gross heat release” (ver apartado 2.5) se añade el efecto de la temperatura del gas en la transmisión de calor a las paredes. Un error en la masa al RCA producirá un error equivalente en la temperatura de la carga.

A continuación, se va a proponer un modelo físico para la estimación de la masa residual en un motor Diesel de inyección directa, sencillo y suficientemente preciso para su aplicación en el diagnóstico de la combustión a partir de la presión.

Puesto que en aplicaciones de diagnóstico no es habitual medir la presión instantánea en los colectores, los modelos para estimar la masa residual (tanto los modelos físicos simples como los semiempíricos) normalmente emplean presiones medias. El modelo que se propone calcula la evolución instantánea de la presión en las pipas, lo que permite afinar el cálculo de las condiciones en el cilindro. Se basa en la propuesta de Payri [32] e incorpora un volumen en admisión y dos en el colector de escape conectados mediante dos toberas en serie, para simular el efecto de acumulación del gas. Se centra en las condiciones en el colector de escape, ya que estas han resultado ser el factor más importante para la estimación de la masa residual. El modelo también

proporciona la masa de cortocircuito, de menor importancia, de forma que la masa atrapada al RCA se obtendrá con la expresión (2.48).

Los resultados del modelo han sido validados mediante modelado unidimensional de la dinámica de gases no estacionaria (1D) tanto en ensayos en arrastre como combustión, en dos motores Diesel de inyección directa de automoción. Los ensayos en arrastre son más fáciles de simular con el modelado 1D puesto que no requieren un modelo de combustión adicional para los cálculos. Finalmente, el modelo ha sido validado con ensayos en combustión.

4.3.1.1 Descripción del modelo

El modelo de llenado-vaciado que se propone se basa en la propuesta de Armas y reproduce los procesos físicos que transcurren en el cilindro y colectores durante las carreras de escape y admisión. Al abrirse la válvula de escape, inicialmente se produce una descarga espontánea ya que la presión en la cámara es superior a la del colector de escape. A medida que se produce el vaciado del cilindro y disminuye su presión, el movimiento ascendente del cilindro induce la descarga del gas. En ambos casos el flujo instantáneo depende de la diferencia de presiones entre el cilindro y la pipa de escape. Debido a la acumulación y efectos de ondas, la presión en dicha pipa no permanece constante a lo largo del proceso de escape. Para la consideración de la dinámica de ondas es necesario recurrir a modelado 1D, poco práctico para aplicaciones de diagnóstico debido a la necesidad de conocer de forma precisa la geometría de los colectores y el gran tiempo de cálculo que conlleva. El modelo propuesto sólo considera el fenómeno de la acumulación.

Cuando el pistón alcanza las proximidades del PMS ocurre otro proceso que complica el cálculo: la apertura de la válvula de admisión. Mientras permanezca abierta esta válvula es posible que parte del gas del cilindro retorne hacia la admisión (reflujo); además, puede que mientras estén las válvulas de admisión y escape simultáneamente abiertas el gas fluya desde el escape al cilindro y de este a la admisión (cortocircuito de escape a admisión) o que mezcla fresca entrada al cilindro desde la admisión no permanezca en él y sea expulsada por el escape (cortocircuito de admisión a escape). Estos fenómenos, reflujo y cortocircuito, están controlados por las diferencias de presiones instantáneas entre el cilindro y las pipas de admisión y escape. Hasta AAA el proceso de vaciado del cilindro es independiente de lo que ocurra en el colector de admisión. En el momento que se produce la apertura de la admisión, las condiciones de presión en dicha pipa pueden afectar a la masa atrapada al

RCA por medio de los dos fenómenos indicados. A pesar de que durante el periodo de cortocircuito las condiciones en admisión afectan a los fenómenos fluidodinámicos que ocurren en el motor, existen un par de razones que hacen que las condiciones instantáneas en el escape sean más importantes que las de admisión para el cálculo de la masa atrapada.

1. En los motores Diesel actuales el cruce de válvulas no suele ser importante, debido a que para conseguir altas relaciones de compresión es necesario que la altura libre desde la superficie del pistón hasta la culata sea muy pequeña. De este modo no es posible mantener las válvulas apenas abiertas cuando el pistón alcanza el PMS. En simulaciones con un modelo 1D en diferentes motores de automoción se ha observado que la masa de cortocircuito suele ser un orden de magnitud inferior a residual.
2. Los reflujos desde el cilindro a la admisión pueden ser importantes, sin embargo, este gas es el primero que retorna al cilindro durante la carrera de admisión. Esta simplificación resulta muy útil para el cálculo de la masa residual [42] y permite obviar el cálculo del flujo hacia la admisión [9, 29, 30].

Estas razones han llevado a considerar la admisión más sencilla que el escape, en el que se ha centrado el trabajo de modelado. En la figura 4.8 se muestra los elementos considerados en el modelo.

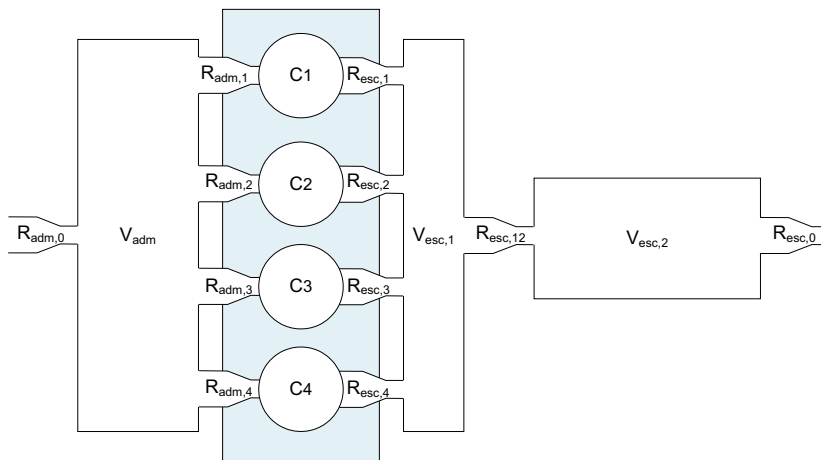


Figura 4.8. Esquema del modelo de llenado-vaciado propuesto.

En el esquema se ha representado un motor de cuatro cilindros, lo más habitual en motores de automoción, pero el modelo es genérico y tiene en cuenta un número cualquiera de cilindros.

El modelo considera un volumen en la admisión y dos en el escape. La restricción $R_{adm,0}$ representa al *intercooler* y si este no existe simplemente es una sección a la salida del compresor. El volumen de admisión, V_{adm} , representa las pipas y el colector de admisión, es decir todo el volumen posterior al compresor o *intercooler* (si hay). Las restricciones $R_{adm,1}$ a $R_{adm,4}$, entre V_{adm} y los cilindros (C_1 a C_4), representan las válvulas de admisión. Los cilindros se comunican con el primer volumen en el escape, $V_{esc,1}$, a través de las restricciones $R_{esc,1}$ a $R_{esc,4}$ que representan las válvulas de escape. El volumen $V_{esc,1}$ representa las pipas y el colector de escape hasta la entrada de la turbina, $V_{esc,2}$ representa el resto del sistema de escape no considerado con $V_{esc,1}$. Las restricciones $R_{esc,12}$ y $R_{esc,0}$ representan las pérdidas de carga totales en el sistema de escape (turbina, catalizador, filtro partículas y silenciador).

Hay que indicar que las dos restricciones del sistema de escape, $R_{esc,12}$ y $R_{esc,0}$, no se corresponden físicamente con elementos concretos. Los elementos clave para el cálculo del escape son $V_{esc,1}$ y $R_{esc,12}$; $V_{esc,2}$ y $R_{esc,0}$ se incluyen para evitar condiciones sónicas en la restricción $R_{esc,12}$.

En el esquema anterior falta por definir el tamaño de los volúmenes y las secciones efectivas de las restricciones; estas características se muestran en la tabla 4.4.

Elemento	Volumen	Sección
$R_{adm,0}$	-	$A_{v,adm}$
$R_{adm,1}$ a $R_{adm,4}$	-	$A_{v,adm} \cdot c_{d,adm}(l)$
$R_{esc,1}$ a $R_{esc,4}$	-	$A_{v,esc} \cdot c_{d,esc}(l)$
$R_{esc,12}$	-	Se ajusta
$R_{esc,0}$	-	Se ajusta
V_{adm}	$V_d \cdot z$	-
C_1 a C_4	V_d	-
$V_{esc,1}$	$V_d \cdot z/2$	-
$V_{esc,2}$	$V_d \cdot z$	-

Tabla 4.4. Características de los elementos del modelo.

$A_{v,adm}$ y $A_{v,esc}$ son las secciones de los platos de las válvulas de admisión y escape respectivamente, $c_{d,adm}(l)$ y $c_{d,esc}(l)$ sus coeficientes de descarga, donde l indica que son dependientes del levantamiento de las válvulas, z es el número de cilindros del motor.

Los volúmenes se han dimensionado en función de la cilindrada del motor con el fin de mantener la simplicidad del modelo y a la vez su sentido físico: es habitual que el volumen del colector de admisión sea mayor que el de escape y este menor que el resto del volumen tras la turbina. En el apartado 4.3.1.3 se muestra como se fijaron los valores de los volúmenes de la tabla 4.4 (en la página siguiente) y se justifica que la sección de la restricción $R_{adm,0}$ no es importante para el cálculo, por lo que se toma igual a $z \cdot A_{v,adm}$. Los coeficientes de descarga de las válvulas de admisión y escape en función del levantamiento son obtenidos en banco de flujo, tanto para flujo entrante como saliente, tomando como referencia la sección del plato de las válvulas, $A_{v,adm}$ y $A_{v,esc}$. El cálculo de las secciones efectivas de las restricciones del escape, $R_{esc,12}$ y $R_{esc,0}$, se detalla en el punto 4.3.1.2.

Como condición de contorno tras $R_{esc,0}$, se imponen las condiciones ambientales en el caso de motores policilíndricos y las del remanso en el caso de motores monocilíndricos de investigación. Las condiciones antes de $R_{adm,0}$ se detallan posteriormente.

Las hipótesis básicas del modelo son:

1. Se considera que el gas se comporta según el modelo de gas ideal.
2. El gas en el cilindro y en los volúmenes está en reposo, es decir se detiene al entrar y al salir se supone inicialmente parado.
3. La mezcla en el cilindro es perfecta, tanto en cuanto a temperatura como composición.
4. Se considera que los reflujos hacia el cilindro no han tenido tiempo de enfriarse en las pipas. Para ello, el cálculo de la temperatura y composición en las pipas se hace considerando un modelo de desplazamiento perfecto en el cual, pequeños paquetes se acumulan en admisión y escape, cada uno con su temperatura y composición. Al entrar al cilindro, el último que ha salido es el primero en entrar.
5. No se considera transmisión de calor a las paredes de los volúmenes pero si en el cilindro, mediante el modelo de Woschni [43, 44].

6. El flujo a través de cada restricción se calcula, asumiendo condiciones cuasi-estacionarias, mediante la ecuación de la tobera adiabática:

$$\dot{m} = A_{ef} \cdot p_2 \cdot \sqrt{\frac{2\gamma}{R \cdot (\gamma - 1) \cdot T_2}} \sqrt{\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}}} \quad (4.15)$$

donde p_1 y p_2 son respectivamente las presiones superior e inferior a los lados de la restricción y T_2 es la temperatura aguas arriba de la restricción. A_{ef} es la sección efectiva de cada restricción: en el caso de las válvulas es el producto de su sección total por el coeficiente de descarga, función del levantamiento; en el caso de $R_{adm,0}$ es directamente la sección total de la válvula de admisión y en las restricciones de escape se va a detallar su ajuste. Si se producen condiciones sónicas en una restricción, en la expresión (4.15) la presión aguas abajo será la crítica en lugar de la del elemento correspondiente.

7. Durante el cruce de válvulas, si la presión en V_{adm} es superior a la del cilindro y esta superior a la de $V_{esc,1}$, se producirá cortocircuito de admisión a escape. Si la presión en $V_{esc,1}$ es superior a la del cilindro y esta superior a V_{adm} se producirá cortocircuito de escape a admisión. En ambos casos el gasto instantáneo se realiza mediante (4.15) considerando A_{ef} la sección equivalente a la de admisión y escape en serie [9].

Las condiciones iniciales del cálculo son:

- Antes de la restricción $R_{adm,0}$ se considera la temperatura y presión medias medidas en el colector de admisión.
- En los cilindros: condiciones de presión, temperatura y masa al AAE.
- En los volúmenes V_{adm} y $V_{esc,1}$: condiciones de presión y temperatura medias medidas en los colectores correspondientes.
- En el volumen $V_{esc,2}$: la temperatura media en el colector de escape y la presión intermedia entre $V_{esc,1}$ y el ambiente, asumiendo igual salto de presión entre $V_{esc,1}$ y $V_{esc,2}$ que entre $V_{esc,2}$ y el ambiente:

$$p_{V_{esc,2}} = \sqrt{p_{esc} \cdot p_{amb}}$$

Calculando los flujos instantáneos en las restricciones con la ecuación (4.15) y resolviendo en cada volumen el primer principio para sistemas abiertos, junto con la ecuación de gases perfectos, se obtiene la evolución instantánea de la masa, temperatura y presión en cada uno de estos elementos. En el caso de los volúmenes V_{adm} , $V_{esc,1}$ y $V_{esc,2}$, el primer principio no considera trabajo ni transmisión de calor, en el cilindro se incluyen ambos términos, junto con los de energía interna y flujo de entalpía entrante o saliente.

El cálculo se inicia al AAE del cilindro 1 y se resuelve a lo largo de un ciclo termodinámico completo, hasta AAE+720°, considerando en cada instante todos los volúmenes y sólo los cilindros que tengan alguna válvula (admisión o escape) abierta. El cálculo se repite varias veces para conseguir la estabilidad de las condiciones en los volúmenes.

4.3.1.2 Ajuste de las secciones de las restricciones

Los valores de las secciones efectivas de $R_{esc,12}$ y $R_{esc,0}$ se reajustan en cada repetición del cálculo. El procedimiento seguido es el siguiente:

1. En primer lugar se hace una **estimación inicial de las secciones efectivas**. Conocido el gasto medio medido, las presiones en $V_{esc,1}$ y $V_{esc,2}$ dadas por las condiciones iniciales y la presión aguas abajo de $R_{esc,0}$ dada por las condiciones de contorno (presión ambiente), es posible calcular las secciones efectivas de $R_{esc,12}$ y $R_{esc,0}$. El salto de presiones entre $V_{esc,1}$ y $V_{esc,2}$, igual al que hay entre $V_{esc,2}$ y el ambiente, será:

$$r_p = \frac{p_{V_{esc,1}}}{p_{V_{esc,2}}} = \frac{p_{V_{esc,2}}}{p_{amb}} = \sqrt{\frac{p_{esc}}{p_{amb}}} \quad (4.17)$$

así se limita el riesgo de aparición de condiciones sónicas en las restricciones. Despejando en (4.15) y teniendo en cuenta (4.17) se obtiene el valor de las secciones efectivas:

$$A_{R_{esc,12}} = \frac{\dot{m}_{adm}}{p_{esc} \cdot \sqrt{\frac{2\gamma}{R \cdot (\gamma-1) \cdot T_{esc}}} \sqrt{\left(\frac{1}{r_p}\right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{1}{r_p}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}}}}$$

$$A_{R_{esc,0}} = \frac{\dot{m}_{adm}}{\sqrt{p_{amb} \cdot p_{esc}} \cdot \sqrt{\frac{2\gamma}{R \cdot (\gamma-1) \cdot T_{esc}}} \sqrt{\left(\frac{1}{r_p}\right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{1}{r_p}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}}}}$$

donde \dot{m}_{adm} es el gasto medio admitido medido y T_{esc} es la temperatura media medida en el colector de escape.

2. Tras cada ciclo de cálculo se **corrigen las secciones efectivas** de $R_{esc,12}$ y $R_{esc,0}$ para que la presión promediada a lo largo de 720° en $V_{esc,1}$ se aproxime a la media medida en el colector de escape. Para ello, se multiplica por un factor mayor o menor que 1 los valores anteriores de $R_{esc,12}$ y $R_{esc,0}$ según si la presión en $V_{esc,1}$ es demasiado alta o baja respectivamente.

El procedimiento empleado para ajustar $R_{esc,12}$ y $R_{esc,0}$ no puede emplearse para el ajuste de $R_{adm,0}$ porque habitualmente la presión se mide en un sólo punto en el colector de admisión. Por ello, en cada ciclo de cálculo se corrige la presión aguas arriba de $R_{adm,0}$ de modo que la presión promediada a lo largo de 720° en V_{adm} se aproxime lo máximo posible a la presión media medida en el colector de admisión.

Nótese que si se dispone de las presiones experimentales instantáneas cerca de las pipas de admisión y escape, el modelo no requerirá ajuste de las restricciones, sino que bastará imponerlas en V_{adm} y $V_{esc,1}$.

Habitualmente, tras 3 o 4 iteraciones de cálculo se consigue la convergencia de las presiones instantáneas en V_{adm} y $V_{esc,1}$ y que sus promedios coincidan con las medidas en los colectores.

4.3.1.3 Puesta a punto del modelo y resultados

Para la puesta a punto y validación del modelo propuesto se han utilizado ensayos en arrastre y combustión en dos motores HSDE:

- El primer motor es el HSDE-0.4 empleado en el estudio de sensibilidad y cuyas características se mostraron en la tabla 3.1. Es un motor monocilíndrico de investigación equipado con un remanso en el colector de escape para evitar efectos ondulatorios.
- Las características del segundo motor, al que se denominará HSDE-4-0.5, se muestran en la tabla 4.5 (en la página siguiente). Se trata de un motor policilíndrico de serie.

Ambos son motores Diesel de inyección directa de automoción y están instrumentados para medir presión instantánea en la cámara, así como la

presión y temperatura medias en el colector de admisión y escape (en el HSDE-0.4 se mide en el remanso). El HSDE-4-0.5 además está instrumentado para medir presiones instantánea en el colector de escape.

En el motor HSDE-0.4 se ha realizado una matriz de ensayos en arrastre, con un barrido de 4 regímenes y 3 presiones de admisión (en total 12 ensayos) cuyas características se muestran en la tabla 4.6. El nombre de los ensayos sigue la nomenclatura “*régimen-presión de admisión*”. La presión de escape se ha mantenido en todos los ensayos 200 *mbar* por encima de la de admisión.

En el motor HSDE-4-0.5 se han ensayado 5 puntos en arrastre y 2 en combustión. Los ensayos en arrastre se corresponden a regímenes de motor del ciclo Europa. Los ensayos en combustión corresponden a dos puntos de funcionamiento a plena carga y dos regímenes diferentes.

Parámetro	Valor	Unidades
V_d	0.5	[l]
z	4	
D	85	[mm]
S	88	[mm]
L_b	145	[mm]
L_m	44	[mm]
r_c	17.8:1	
Válvulas de admisión	2	
Válvulas de escape	2	

Tabla 4.5. Características del motor HSDE-4-0.5.

	Barrido de p_{adm}		
	1000-1.1	1000-1.6	1000-2.1
Barrido	2000-1.1	2000-1.6	2000-2.1
de régimen	3000-1.1	3000-1.6	3000-2.1
	4000-1.1	4000-1.6	4000-2.1

Tabla 4.6. Matriz de ensayos en arrastre en el HSDE-0.4.

Ensayo	N [rpm]	p_{adm} [bar]	p_{esc} [bar]
1a	1509	1.08	1.34
2a	1665	1.11	1.51
3a	1867	1.15	1.84
4a	2052	1.18	1.71
5a	2240	1.21	2.0

Tabla 4.7. Matriz de ensayos en arrastre en el HSDE-4-0.5.

Ensayo	N [rpm]	p_{adm} [bar]	p_{esc} [bar]	p_{mi} [bar]	Grado de carga [%]
1c	1000	1.21	1.46	11.8	100
2c	3000	2.28	2.95	21.7	100

Tabla 4.8. Matriz de ensayos en combustión en el motor HSDE-4-0.5.

En las tablas 4.7 y 4.8 se muestran las características de los ensayos en el motor HSDE-4-0.5. El nombre de los ensayos en arrastre termina en “a” y en “c” los de combustión.

Tras realizarse los ensayos experimentales se simularon mediante cálculo 1D todos ellos. Para la simulación de los arrastres no es necesaria más información que la geometría de los componentes del motor y las condiciones de funcionamiento. Se ajusta el modelo 1D hasta conseguir el mínimo error entre la masa admitida medida y modelada. En el HSDE-4-0.5 se dispone además de las presiones instantáneas en el colector de escape que se utilizó como información adicional para una mejor simulación. En el caso de los ensayos en combustión es necesario conocer la liberación de calor que fue obtenida a partir de la presión mediante el *modelo de diagnóstico de referencia*. Como resultado de las simulaciones 1D se obtuvo la masa atrapada al RCA en cada ensayo, así como las presiones instantáneas en el cilindro y en los colectores.

En primer lugar se utilizaron los ensayos en arrastre del HSDE-4-0.5 para ajustar el tamaño de los volúmenes V_{adm} , $V_{esc,1}$ y $V_{esc,2}$. Para ello, se hizo un estudio de sensibilidad modificando el tamaño de dichos volúmenes, empleando como criterio de ajuste que el nivel de pulsación de la presión instantánea en $V_{esc,1}$ coincidiese con el medido experimentalmente y que la masa atrapada

sea la calculada con el modelo 1D. Las conclusiones más importantes de este estudio son:

- El tamaño de V_{adm} afecta muy poco a la masa residual.
- El tamaño de $V_{esc,2}$ es más importante que el de V_{adm} . Se ha fijado un volumen similar a la cilindrada total del motor, aunque se ha comprobado que variaciones de $\pm 50\%$ alrededor de este valor no afectan de forma importante al resultado final.
- El tamaño de $V_{esc,1}$ es el más importante para el cálculo de la presión instantánea y la masa residual.

Ante estos resultados se tomó unos valores razonables de V_{adm} y $V_{esc,2}$ y se ajustó el de $V_{esc,1}$ en el HSDE-4-0.5 con los criterios indicados. Los valores han sido mostrados en la tabla 4.4. En la figura 4.9 se muestra la presión

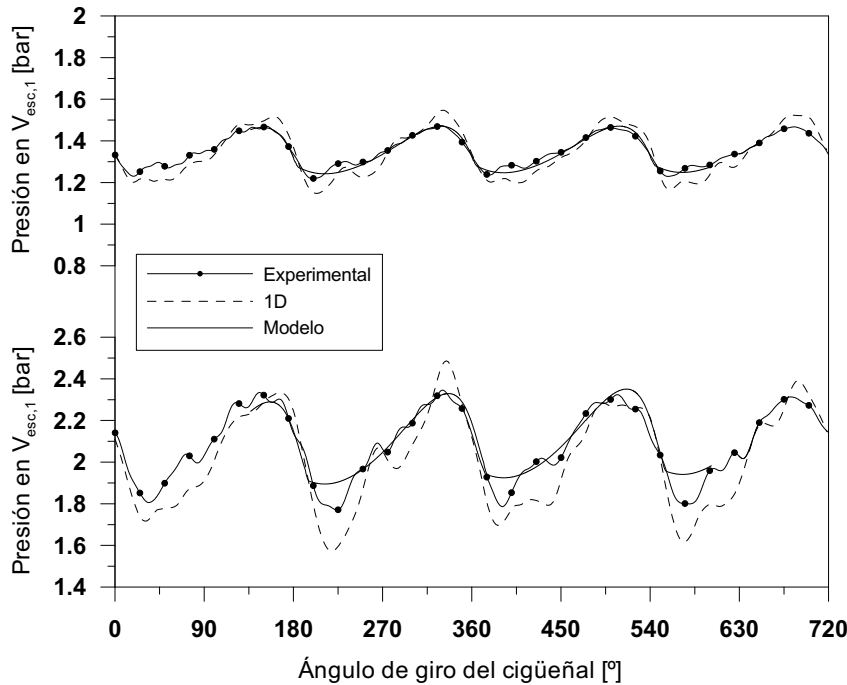


Figura 4.9. Presiones instantáneas en $V_{esc,1}$ medidas, modeladas con 1D y con el modelo propuesto en ensayos en arrastre del HSDE-4-0.5. Arriba: ensayo "1a" (1509 rpm), abajo: ensayo "5a" (2240 rpm).

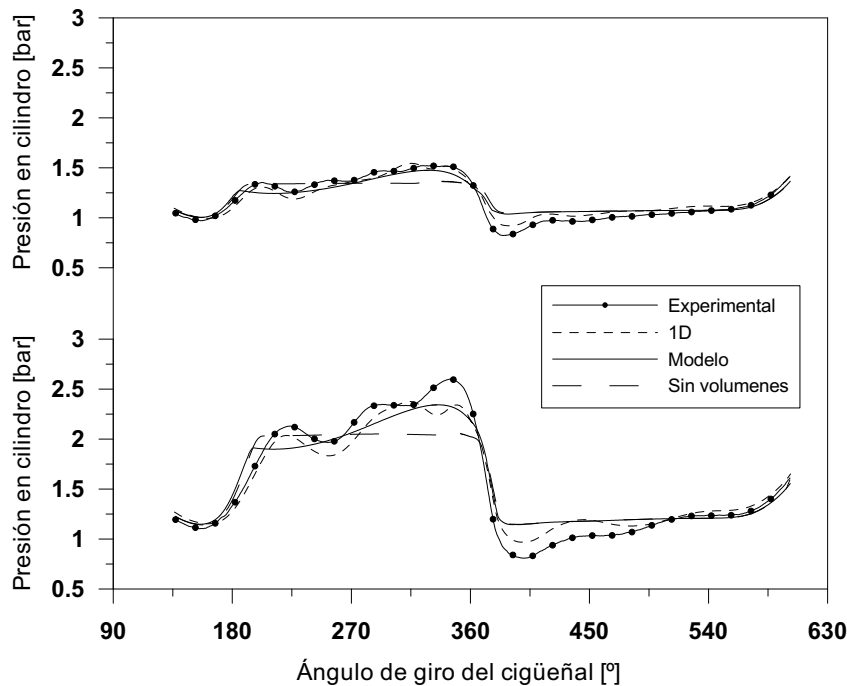


Figura 4.10. Presión en el cilindro experimental, modelada con 1D, con el modelo propuesto y con el modelo propuesto imponiendo presiones medias en los colectores, en ensayos de arrastre del HSDE-4-0.5. Arriba: ensayo “1a” (1509 rpm), abajo: ensayo “5a” (2240 rpm).

simulada en $V_{esc,1}$ con el modelo propuesto y con el modelado 1D, junto con la presión experimental en el colector de escape, en dos de los ensayos. La presión simulada con el modelo se ha graficado únicamente durante el intervalo angular que dura el ciclo abierto.

Se observa en la figura 4.9 como, en términos generales, el modelo a pesar de su simplicidad es capaz de reproducir las variaciones de la presión de forma razonable. El comportamiento del modelo es mejor a bajo régimen donde los efectos de ondulatorios son menos importantes. En todo caso los errores máximos en los pulsos de presión en ambos ensayos son similares a los cometidos con 1D, que considera de forma completa la geometría. Evidentemente, las pequeñas oscilaciones de mayor frecuencia no son reproducidas por el modelo simple que si parece considerar convenientemente el efecto de acumulación en el colector (oscilaciones de baja frecuencia).

En la figura 4.10 (en la página anterior) se muestran la presión en el cilindro medida, simulada con 1D, con el modelo y con el modelo sin volúmenes (imponiendo las presiones medias en los colectores). Los puntos de funcionamiento son los mismos que en la figura 4.9. Se ve que la presión en el cilindro obtenida con el modelo se aproxima a la experimental más que la obtenida con presión constante en los colectores (sin efecto de acumulación). Esta mejora es más clara durante la carrera de escape, en la que se ha centrado el modelado. En los dos ensayos se consigue un ajuste satisfactorio de la presión simulada a la experimental durante el escape y peor en la admisión, como se ha justificado. Como ya se ha visto en la figura 4.9, el modelo reproduce bien el efecto de llenado del colector de escape, pero no las pequeñas oscilaciones debidas a fenómenos ondulatorios.

Se han mostrado resultados de los dos ensayos más diferentes, los obtenidos en el resto son similares, tanto en la presión en $V_{esc,1}$ como en el cilindro.

En la figura 4.11 se muestra el porcentaje de masa residual, respecto a la admitida, obtenida con el modelo. La fracción de masa residual calculada en los diferentes ensayos no presenta una tendencia clara con el cambio de régimen. La razón es que al incrementar el régimen no se mantiene el ratio

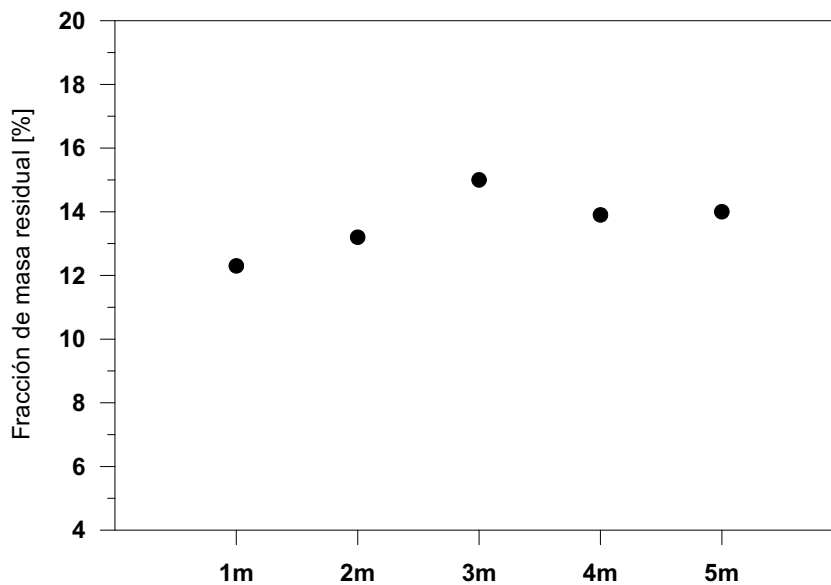


Figura 4.11. Fracción de masa residual calculada con el modelo en ensayos en arrastres del HSDE-4-0.5.

entre las presiones de admisión y escape. De este modo, se superponen los efectos de los dos parámetros, que como muestran Fox y otros [29] y Senecal y otros [30] afectan a la fracción de masa atrapada.

En la figura 4.12 se muestra la masa atrapada al RCA calculada con el modelo y con 1D, junto con el error relativo cometido. Puesto que la masa admitida es la misma en el modelo y en 1D, la calidad del cálculo de la masa al RCA da una idea de la calidad del ajuste de la masa residual.

En todos los casos el error en la masa al RCA es positivo, de modo que el modelo parece sobrestimar ligeramente la masa residual. De cualquier modo, el error máximo que se comete es inferior al 2.5%, adecuado para el diagnóstico de la combustión, e incluso para modelados más exigentes. Considerando la sencillez del modelo, este error en la masa retenida es bastante bajo puesto que en el ajuste del modelo 1D habitualmente se admite como aceptable un error inferior al 2% en la masa admitida respecto a la medida. Este error es similar al que se puede cometer en la medida experimental del gasto másico admitido.

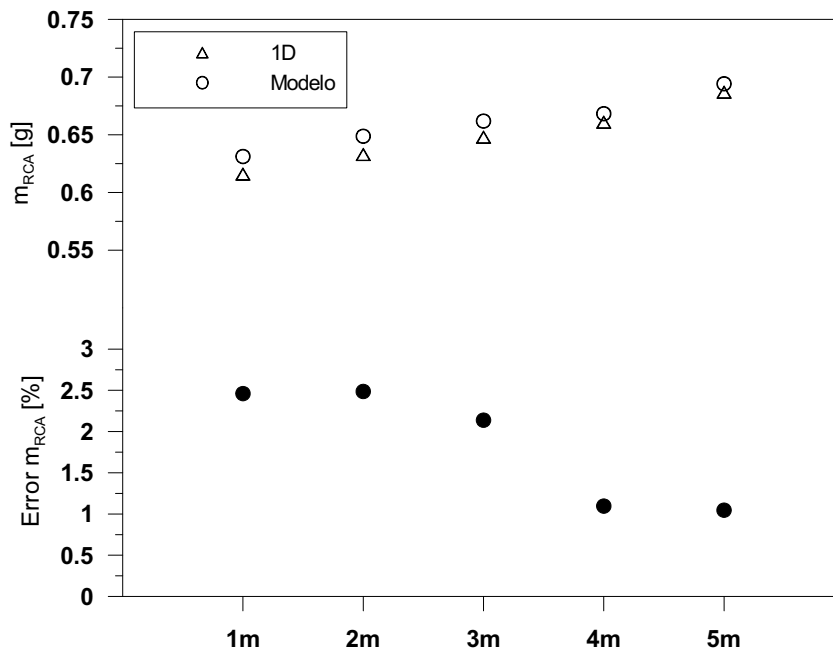


Figura 4.12. Masa al RCA (arriba) calculada con el modelo y 1D y error relativo (abajo) en ensayos en arrastres del motor HSDE-4-0.5.

Una vez puesto a punto el modelo propuesto con el HSDE-4-0.5 en arrastre, se comprueba su validez con el HSDE-0.4 con ensayos también en arrastre.

En las figuras 4.13 y 4.14 se muestra la presión en el cilindro durante el ciclo abierto medida experimentalmente, obtenida con el modelo y con simulación 1D, en cuatro ensayos en arrastre a dos regímenes y dos presiones de admisión.

Se aprecia en dichas figuras que en el HSDE-0.4 la presión en cámara sufre un incremento en las proximidades del PMS de cruce de válvulas. La razón es que este motor no tiene cruce de válvulas, de modo que un RCE adelantado provoca dicho incremento. En los ensayos a menor régimen y menor presión de admisión este efecto es menos apreciable. Las simulaciones, tanto con el modelo como con 1D, parecen sobreestimar este efecto a bajo régimen, siendo muy buenos los resultados a mayor régimen.

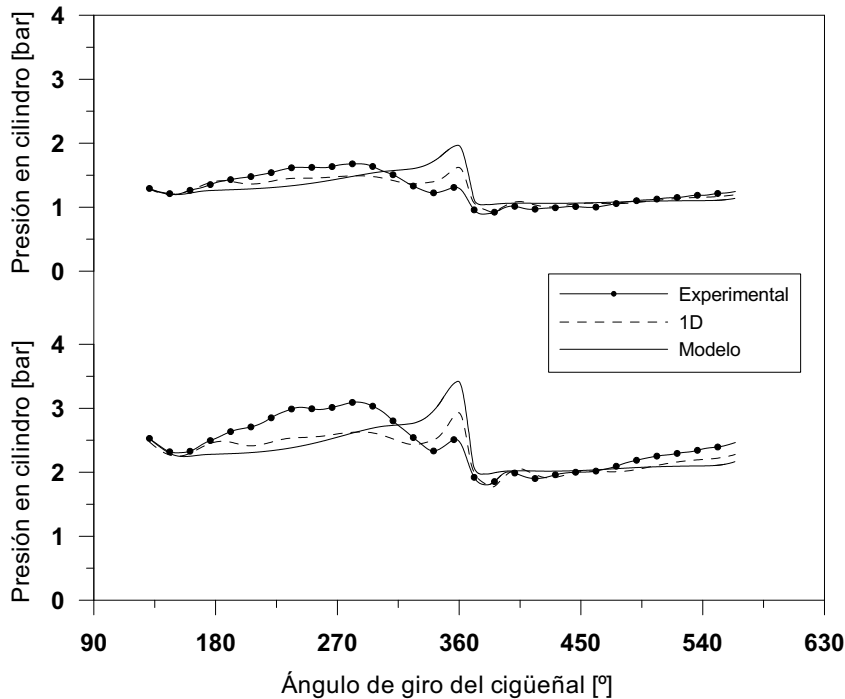


Figura 4.13. Presión instantánea en el cilindro medida, modelada con 1D y con el modelo propuesto en ensayos en arrastre del motor HSDE-0.4. Arriba: ensayo "2000-1.1", abajo: ensayo "2000-2.1".

En las figuras 4.13 y 4.14 se puede observar que a pesar de que el modelado de la admisión es más sencillo que el del escape, en el motor HSDE-0.4, la presión simulada se parece más a la experimental durante la admisión que durante el escape. Hay un par de comentarios interesantes al respecto: en primer lugar para el cálculo de la masa residual la carrera de admisión no es importante porque la masa admitida se mide; en segundo lugar, para el cálculo de la masa atrapada la parte más importante de la carrera de escape es justo antes de RCE. Como se observa en las figuras 4.13 y 4.14, la presión cerca de RCE está muy bien ajustada a alto régimen pero a bajo régimen los resultados no son tan buenos. A pesar de ello, el comportamiento del modelo es sólo ligeramente peor que el modelado 1D: en condiciones operativas en las que 1D ajusta muy bien (figura 4.14) el modelo funciona también bien. En puntos de funcionamiento en los que los resultados no son muy buenos (figura 4.13), estos no son mucho peores que los de 1D.

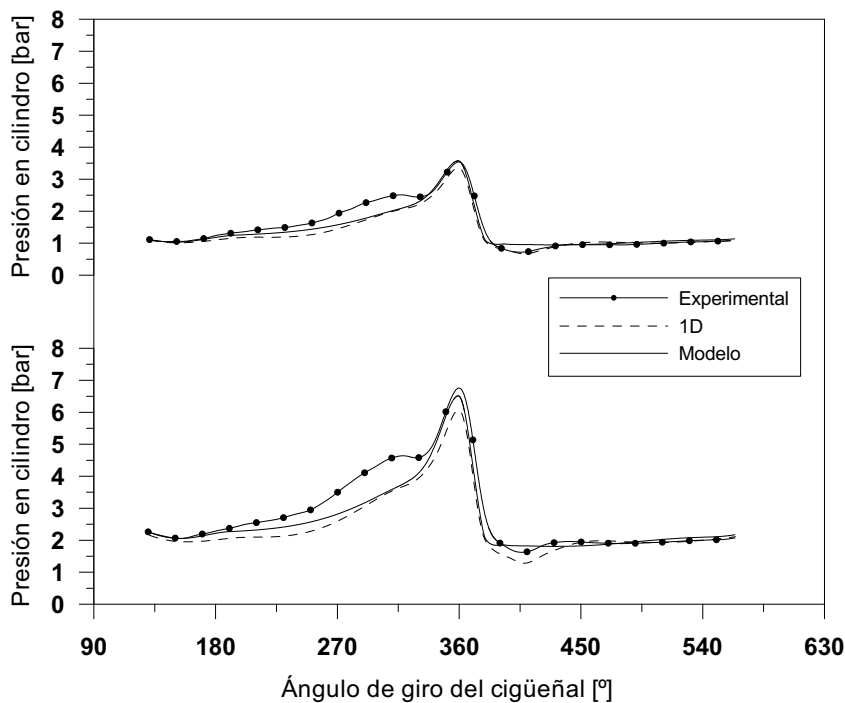


Figura 4.14. Presión instantánea en el cilindro medida, modelada con 1D y con el modelo propuesto en ensayos en arrastre del motor HSDE-0.4. Arriba: ensayo “4000-1.1”, abajo: ensayo “4000-2.1”.

En la figura 4.15 se muestran los valores de fracción de masa residual obtenida con el modelo. Se han representado los valores de fracción de masa residual frente al ratio entre las presiones de admisión y escape, agrupados por regímenes.

Por un lado, la tendencia con el cociente de presiones es que cuanto mayor es la presión de escape frente a la de admisión mayor es la fracción de masa residual. Esta tendencia coincide con la obtenida por Fox y otros [29] y Senecal y otros [30], aunque estos presentan en sus trabajos una mayor variación del cociente de presiones.

Por otro lado, el motor HSDE-0.4 no tiene cruce de válvulas y el avance del RCE dificulta la salida de los gases al final del escape lo que produce el incremento de presión antes del PMS mostrado en las figuras 4.13 y sobre todo en la 4.14. Este efecto provoca que la fracción de masa residual incremente a medida que aumenta el régimen de giro como se observa en la figura 4.15. Puesto que el efecto del régimen de giro depende de la distribución, el comportamiento obtenido en el motor HSDE-0.4 no puede generalizarse. Como ejemplo, Fox y otros [29] y Senecal y otros [30] muestran que al incrementar

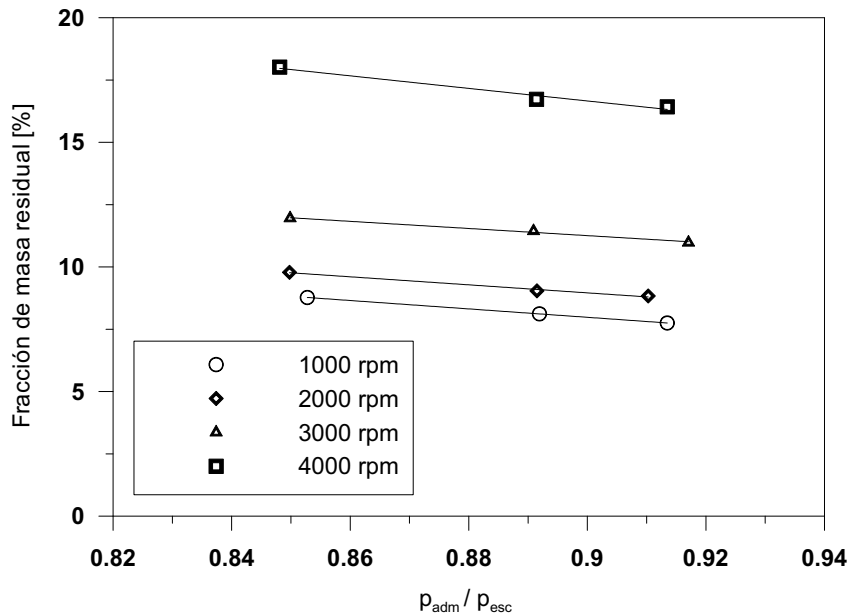


Figura 4.15. Fracción de masa residual calculada con el modelo en ensayos en arrastres del motor HSDE-0.4.

el régimen disminuye la fracción de masa residual. Senecal y otros justifican este comportamiento debido a que disminuyen los reflujos desde escape hacia admisión. Este efecto no se aprecia en el motor HSDE-0.4.

En la figura 4.16 se muestra el error, respecto a las simulaciones 1D, de la masa atrapada al RCA obtenido con el modelo, sumando la masa residual a la admitida medida.

Hay un par de comentarios interesantes:

- En primer lugar cabe destacar que de 12 ensayos diferentes en 8 se han obtenido errores inferiores al 2% en la masa atrapada, errores adecuados para el propósito del modelo. Si se tiene en cuenta que el modelo se ha puesto a punto en un motor muy diferente y otras condiciones de funcionamiento, los resultados son bastante satisfactorios. Los resultados no han sido tan buenos en 3 de los puntos de funcionamiento, donde el modelo comete un error próximo al 4%. Puede ser objeto de trabajos futuros un estudio más profundo con el fin de mejorar la predicción del modelo sin complicarlo en exceso.

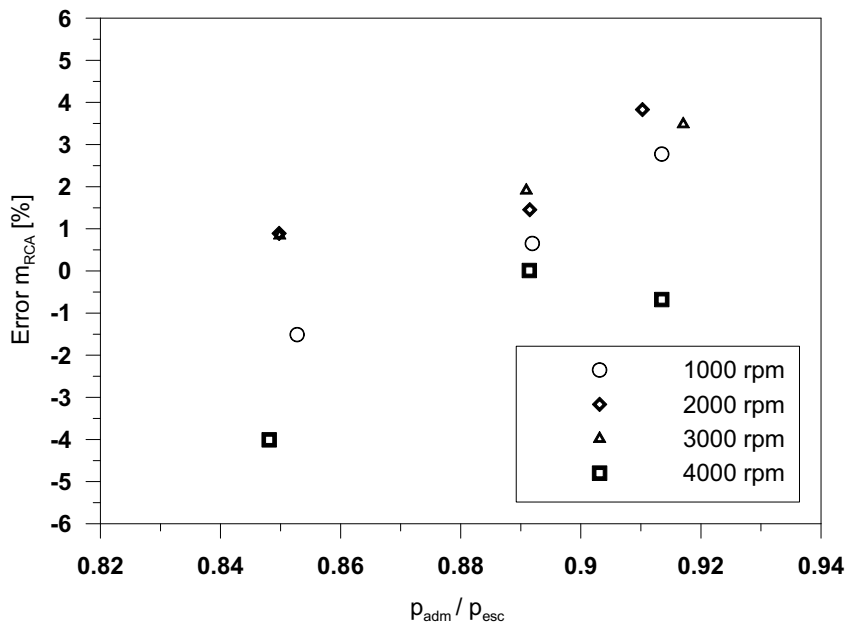


Figura 4.16. Error en la masa al RCA del modelo respecto a cálculo 1D en ensayos en arrastres del motor HSDE-0.4.

- Otro aspecto interesante es que los errores, considerando su signo, parecen presentar una tendencia creciente con el ratio de presiones, por lo que parece que el modelo ha subestimado ligeramente la tendencia decreciente mostrada en la figura 4.15.

Respecto a la dinámica de fluidos, un ensayo en combustión es igual que un arrastre; su única diferencia son las condiciones termodinámicas de presión y temperatura. Esto permite suponer que el modelo, que funciona razonablemente bien en arrastre, debe comportarse bien en combustión. Para verificarlo se usaron los ensayos en combustión del motor HSDE-4-0.5 de la tabla 4.8.

En las figuras 4.17 y 4.18 se muestran las presiones instantáneas experimentales y modeladas en $V_{esc,1}$ y en el cilindro, respectivamente.

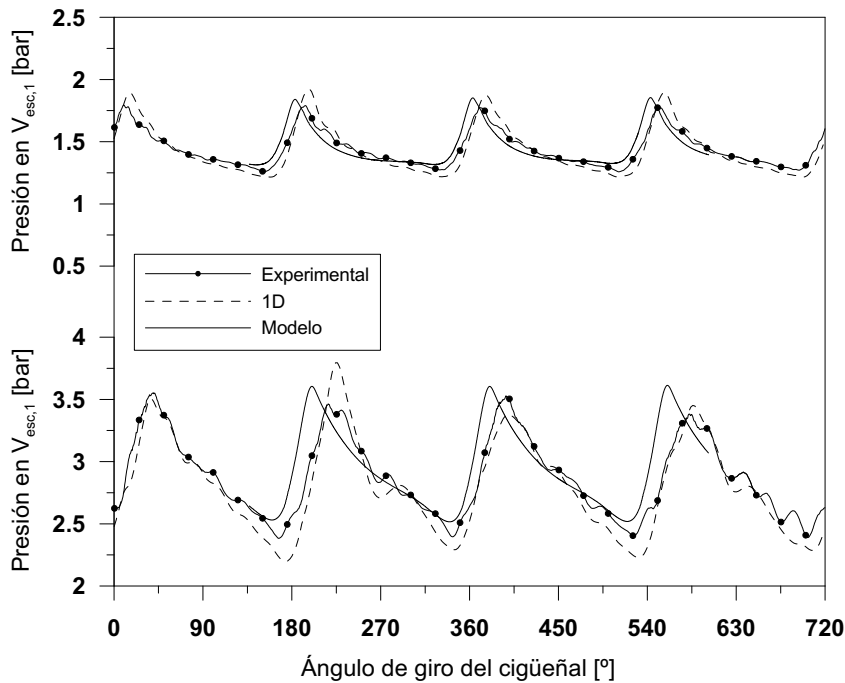


Figura 4.17. Presiones instantáneas en $V_{esc,1}$ medidas, modeladas con 1D y con el modelo propuesto en ensayos en combustión del motor HSDE-4-0.5. Arriba: ensayo "1c" (1000 rpm), abajo: ensayo "2c" (3000 rpm).

Finalmente en la tabla 4.9 (en la página siguiente) aparecen los valores de de masa residual calculada con el modelo, las masas atrapadas estimadas con el modelo y 1D, así como el error relativo.

Puede verse que, por un lado, en ambos ensayos en combustión la evolución de la presión simulada, tanto en $V_{esc,1}$ como en el cilindro, es bastante buena. Por otro lado, los errores en la masa atrapada al RCA mostrados en la tabla 4.9 (en la página siguiente) son similares a los obtenidos en arrastre (figura 4.12). De este modo puede concluirse que la precisión del modelo parece ser similar en ensayos de arrastre y combustión.

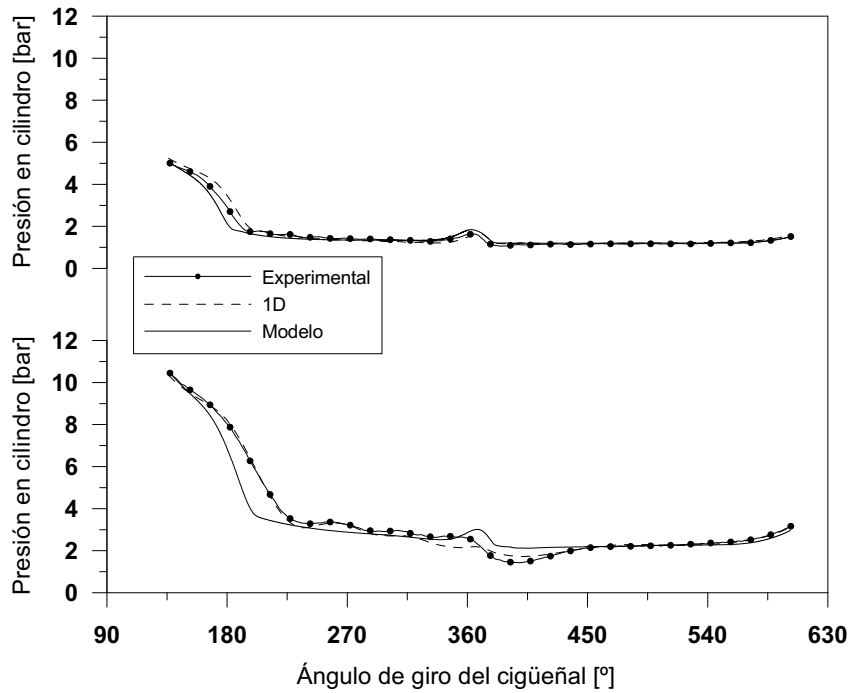


Figura 4.18. Presiones instantáneas en el cilindro medidas, modeladas con 1D y con el modelo propuesto, en ensayos en arrastre del motor HSDE-4-0.5. Arriba: ensayo “1c” (1000 rpm), abajo: ensayo “2c” (3000 rpm).

Ensayos	Modelo		1D	Error m_{RCA} [%]
	m_{res} [%]	m_{RCA} [g]	m_{RCA} [g]	
1c	9.4	0.628	0.618	1.6
2c	6.5	1.133	1.101	2.9

Tabla 4.9. Masa residual y atrapada calculadas con el modelo propuesto, masa atrapada calculada con 1D y error relativo en los ensayos en combustión del motor HSDE-4-0.5.

4.3.1.4 Conclusiones

Se ha propuesto un modelo sencillo de llenado-vaciado que permite estimar la masa residual y de cortocircuito, de menor importancia. A partir de ellas se puede calcular la masa atrapada como suma de la admitida y la residual menos la de cortocircuito.

El modelo considera el efecto de acumulación de masa en los colectores, pero no tiene en cuenta fenómenos ondulatorios, al asumir condiciones de flujo cuasi-estacionario. Para ello, se considera un volumen en admisión con una restricción y dos volúmenes en serie con dos restricciones en el escape. La razón de modelar de forma más compleja el escape que la admisión es que se ha concluido que para la estimación de la masa atrapada, las condiciones críticas son las del colector de escape. Las condiciones en el colector de admisión son poco importantes ya que la masa de cortocircuito es poco importante en los motores de automoción Diesel de inyección directa actuales y los reflujos hacia la admisión retornan al cilindro. El modelo propuesto permite reproducir de modo aproximado las oscilaciones de presión en el escape, y calcular de forma precisa la evolución de las condiciones termodinámicas en el cilindro.

El modelo ha sido puesto a punto y validado empleando modelado 1D en 2 motores y ensayos en arrastre y combustión. Los resultados obtenidos permiten garantizar un error en la masa atrapada inferior al 3% en la mayoría de casos, que lo hacen idóneo para su uso en un modelo de diagnóstico de la combustión a partir de la presión medida en la cámara.

Para aplicaciones más exigentes en cuanto a las condiciones al RCA, como por ejemplo el modelado predictivo, el modelo es válido aunque resulta más adecuado un modelo más complejo donde se tengan en cuenta las particularidades geométricas y los efectos de ondas.

4.3.2 Detección de errores en la estimación de m_{RCA} y p_{ref}

En el punto anterior se ha propuesto un modelo para calcular de forma precisa la masa al RCA por medio de la estimación de la masa atrapada y la de cortocircuito, de menor importancia. Conocidas m_{res} y m_{cc} , la masa atrapada se obtiene sumándoles la masa admitida, m_a , como indica la expresión (4.14). En los motores y condiciones operativas empleados para el ajuste y validación del modelo de llenado y vaciado, los errores en masa atrapada han sido en la mayoría de casos inferiores al 3% y en algún caso en torno al 4%. Incluso en este último caso, el efecto sobre la ley de liberación de calor es poco importante como ha sido justificado en el estudio de sensibilidad en combustión. Sin embargo, incertidumbres en la masa atrapada por encima del 4% o 5% son ya significativas para el cálculo de la transmisión de calor y pueden llegar a serlo para la liberación de calor.

Por otro lado, se ha tratado la necesidad de ajuste del nivel de presión, para lo que se propone un procedimiento en el apartado 4.5.2.2, válido para ensayos en arrastre y, con ciertas modificaciones, también en combustión. Dicho procedimiento tiene una base termodinámica y la calidad del ajuste estará relacionada con la calidad de la medida de presión en cámara. Por ello, aunque habitualmente el nivel ajustado sea satisfactorio, no se puede descartar que con señales de presión de mala calidad aparezcan incertidumbres en el nivel de presión al RCA superiores al 10%.

Ante estas incertidumbres, aparece la conveniencia de disponer de algún procedimiento, termodinámico o no, que permita detectar problemas en la medida de m_a o en la estimación de m_{res} y p_{ref} . Es importante indicar que tal procedimiento no pretende detectar errores pequeños del 2% o 3% en la masa atrapada o 50 mbar en el ajuste de p_{ref} , sino que intenta detectar problemas importantes de medida o ajuste que invaliden los resultados del diagnóstico de la combustión.

A la hora de plantear procedimientos de validación de los valores de p_{ref} y masa atrapada se dispone de las siguientes posibilidades:

- Se puede estudiar la coherencia del valor de p_{ref} ajustado por medio de la medida directa de la presión en algún punto del ciclo abierto o comprobar su coherencia con algún método termodinámico de ajuste diferente. La primera opción no es razonable debido a la dificultad que conlleva. En cualquier caso no tiene sentido plantearlo como un método de validación porque de hecho, si es posible medir el nivel de presión no

es necesario su ajuste. Como ha sido indicado en el apartado 2.3.1, los procedimientos termodinámicos de ajuste de p_{ref} se basan esencialmente en la evolución politrópica $pV^n = cte$, lo que en la práctica supone trasladar al exponente politrópico n la incertidumbre de p_{ref} . La estimación de n presenta la incertidumbre de su variabilidad entre motores y condiciones de funcionamiento, así como a lo largo del ciclo, como ha sido mostrado en el apartado 3.3.

- Para la estimación de la masa en el cilindro existen varias alternativas basadas en la presión en el cilindro y alguna no basada en ella. Worm [45] las resume del modo siguiente:

1. La primera propuesta no está basada en la medida de presión y consiste en la estimación del dosado relativo junto a la medida de la masa de combustible para estimar la masa fresca admitida. El dosado puede ser calculado a partir de la medida de la composición de los gases de escape ($[CO_2]$ o $[O_2]$) y la masa de combustible se obtiene por medida directa de su gasto másico. Del mismo modo que la medida directa de p_{ref} , es en si mismo una medida de la masa fresca admitida, pero más compleja y menos fiable que la medida directa del gasto másico de aire. Téngase en cuenta que acumula los errores de medida de dos equipos diferentes. Además, presenta el inconveniente de que no permite saber la masa admitida total, ya que la composición de los gases de escape no depende de la cantidad de EGR o residuales. Como conclusión, el método es complicado, no muy preciso y sólo proporciona la masa fresca admitida, por lo que no resulta adecuado para el objetivo perseguido.

Las tres propuestas basadas en la medida de presión son:

2. **Método iterativo.** Mladek y Onder [46] proponen un procedimiento basado en la aplicación de la ley de gases perfectos en el ángulo correspondiente al 50% (AQ50) de masa quemada. De forma resumida el procedimiento consiste en hacer una primera estimación de la masa en dicho punto, con dicha masa y conocida la presión en la cámara se estima la temperatura al RCA, esta temperatura es el resultado de la mezcla del aire fresco, que sufre una compresión politrópica desde la admisión, con los gases residuales cuya temperatura se estima con una correlación. Calculando los calores específicos a volumen constante de la mezcla fresca y de los productos quemados en función de las temperaturas de cada uno

de ellos, es posible despejar la fracción de masa residual. Mediante un balance de energía desde RCA hasta AQ50 es posible obtener la temperatura en este ángulo y por aplicación de la ley de gas ideal se obtiene un segundo valor de la masa en AQ50. El proceso se repite hasta lograr la convergencia de modo que finalmente se tiene el valor de la masa atrapada, residual y por diferencia la admitida. Los inconvenientes del procedimiento son que consume muchos recursos de cálculo y que asume hipótesis como la compresión politrópica de los gases en la admisión o la estimación empírica de la temperatura de los productos residuales que pueden introducir incertidumbres considerables.

3. **Método correlativo.** Se basa en la correlación existente entre la masa atrapada y la diferencia de presión entre dos puntos diferentes del ciclo cerrado durante la compresión por lo que se suele denominar el método “Delta P”. La deducción de la expresión que liga m_{RCA} y ΔP es casi inmediata. Si se supone que el contenido del cilindro es un gas ideal y que no existen pérdidas de masa durante el proceso de compresión se puede plantear la ecuación de los gases perfectos en dos puntos durante la compresión, antes de iniciarse la inyección:

$$p_1 = \frac{m_{RCA} \cdot R \cdot T_1}{V_1} \quad (4.19)$$

$$p_2 = \frac{m_{RCA} \cdot R \cdot T_2}{V_2} \quad (4.20)$$

restando $p_2 - p_1$, despejando m_{RCA} y considerando que la evolución entre 1 y 2 sigue una politrópica de exponente n constante tal que

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

se obtiene:

$$m_{RCA} = \frac{V_1 \cdot \Delta p}{R \cdot T_1} \left[\left(\frac{V_1}{V_2} \right)^n - 1 \right]^{-1} \quad (4.22)$$

siendo $\Delta p = (p_2 - p_1)$. Llamando A a todo lo que multiplica a Δp se puede escribir:

$$m_{RCA} = A(T_1, n) \cdot \Delta p \quad (4.23)$$

donde se ha omitido la dependencia que tiene A de V_1 , V_2 y R , puesto que estos tres parámetros no presentan incertidumbre importante, son obtenidos fácilmente y son prácticamente independientes del punto de funcionamiento. Por el contrario T_1 y n dependen del ensayo. La expresión (4.23) es una recta de pendiente A , lo que lleva a que si no se modifica T_1 ni n , m_{RCA} y Δp son linealmente dependientes. La forma de aplicar el procedimiento consiste en realizar una calibración previa de (4.23) mediante ensayos experimentales y/o modelado predictivo, de modo que se obtenga el valor de A en función de los parámetros operativos que afectan a T_1 y n .

Una vez calibrada la “recta” (4.23) se puede estimar la masa atrapada simplemente midiendo la diferencia de presión entre los puntos 1 y 2, que evidentemente deben ser los mismos que los empleados en la calibración. De entrada el método presenta la gran ventaja de ser insensible al nivel de presión, ya que en (4.22) y (4.23) sólo interviene Δp . No obstante, si se analiza (4.22) se puede observar que la incertidumbre de p_{ref} simplemente ha sido sustituida por la incertidumbre en n . En efecto, si se considera que la presión en 1 es el nivel de presión de referencia y la hipótesis de evolución politrópica entre 1 y 2, se tiene:

$$p_1 \cdot V_1^n = p_2 \cdot V_2^n \quad (4.24)$$

$$p_{ref} \cdot V_1^n = (p_{ref} + \Delta p) \cdot V_2^n \quad (4.25)$$

despejando p_{ref} :

$$p_{ref} = \Delta p \cdot \frac{\left(\frac{V_2}{V_1}\right)^n}{1 - \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^n} \quad (4.26)$$

Así, dada una señal de presión y conocidos V_1 y V_2 , conocer o asumir n equivale a conocer o asumir p_{ref} .

El procedimiento que se va proponer es equivalente al descrito y requerirá una calibración similar, como se verá en el punto siguiente. No obstante, puesto que la incertidumbre de p_{ref} es equivalente a la de n , se ha preferido emplear directamente la ley de los gases perfectos en lugar del método “Delta P” y evitar así tener que asumir hipótesis como la evolución politrópica con n constante.

4. **Métodos termodinámicos.** Aunque los dos métodos anteriores se basan en un planteamiento termodinámico, Worm [45] reserva

esté nombre para aquellos métodos en los que la masa se calcula directamente por aplicación de la ley de gases perfectos.

$$m_{RCA} = \frac{p \cdot V}{R \cdot T} \quad (4.27)$$

En el caso de conocer p y T en un punto del ciclo cerrado la masa será conocida. Dado que la medida experimental de T no está disponible y que el nivel de p es precisamente una de las incertidumbres que se tiene, este planteamiento será adaptado para conseguir el objetivo perseguido, como se describe en el punto siguiente.

Una forma sencilla de evitar la necesidad de conocer p y T sería estimar la masa atrapada por medio del rendimiento volumétrico:

$$m_{RCA} = \eta'_V \cdot \frac{p_{adm} \cdot V_{PMI}}{R \cdot T_{adm}} \quad (4.28)$$

donde η'_V no es el rendimiento volumétrico en su forma habitual (cociente entre la masa admitida y la masa teórica desplazada), sino que relaciona la masa atrapada y la masa teórica en el PMI. Si se quiere obtener un nivel de precisión adecuado no basta con asumir un valor constante de η'_V , sino que debe ser tenida en cuenta su variación al menos con el régimen de giro y preferiblemente considerar también otras variables que le puedan afectar como p_{esc} y EGR.

4.3.2.1 Estimación de la temperatura al RCA

Partiendo del planteamiento basado en la aplicación de la ley de los gases perfectos (4.27) en un punto del ciclo cerrado, se propone el siguiente procedimiento para la comprobación de la coherencia de los valores de masa atrapada y nivel de presión ajustado:

1. En un trabajo previo, que se discute a continuación, se ajustará en el motor una correlación empírica para la estimación de la temperatura al RCA, T_{RCA}^{corr} , en función de las condiciones de funcionamiento. El procedimiento de ajuste de la correlación será análogo al que se realizaría para obtener $A(T_1, n)$ en el método de "Delta p", pero en este caso no se incluye el exponente politrópico.

2. Con m_{RCA} calculada como se ha descrito en el apartado 4.3.1 y p_{RCA} obtenida tras ajustar el nivel de presión, como se indica en el punto 4.5.2.2, se calculará la temperatura al RCA:

$$T_{RCA} = \frac{p_{RCA} \cdot V_{RCA}}{R \cdot m_{RCA}} \quad (4.29)$$

3. Se comparará T_{RCA} con T_{RCA}^{corr} , lo que permitirá saber el grado de coherencia de los valores de m_{RCA} y p_{pref} .

A la hora de plantear una estimación de la temperatura al RCA es interesante analizar qué fenómenos físicos le afectan. En la figura 4.19 se muestra un esquema de los mismos junto con el proceso de compresión del ciclo cerrado hasta el inicio de la inyección.

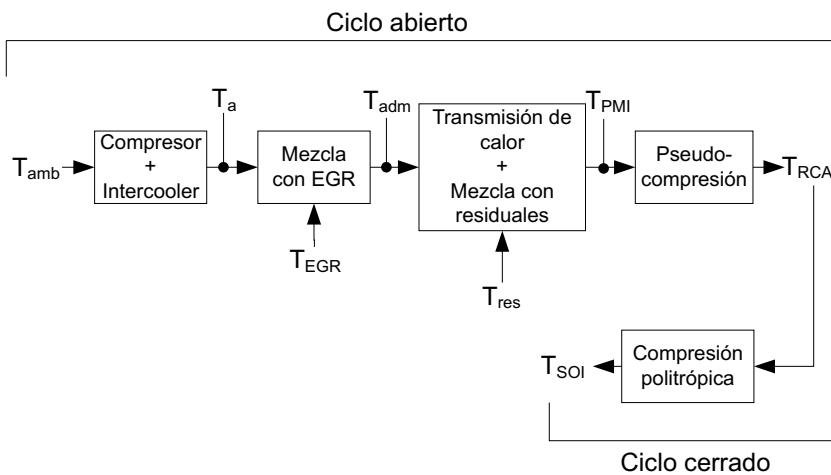


Figura 4.19. Esquema de la evolución de la temperatura en la admisión y fenómenos implicados.

Los fenómenos relevantes son:

1. El proceso de compresión produce un calentamiento del gas, admitido a T_{amb} , que puede ser representado como una compresión politrópica.
2. El enfriamiento del aire en *intercooler* tiene lugar mediante la evacuación de calor al agua y transcurre en condiciones de presión casi constante. A la salida, el aire se encuentra a una temperatura T_a .

3. El aire fresco se mezcla con los gases recirculados (si hay EGR) que están a una temperatura considerablemente mayor. Como resultado, la mezcla de aire y EGR tendrá una temperatura T_{adm} intermedia. En principio, este proceso y los dos anteriores no son de interés desde el punto de vista de T_{RCA} puesto que se dispone de una medida de temperatura, T_{adm} , aguas abajo de ellos.
4. A medida que el gas es admitido en el cilindro ocurren simultáneamente dos fenómenos que producen que la temperatura en el PMI sea superior a la temperatura en el colector de admisión: en primer lugar se produce la mezcla del flujo admitido al cilindro con los gases residuales del ciclo anterior que, en combustión, estarán mucho más calientes. A la vez se produce transmisión de calor entre las paredes de las pipas de admisión y del cilindro con el gas admitido y con la mezcla, respectivamente. El efecto suele ser un incremento adicional de la temperatura de la mezcla, aunque en condiciones de elevado EGR o fracción de gas residual puede producirse un enfriamiento. Si se supone que el proceso de admisión hasta el PMI transcurre a presión constante, T_{PMI} puede obtenerse a partir de T_{adm} considerando únicamente estos dos fenómenos. Si no se supone $p_{adm} = p_{PMI}$ la estimación se complicaría debido al fenómeno de la pseudo-compresión, que principalmente ocurre entre PMI y RCA.
5. Entre el PMI y RCA el cilindro sigue siendo un sistema abierto aunque gracias a que las válvulas de admisión están casi cerradas la entrada o salida de gas es limitada, de modo que el comportamiento del gas es similar a la compresión de un sistema cerrado, de ahí el nombre de pseudo-compresión. Se produce transmisión de calor entre el gas y las paredes del cilindro, pero el fenómeno dominante es el incremento de presión, por lo que puede asumirse una evolución politrópica de exponente adiabático entre PMI y RCA.

Es fácil identificar los fenómenos descritos si se aplica el primer principio de la termodinámica para un sistema abierto al cilindro durante el proceso de admisión. Considerando la válvula isoentálpica la entalpía de entrada al cilindro coincidirá con la entalpía aguas arriba de la válvula. De este modo no es necesario considerar la evolución en la válvula desde el punto de vista de estimación de la temperatura, ya que esta se mantiene a ambos lados. Aunque debido a la expansión del gas en la garganta pueda disminuir la presión, este fenómeno afectará al rendimiento volumétrico pero no a la temperatura.

Se llamará h'_{adm} y T'_{adm} a la entalpía y la temperatura aguas arriba de la válvula; esta última difiere de T_{adm} por las pérdidas de calor en las pipas.

La expresión del primer principio será:

$$\begin{aligned} dU_c &= d(m_c c_{v,c} T_c) = dW - dQ + h_{e,s} dm_c \\ T_c d(m_c c_{v,c}) + m_c c_{v,c} dT_c &= -p dV - dQ + c_p T_{e,s} dm_c \end{aligned}$$

donde el subíndice “e, s” se refiere a condiciones de entrada o salida, según el sentido del flujo: $h_{e,s} = h'_{adm}$ y $T_{e,s} = T'_{adm}$ si el flujo es entrante y $h_{e,s} = h_c$ y $T_{e,s} = T_c$ si es saliente, refiriéndose el subíndice “c” a la carga en el cilindro.

Operando y teniendo en cuenta (3.21):

$$-p dV = V dp - T_c d(m_c R_c) - (m_c R_c) dT_c$$

se obtiene

$$m_c c_p dT_c = V dp - dQ + c_p T_{e,s} dm_c - T_c d(m_c c_{v,c}) - T_c d(m_c R_c)$$

suponiendo $c_{v,c}$ y R_c constantes:

$$m_c c_p dT_c = V dp - dQ + c_p (T_{e,s} - T_c) dm_c \quad (4.32)$$

operando

$$d \ln T_c = \frac{\gamma - 1}{\gamma} d \ln P + \frac{dQ}{m_c c_p T_c} + \left(\frac{T_{e,s}}{T_c} - 1 \right) d \ln m_c$$

integrando entre RCE y un ángulo α_0 del ciclo abierto se llega a:

$$\begin{aligned} \frac{T_c(\alpha_0)}{T_c(RCE)} &= \left(\frac{p(\alpha_0)}{p(RCE)} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} + \exp \left[\int_{RCE}^{\alpha_0} \frac{dQ}{m c_p T_c} \right] \\ &+ \exp \left[\int_{RCE}^{\alpha_0} \left(\frac{T_{e,s}}{T_c} - 1 \right) d \ln m_c \right] \quad (4.34) \end{aligned}$$

Si se dispone de la información necesaria, la expresión (4.34) permite calcular la temperatura en cualquier instante del ciclo abierto y en particular T_{RCA} . En ella se pueden identificar de forma fácil los fenómenos involucrados en el calentamiento de la carga:

1. El término correspondiente al cociente de presiones indica el efecto de la expansión-compresión sobre la temperatura e iría asociada a la pseudo-compresión.
2. El término de transmisión de calor a las paredes aparece a continuación y su significado es que el calor aportado al gas, o cedido por él, incrementa o disminuye su temperatura de forma inversamente proporcional a la masa y al calor específico a presión constante. Como se ha considerado que a la entrada del cilindro la temperatura es T'_{adm} , este término no tiene en cuenta la transmisión de calor en las pipas.
3. En el tercer sumando, el cociente entre temperatura de entrada y temperatura en el cilindro representa la mezcla del gas de admisión con el de la cámara de modo que si el flujo es entrante y la temperatura de entrada es mayor que la de la cámara se producirá un incremento de la temperatura y si es menor un decremento. En el caso de flujo saliente, $T_{e,s} = T_c$, o cuando la temperatura de admisión coincida con la del cilindro el fenómeno de calentamiento por mezcla desaparece y el término se anula.

La resolución de (4.34), u otra expresión equivalente del primer principio, para obtener T_{RCA} , en la práctica no es una opción adecuada para su empleo en el diagnóstico de la combustión puesto que requiere:

- La temperatura en la cámara al RCE.
- La masa m que hay en cada instante en la cámara
- El gasto instantáneo por las válvulas para saber si el flujo es entrante o saliente y por tanto si $T_{e,s}$ es la temperatura en el cilindro o de admisión. Además el gasto instantáneo permite tener $d \ln m$ (o dm si se resuelve una expresión del primer principio como (4.32)).
- Conocer la transmisión de calor a las paredes del cilindro.
- Conocer la transmisión de calor en las pipas para estimar T'_{adm} a partir del valor medido T_{adm} .

El cálculo de los parámetros anteriores, la mayoría de los cuales varían instantáneamente, y la integración del primer principio para obtener T_{RCA} , requiere el empleo de un modelo de simulación del ciclo abierto. El modelo

presentado en el apartado 4.3.1 permite realizar el cálculo, pero su capacidad de predicción del proceso de admisión es limitada y es incapaz de tener en cuenta fenómenos ondulatorios. Además, su capacidad de predicción de la masa residual es precisamente objeto de validación.

El empleo de modelado más complejo y preciso para la simulación del ciclo abierto, como 1D [47] o cálculo CFD [48], resulta muy lento para su aplicación en el diagnóstico de la combustión, por lo que se propone la siguiente solución:

1. Mediante medidas experimentales en motor se procede al ajuste de un modelo 1D.
2. Una vez validada la capacidad de predicción del modelo 1D, se realiza con él un estudio paramétrico, variando las variables operativas más importantes para T_{RCA} :
 - El régimen de giro afecta a los fenómenos ondulatorios, a la transmisión de calor y a la masa residual como se ha visto en la figura 4.15.
 - La masa de combustible inyectada afecta a la temperatura de los gases residuales.
 - La temperatura del refrigerante afecta a la transmisión de calor a las paredes.
 - La presión de admisión y de escape afectan al coeficiente de película y la fracción de gases residuales puede variar con el cociente entre p_{esc} y p_{adm} , como se mostró en la figura 4.15.
 - La temperatura de admisión afecta directamente a T_{RCA} a través del proceso de mezcla con los gases residuales.
3. Con las temperaturas al RCA obtenidas en estudio paramétrico con modelado 1D, se ajusta una correlación empírica de la forma

$$T_{RCA}^{corr} = f(N, m_f, T_r, p_{adm}, T_{adm}, p_{esc}) \quad (4.35)$$

La correlación así obtenida es un estimador de la temperatura al cierre que permite verificar si la temperatura calculada por aplicación directa de la ley de los gases perfectos es coherente.

A modo de ejemplo, se ha ajustado una correlación del tipo (4.35) en el motor HSDE-4-0.5, cuyas características se mostraron en la tabla 4.5. Para ello:

1. En primer lugar se ajustó el modelo 1D en una serie de puntos de funcionamiento, medidos experimentalmente en el motor HSDE-4-0.5. Se emplearon tres regímenes de giro y tres grados de carga (9 ensayos en total) que cubren todo el mapa de funcionamiento del motor. Para el ajuste de cada punto se dispone de varios parámetros que pueden ser modificados en el modelo 1D. Básicamente son:

- Posición de la válvula de EGR.
- Rendimiento de la turbina.
- Coeficiente de descarga de la turbina (puede asimilarse a dos toberas en serie).
- Temperatura de la pared de los colectores.
- Intercambio de calor en el *intercooler*.
- Refrigeración del EGR.

dichos parámetros se ajustan de modo que una serie de variables calculadas y medidas presenten el mínimo error posible. Estas variables de control son principalmente:

- Presión instantánea en los colectores de admisión y escape.
- Gasto másico de aire y EGR.
- Temperaturas y presiones medias en diferentes puntos del motor.

En la tabla 4.10 se muestran los errores medios de los 9 ensayos tras el ajuste, que como puede verse, son aceptables.

Error [%]	p_{adm}	p_{esc}	T_{adm}	T_{esc}	m_a	m_{EGR}
	1.1	0.1	3.5	1.8	1.8	0.8

Tabla 4.10. Errores medios en el ajuste del modelo 1D en el motor HSDE-4-0.5.

2. Una vez ajustado el modelo, partiendo de los 9 puntos de funcionamiento como referencia, se realizó un estudio paramétrico en el que se modificó:

- El régimen de giro.
- La cantidad de combustible inyectado.
- La posición de la válvula de EGR, que afecta a la cantidad de EGR.

- La posición de la turbina de geometría variable, que afecta a la presión de admisión.
- El rendimiento de la turbina, que afecta al ratio entre p_{esc} y p_{adm} .
- La temperatura del refrigerante del *intercooler*, que permite modificar la temperatura de admisión.
- La temperatura del refrigerante del bloque, que afecta a la transmisión de calor en pipas y cilindro

De este modo se obtuvieron un total de 644 ensayos simulados, con las variaciones de las variables medias mostradas en la tabla 4.11.

La variación de EGR y de T_{esc} se han incluido en la tabla con propósito informativo, ya que a la hora de correlacionar T_{RCA} , su efecto será considerado implícitamente a través de otras variables operativas, principalmente T_{adm} en el caso de del EGR y m_f en el caso de T_{esc} .

Variables	Rango de variación	Unidades
N	1000-4500	[rpm]
m_f	4-62	[mg/cc]
EGR	0-61	[%]
T_r	30-95	[°C]
p_{adm}	1-3	[bar]
T_{adm}	29-312	[°C]
p_{esc}	1-9	[bar]
T_{esc}	407-1345	[°C]

Tabla 4.11. Simulaciones 1D en el motor HSDE-4-0.5.

La correlación ajustada es:

$$T_{RCA}^{corr} = a + b \cdot N + c \cdot m_f + d \cdot T_r + e \cdot p_{adm} + f \cdot T_{adm} + g \cdot p_{esc} \quad (4.36)$$

cuyos coeficientes se indican en la tabla 4.12, siendo las unidades de las variables las indicadas en la tabla 4.11.

En la tabla 4.13 se muestran los errores máximo y medio de la correlación, respecto a los valores obtenidos con el modelo 1D. El error máximo obtenido es un buen estimador del valor de la incertidumbre de T_{RCA} que

va a ser posible detectar mediante este procedimiento. Como se ha indicado anteriormente, no es un método muy preciso, pero si bastante robusto y fiable a la hora de detectar problemas de medida o ajuste importantes.

En la figura 4.20 se muestran los resultados predichos por la correlación frente a los simulados con el modelo 1D.

a	b	c	d	e	f	g	R^2 [%]
57.29	-0.001	0.94	0.06	-7.63	0.69	2.00	95.7

Tabla 4.12. Coeficientes de ajuste de la correlación de T_{RCA} .

	[°C]	[%]
Error medio	5.2	1.3
Error máximo	25.6	6.2

Tabla 4.13. Errores medio y máximo de la correlación ajustada.

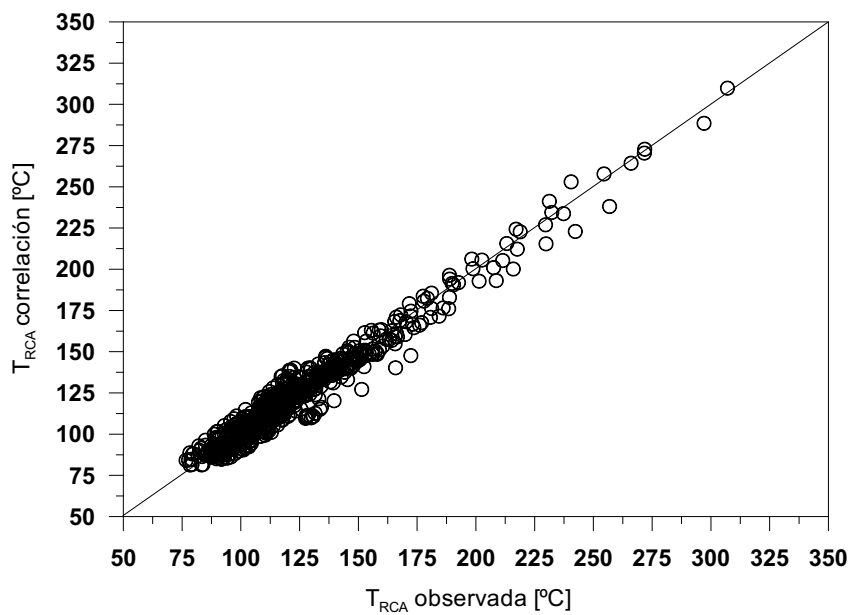


Figura 4.20. Temperatura al RCA estimada con la correlación frente a la calculada con modelado 1D.

4.3.2.2 Conclusiones

Se ha planteado la conveniencia de disponer de un procedimiento que permita detectar problemas en la medida de m_a o en la estimación de m_{res} y p_{ref} , suficientemente importantes para invalidar los resultados del diagnóstico de la combustión. Con el fin de establecer un procedimiento de validación de dichos parámetros, se han presentado una serie de propuestas alternativas empleando medidas experimentales y procedimientos termodinámicos basados en la medida de la presión en la cámara. Los métodos experimentales resultan inapropiados para su uso en el diagnóstico de la combustión por lo que se ha propuesto un procedimiento con base termodinámica. La propuesta hecha consiste en emplear la temperatura al RCA calculada a partir de m_{RCA} y de p_{RCA} como parámetro de control y analizar su coherencia comparándola con un estimador.

Se han descrito los fenómenos físicos que afectan a la temperatura al RCA y se ha visto que la estimación directa por medio del primer principio de la termodinámica requiere la simulación precisa del ciclo abierto, para lo cual es necesario el cálculo 1D o CFD, inadecuados para el diagnóstico de la combustión.

Finalmente, se ha propuesto estimar la temperatura al RCA mediante una correlación empírica en función de los parámetros de funcionamiento más influyentes en los procesos físicos que afectan a T_{RCA} . Para ello, se ha propuesto emplear modelado 1D para realizar un estudio paramétrico que permita el ajuste de la correlación empírica. El inconveniente más grave de este procedimiento es que requiere un trabajo previo importante para el ajuste del modelo 1D en el motor objeto de estudio y la obtención de la correlación. Una vez superada la etapa de ajuste, la validación de T_{RCA} es inmediata durante el diagnóstico de la combustión.

4.4 Aportaciones a la transmisión de calor

Como se ha visto en el estudio de sensibilidad en combustión del apartado 3.2, la transmisión de calor presenta una gran incertidumbre, debido principalmente a la dificultad de su validación experimental. Aunque en ese estudio se ha mostrado que una gran variación en la transmisión de calor no afecta de forma importante a la liberación de calor, su efecto no es despreciable. De hecho, hay autores [38] que atribuyen al error en la transmisión de calor la diferencia entre la liberación de calor total acumulada y la energía del combustible inyectado, o que ajustan el modelo de transmisión de calor para que estas coincidan [24, 49]. Además, aparte de ser necesaria para el balance energético, existen otras razones importantes para abordar su mejora:

- En primer lugar, si se dispone de un modelo de transmisión de calor ajustado y validado, mediante un modelo de diagnóstico de la combustión a partir de la presión se pueden realizar estudios paramétricos en diferentes condiciones de funcionamiento del motor. Ejemplo de ello pueden ser los balances energéticos o el estudio de la influencia de la transmisión de calor en la eficiencia térmica de un motor.
- En segundo lugar, cada vez más se recurre al uso de modelos predictivos cero-dimensionales [50, 51], cuasi-dimensionales o fenomenológicos [22, 23, 28, 33, 42, 52–54], 1D [47] o multidimensionales [55, 56] para el estudio de los motores. En todos los casos es importante conocer la transmisión de calor a las paredes. Un modelo de diagnóstico con un modelo de transmisión de calor preciso permite caracterizar térmicamente un motor (ver apartado 4.5) y disminuir por tanto la incertidumbre de los modelos predictivos.
- Por último, para el procedimiento de ajuste de incertidumbres que se presentará en el apartado 4.5 es imprescindible que el modelo de transmisión de calor empleado reproduzca de forma precisa la transmisión de calor real del motor en arrastre.

Por ello, en este apartado se van a proponer una serie de aportaciones a la transmisión de calor centrándose en dos puntos clave: el cálculo del coeficiente de película y las temperaturas de paredes.

4.4.1 Cálculo del coeficiente de película

Se van a proponer varias mejoras del modelo de transmisión de calor descrito en el apartado 2.5.2. Los puntos que se van a abordar son:

- Propuesta de una expresión de K_{CTM} (ver ecuación (2.45)) en función del coeficiente de torbellino medio.
- Mejora del cálculo de la velocidad del gas debido al movimiento de “*swirl*” (ver ecuación (2.41)).
- Fijación de la relación entre las constantes C_{W1} y C_{W2} (ver ecuación (2.42)) para ponderar adecuadamente el peso del término de velocidad media del pistón y de *swirl*.

Los puntos anteriores se refieren a la mejora de la transmisión de calor a las paredes debidos a fenómenos no asociados a la combustión. Por último se aborda un punto concreto donde se trata este aspecto:

- Ajuste de la constante C_2 del término de combustión (ver ecuación (2.42)).

Dada la gran dificultad de obtener medidas experimentales de flujos de calor instantáneos, se ha utilizado el cálculo CFD como herramienta de validación y ajuste.

4.4.1.1 Herramientas teóricas y experimentales

Los cálculos realizados parten de una base experimental de ensayos en dos motores HSDE y HDDE. El motor HDDE es el HDDE-1.85 del estudio de sensibilidad en combustión, cuyas características se mostraron en la tabla 3.1. Las características geométricas del motor HSDE son las mismas que el HSDE-0.4 de la tabla 3.1, pero se ha empleado un motor de cuatro cilindros modificado (motor HSDE-4-0.4), con los sistemas de admisión de aire, EGR, escape e inyección de combustible independientes en uno de los cilindros [57]. De este modo se dispone de la precisión de medida y control de un motor monocilíndrico, pero con las características de transmisión de calor similares a un policilíndrico.

Las simulaciones se llevaron a cabo empleando el código comercial de cálculo CFD *Fluent* [48]. Las características de la geometría de la cámara de combustión y del mallado pueden consultarse en [58, 59].

Las temperaturas de las paredes en el motor HSDE-4-0.4 fueron medidas con 16 termopares instalados en la culata, 23 en el bloque y 2 termoresistencias en el pistón del cilindro que se ha “independizado” [60]. A partir de ellos se calcularon temperaturas de pared medias en cilindro, culata y pistón que se utilizaron en el cálculo CFD y en el modelo propuesto, derivado del de Woschni. En el caso del motor HDDE-1.85 no estaban disponibles medidas experimentales de temperaturas de paredes, de modo que se utilizaron las temperaturas de pared estimadas con el modelo nodal que se describe en el punto siguiente, 4.4.2.

En las tablas 4.14, 4.15 y 4.16 (las dos últimas en la página siguiente) se muestran las características de los ensayos en los dos motores.

El motor HDDE-1.85 está equipado con un sistema que permite modificar el *CTM* dentro de un rango bastante amplio, como se ve en la tabla 4.14, como inconveniente, este motor presenta un rango de variación del régimen de giro muy acotado y sólo se ha ensayado un régimen. En el motor HSDE-4-0.4 no es posible modificar el *CTM* de forma experimental para el estudio de la compresión, por lo que se midió a diferentes regímenes de giro con el mismo *CTM* y se simuló la presión mediante cálculo CFD para otros dos *CTM*, uno mayor y otro menor que el real. En los ensayos simulados del motor HSDE-4-0.4 se mantuvieron las condiciones al RCA de los ensayos experimentales del mismo régimen (tabla 4.15).

N [rpm]	CTM [-]	
1500	0	Medido y simulado
1500	0.28	Medido y simulado
1500	0.88	Medido y simulado
1500	1.31	Medido y simulado
1500	1.94	Medido y simulado
1500	3.24	Medido y simulado
1500	5.33	Medido y simulado

Tabla 4.14. *Ensayos en el motor HDDE-1.85 para el estudio de la compresión.*

N [rpm]	CTM [-]	
1000	0.8	Simulado
1000	2.15	Medido y simulado
1000	4	Simulado
2000	2.15	Medido y simulado
3000	0.8	Simulado
3000	2.15	Medido y simulado
3000	4	Simulado

Tabla 4.15. Ensayos en el motor HSDE-4-0.4 para el estudio de la compresión.

N [rpm]	p_{mi} [bar]	p_{adm} [bar]	Grado de carga [%]	SOC [°]
1500	5.9	1.089	25	-17.8
1500	14.5	1.634	75	-22.3
3000	4.6	1.547	25	-23.3
3000	12.9	1.813	75	-22.4

Tabla 4.16. Ensayos en el motor HSDE-4-0.4 para el estudio de la combustión.

En todos los ensayos de ambos motores empleados para el estudio de la transmisión de calor “sin combustión” (apartados 4.4.1.2 hasta 4.4.1.4), la inyección empieza después del PMS: 0° en el HSDE-4-0.4 y 6° en el HDDE-1.85; de modo que es posible estudiar la transmisión de calor sin combustión durante toda la compresión. Las condiciones de presión y temperatura al RCA son importantes para la simulación, de modo que se ajustaron iterativamente hasta conseguir un error pequeño en el PMS entre:

1. La presión simulada con CFD y la experimental filtrada y referenciada: en el motor HDDE-1.85 la diferencia máxima es del 1% y en el motor HSDE-4-0.4 del 2.5% en los ensayos experimentales (en los simulados es la misma presión).
2. La temperatura simulada con CFD y la calculada con el modelo de diagnóstico de la combustión: en el motor HDDE-1.85 la diferencia máxima es del 2% y en el motor HSDE-4-0.4 del 1.5% en los ensayos experimentales (en los simulados es la misma temperatura).

De este modo, se obtuvieron unas condiciones termodinámicas en la cámara a lo largo de toda la compresión que permiten asumir que cualquier diferencia en la transmisión de calor calculada con CFD y con el modelo de Woschni es debida al error de este modelo ya que el error en las condiciones termodinámicas no supera el 2.5% en ningún caso durante la compresión.

Una vez estudiada la etapa de compresión, en el apartado 4.4.1.5 se aborda la combustión. Esta etapa resulta más difícil de analizar desde el punto de vista del cálculo CFD, debido al fenómeno de la combustión. En este estudio se utilizaron cuatro ensayos en el motor HSDE-4-0.4 a diferente régimen y carga, cuyas características se muestran en la tabla 4.16. El coeficiente de torbellino en todos los ensayos para el estudio en combustión es $CTM = 2.15$. Se ajustaron de forma iterativa las condiciones al RCA de modo que se minimizó el error de la presión y temperaturas calculados con CFD y experimentales, antes de iniciarse la combustión. La ley de liberación de calor se incorporó a los cálculos CFD mediante la imposición de un término fuente. Los errores máximos obtenidos en las condiciones de presión y temperaturas en los cuatro ensayos son similares a los de los ensayos del estudio de la compresión.

4.4.1.2 Cálculo de K_{CTM}

Según se ha indicado en el apartado 2.5.2, a medida que el pistón asciende en su carrera de compresión, la velocidad tangencial del gas por el movimiento de *swirl* se va incrementando, debido a que el gas se va confinando progresivamente en el *bowl*. De este modo, para conservar el momento angular, el torbellino se acelera a medida que el pistón se aproxima al PMS. Aunque de forma estricta, el máximo de CT se da unos grados antes del PMS [56], por simplicidad, en esta tesis se va a asumir que el máximo se localiza en dicho punto. Puesto que el coeficiente de torbellino en el PMS es el cociente entre la velocidad angular de giro del torbellino y la del motor, se tiene:

$$CT_{PMS} = \frac{\omega_T(PMS)}{\omega_M} = K_{CTM} \cdot CTM \cdot \left(\frac{D}{D_{bowl}} \right)^2 \quad (4.37)$$

Según Pastor [61] la fracción del momento angular del torbellino que no se disipa por fricción durante la compresión, K_{CTM} , adopta un valor entre 0.7 y 0.75. Armas adopta este último valor, como se ha indicado en el punto 2.5.2. Gil [56] ha estudiado con cálculo CFD la dependencia de la disipación de la cantidad de movimiento angular durante la carrera de compresión. En

su trabajo, muestra que el coeficiente K_{CTM} disminuye a medida que CTM se incrementa. Teniendo en cuenta esto, se han calculado mediante CFD los valores de K_{CTM} en los ensayos de los dos motores HSDE-4-0.4 y HDDE-1.85 de las tablas 4.14 y 4.15. Se ha ajustado la siguiente curva exponencial a los valores de K_{CTM} obtenidos:

$$K_{CTM} = \exp(-0.200979 \cdot CTM^{0.4312}) \quad (4.38)$$

Los valores de K_{CTM} junto con la curva ajustada se muestran en la figura 4.21. Como mejora del modelo de transmisión de calor se propone utilizar dicha expresión para el cálculo de K_{CTM} en lugar de un valor constante.

4.4.1.3 Cálculo de la velocidad del gas debido al *swirl*

El segundo aspecto que se va a abordar para la mejora del coeficiente de película, es el cálculo de la velocidad del gas debida al movimiento de *swirl*.

A diferencia del planteamiento original de Woschni (ecuación (2.41)), se va a considerar una velocidad del gas debido al torbellino variable a lo largo

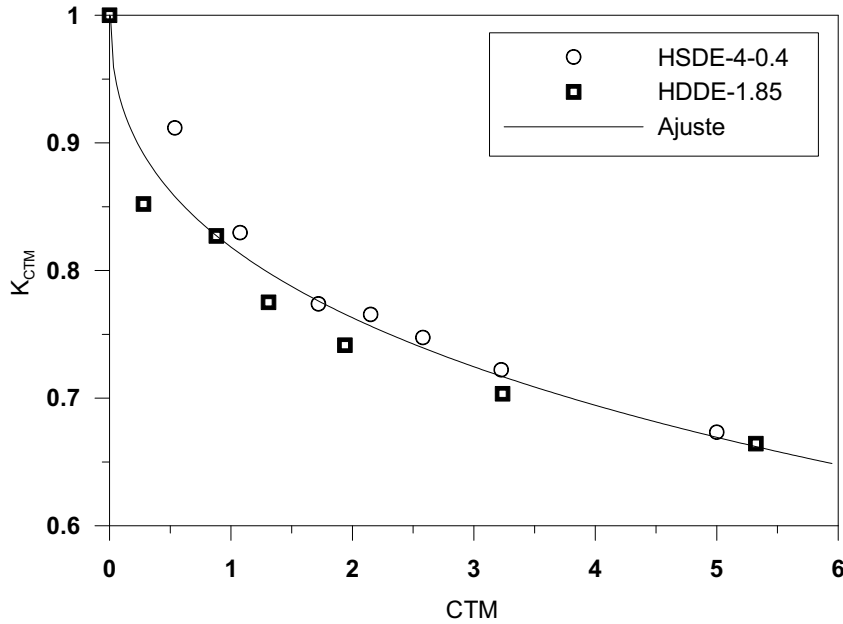


Figura 4.21. Variación de K_{CTM} en función de CTM en los motores HSDE-4-0.4 y HDDE-1.85.

de las carreras de compresión y expansión. Esta variación está justificada por el fenómeno físico de confinamiento del gas en el *bowl* descrito en el apartado anterior. A pesar de que parte de la energía se disipa por fricción, en las proximidades del PMS la velocidad de rotación del gas es sustancialmente mayor que al RCA. Este razonamiento puede aplicarse también durante la expansión en el caso de ensayos sin combustión, de modo que puede asumirse que la velocidad de rotación del torbellino es esencialmente simétrica respecto del PMS en un ensayo en arrastre [56]. Esta hipótesis es asumida también por Armas, que utiliza una función senoidal para tener en cuenta la variación con el ángulo de giro.

Asumiendo que el torbellino se modifica en función del ángulo de giro del cigüeñal según una función $x(\alpha)$, simétrica respecto del PMS, la velocidad tangencial del gas debido al *swirl*, durante la compresión y expansión se calculará mediante

$$c_u(\alpha) = x(\alpha) \cdot c_{u,max} \quad (4.39)$$

La expresión anterior es análoga a la (2.44), propuesta por Armas, pero la función $x(\alpha)$ en (4.39) sustituye a $x(\alpha)^p$ en (2.44).

Mediante cálculo CFD se ha calculado la evolución instantánea del torbellino durante la compresión en condiciones de arrastre. Los cálculos se han realizado en cuatro motores diferentes, el HSDE-0.5 de 0.5 l de cilindrada unitaria [56, 62], el HDDE-2.0 de 2 l de cilindrada unitaria [55, 56] y los dos motores HSDE-4-0.4 y HDDE-1.85 descritos en el apartado 4.4.1.1. La fiabilidad del cálculo CFD para la estimación de la evolución instantánea del torbellino en la compresión, ha sido puesta de manifiesto en [62], mediante la validación experimental con anemometría láser Doppler. A partir de los cálculos en los cuatro motores se ha ajustado la siguiente expresión empírica:

$$x(\alpha) = r_{CTM} + \frac{1}{\left[\cosh\left(\frac{\alpha}{100}\right)\right]^{40} + \frac{r_{CTM}}{1-r_{CTM}}} \quad (4.40)$$

donde α es el ángulo de giro del cigüeñal en [°] y

$$r_{CTM} = \frac{CTM}{CT_{PMS}} = \left(\frac{D_{bowl}}{D}\right)^2 \frac{1}{K_{CTM}} \quad (4.41)$$

es el cociente entre los coeficientes de torbellino medio al RCA y en el PMS.

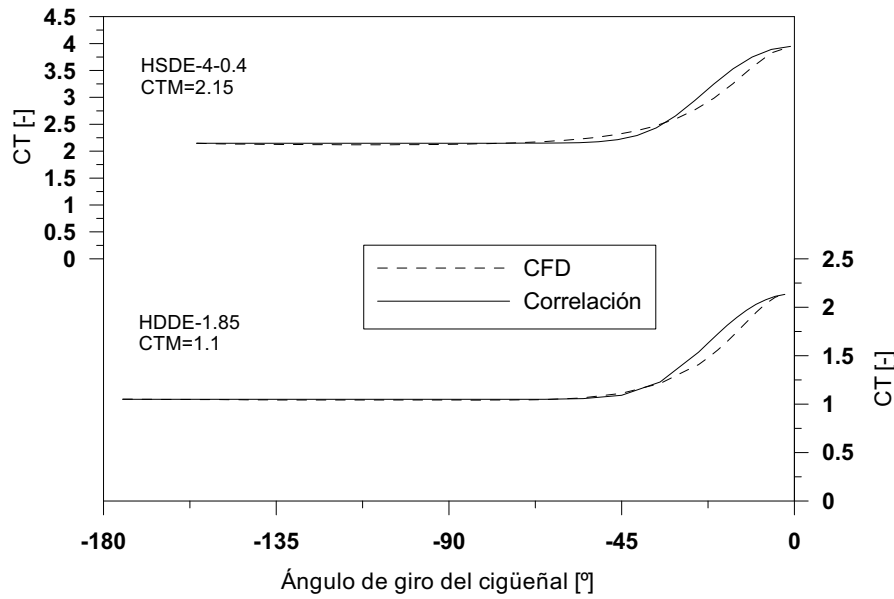


Figura 4.22. *CT instantáneo calculado con CFD y ajuste en los motores HSDE-4-0.4 (arriba) y HDDE-1.85 (abajo).*

La expresión (4.40) reproduce de forma bastante aproximada la evolución del coeficiente de torbellino instantáneo, CT , en diferentes motores con diferente CTM , como se muestra en las figuras³ 4.22 y 4.23.

Es interesante observar en estas figuras que el torbellino apenas se modifica hasta unos 50° antes del PMS, permaneciendo prácticamente constante (salvo por las pérdidas debido a fricción) e igual a CTM . A partir de 50° , el confinamiento en el *bowl* se hace muy patente con el consecuente incremento brusco de la velocidad del torbellino.

Sustituyendo (4.41) en (4.40) y considerando $\alpha = RCA$ y $\alpha = PMS$, se obtiene:

$$x(RCA) \simeq \left(\frac{D_{bowl}}{D} \right)^2 \frac{1}{K_{CTM}} \quad (4.42)$$

$$x(PMS) = 1$$

que son los valores extremos de la función $x(\alpha)$ en el ciclo cerrado.

³El $CTM = 1.1$ del motor HDDE-1.85 no corresponde con ninguno de los ensayos de la tabla 4.14 sino un ensayo en el mismo motor empleado por Gil [56]

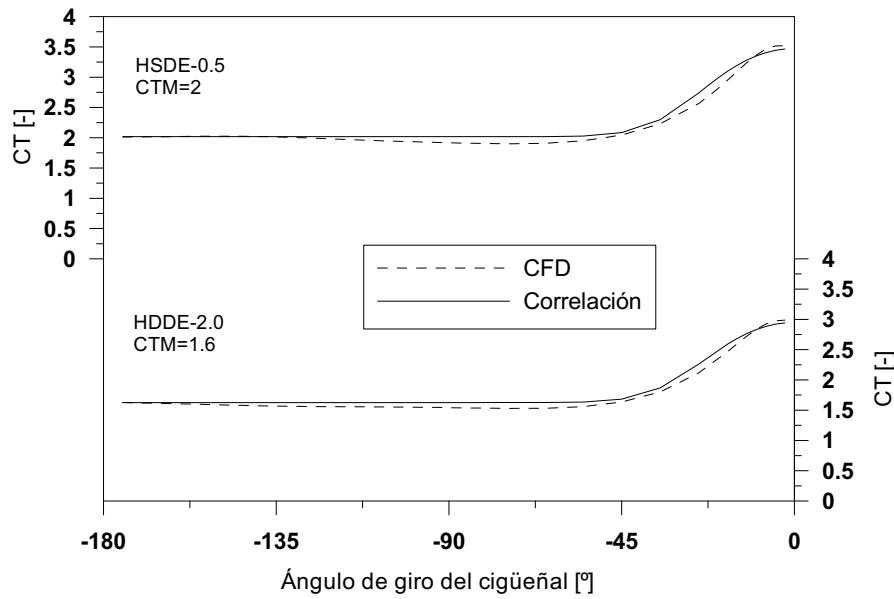


Figura 4.23. *CT instantáneo calculado con CFD y ajuste en los motores HSDE-0.5 (arriba) y HDDE-2.0 (abajo).*

Finalmente, sustituyendo la expresión (2.45) de $c_{u,max}$, que se reescribe a continuación

$$c_{u,max} = K_{CTM} \cdot CTM \cdot \left(\frac{D}{D_{bowl}} \right)^2 \cdot \omega_M \cdot \frac{D_{bowl}}{2}$$

en la expresión (4.39), se tiene la siguiente expresión explícita para el cálculo de la velocidad tangencial del gas debida al *swirl*:

$$c_u(\alpha) = x(\alpha) \cdot K_{CTM} \cdot CTM \cdot \left(\frac{D}{D_{bowl}} \right)^2 \cdot \omega_M \cdot \frac{D_{bowl}}{2} \quad (4.44)$$

Teniendo en cuenta (4.42), los valores de $c_u(\alpha)$ al RCA y en el PMS serán

$$c_u(RCA) = CTM \cdot \omega_M \cdot \frac{D_{bowl}}{2} \quad (4.45)$$

$$c_u(PMS) = K_{CTM} \cdot CTM \cdot \left(\frac{D}{D_{bowl}} \right)^2 \cdot \omega_M \cdot \frac{D_{bowl}}{2} \quad (4.46)$$

Si se observa la expresión (4.45), se ve que subestima la velocidad del gas debida al *swirl* en el RCA, $c_u(RCA)$, ya que emplea el radio correspondiente al *bowl* en lugar del cilindro, más apropiado en la primera etapa de la carrera de compresión. No obstante, el error cometido no es importante puesto que como se muestra en las figuras 4.22 y 4.23 el torbellino tiene poco peso hasta unos 50° del PMS. Este comportamiento se verá también en términos de calor instantáneo transmitido, en el apartado 4.4.1.5. Por contra, en las proximidades del PMS, donde la transmisión de calor es muy importante, el radio del *bowl* es representativo del radio del torbellino.

Es interesante indicar que en el caso de un ensayo en combustión, la simetría del torbellino no se mantiene durante la expansión ya que la turbulencia inducida por los chorros de combustible y la propia combustión hacen que cambie completamente la dinámica del gas en la cámara. Como resultado, la estructura del torbellino como sólido rígido va desapareciendo durante la combustión, dando lugar a un incremento de la turbulencia en la cámara. De este modo, al final de la carrera de expansión el torbellino es muy inferior al que se tiene al inicio de la compresión. Aunque la hipótesis asumida de torbellino simétrico respecto al PMS introduce cierta incertidumbre en la etapa de combustión, este efecto se verá compensado con el término específico de combustión de la ecuación de Woschni (2.42). Como resultado, en el estudio que se presenta en el punto 4.4.1.5, se comprueba que la transmisión de calor real en el motor durante la combustión está razonablemente bien calculada con el modelo propuesto.

4.4.1.4 Cálculo de r_W

Al describir el modelo de transmisión de calor del *modelo de diagnóstico de referencia*, en el apartado 2.5.2, se indicó que Armas propone un procedimiento de ajuste de C_{W1} basado en la similitud del calor transmitido a las paredes calculado con la ecuación de Woschni y por el método del exponente politrópico. En dicho ajuste C_{W2} permanece constante. Aunque Armas sugiere que el valor de C_{W2} puede ser modificado, no detalla un procedimiento o criterio para hacerlo.

Existen dos razones que justifican que C_{W2} no deba ser considerado como una constante fija del modelo de transmisión de calor de Woschni representado por la expresión (2.42):

- Si C_{W2} permanece fija y únicamente se ajusta C_{W1} , se cambia el peso relativo de los dos términos de velocidad en arrastre en (2.42), $C_{W1} \cdot c_m$ debido al movimiento del pistón y $C_{W2} \cdot c_u$ debido al *swirl*. Esto no es razonable ya que si el valor de C_{W2} adoptado no es correcto el ajuste de C_{W1} tenderá a compensar el exceso o defecto de peso de $C_{W2} \cdot c_u$.
- Según lo indicado en el punto anterior, se ha estudiado si el efecto del cambio del CTM en la transmisión de calor sin combustión, es tenido en cuenta correctamente con un valor por defecto de $C_{W2} = 0.2$, próximo al propuesto por Woschni. En las figuras 4.24 y 4.25 (en la página siguiente) se muestran el calor total transmitido a las paredes en los dos motores estudiados, desde el RCA hasta el SOI (en adelante calor total transmitido en la compresión) en un barrido de CTM con ensayos de las tablas 4.14 y 4.15. Se ve como empleando $C_{W2} = 0.2$ y C_{W1} ajustados con ensayos en arrastre, según la metodología de Armas, la variación de la transmisión de calor con CTM es muy inferior a la estimada con cálculo CFD.

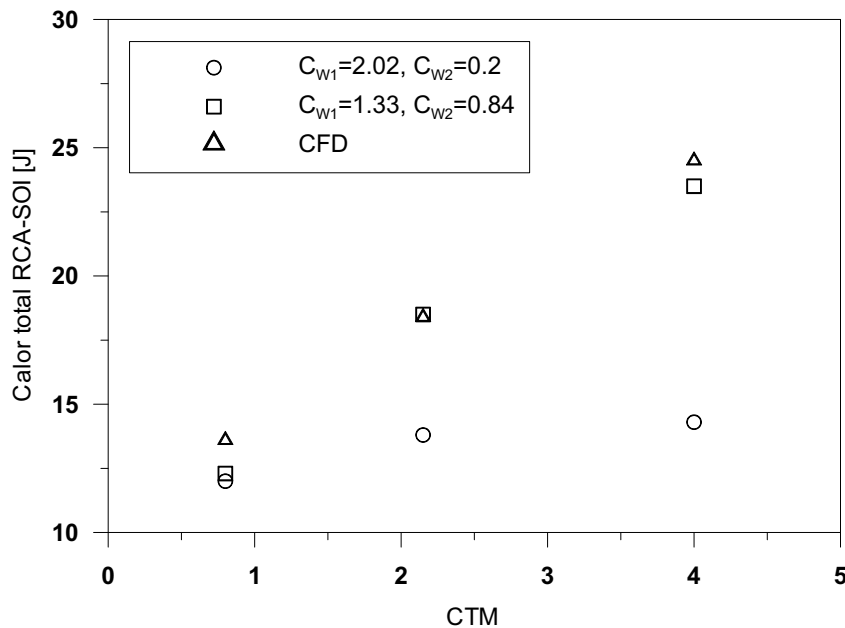


Figura 4.24. Calor total transmitido en la compresión en el motor HSDE-4-0.4 en un barrido de CTM .

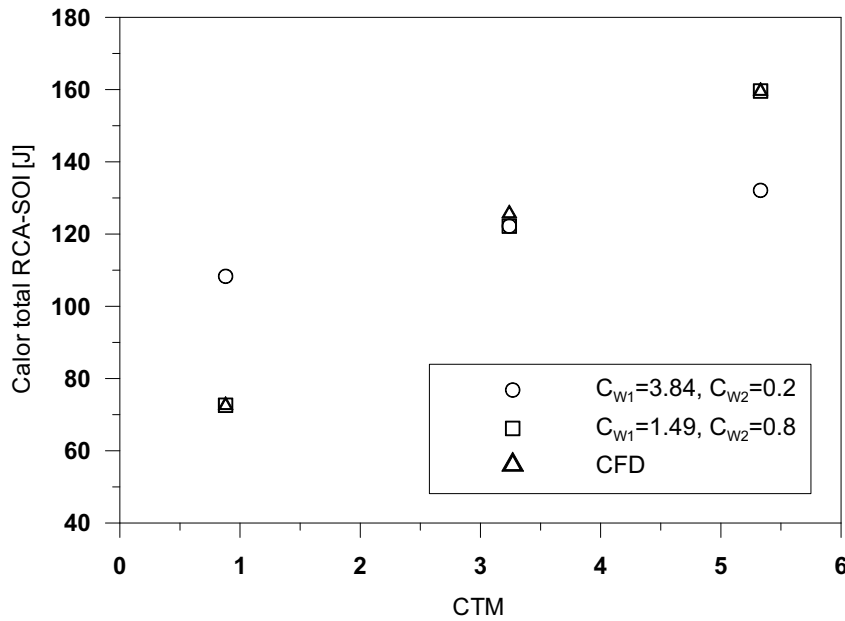


Figura 4.25. Calor total transmitido en la compresión en el motor HDDE-1.85 en un barrido de CTM.

Motor	C_{W1}	C_{W2}	r_W
HSDE-4-0.4	1.33	0.84	1.58
HDDE-1.85	1.49	0.80	1.86

Tabla 4.17. Valor de las constantes C_{W1} y C_{W2} ajustadas y cociente entre ambas.

Mediante los ensayos de las tablas 4.14 y 4.15, se han ajustado en el motor HSDE-4-0.4 y HDDE-1.85 los valores de C_{W1} y C_{W2} que minimizan la diferencia del calor total transmitido en la compresión con respecto al cálculo CFD⁴. Los valores obtenidos se muestran en la tabla 4.17, en la que se ha incluido el cociente, $r_W = \frac{C_{W1}}{C_{W2}}$ entre ambos valores. Se observa que la diferencia entre los cocientes obtenidos y el que se tiene con los valores originales propuestos por Woschni ($\frac{2.28}{0.308} = 7.4$) son considerables. Esto lleva a la diferencia importante en la tendencia de la transmisión de calor con CTM mostrada en las figuras 4.24 y 4.25, donde también se muestran los resultados del calor

⁴Se ha asumido un valor de la constante $C = 0.012$ en la ecuación (2.42), en lugar de $C = 0.013$ propuesto originalmente por Woschni

total transmitido en la compresión una vez ajustados C_{W1} y C_{W2} . Como se puede observar los resultados mejoran sustancialmente respecto a los iniciales.

Si el modelo de transmisión de calor tuviese una incertidumbre despreciable respecto a la transmisión de calor real, los valores de C_{W1} y C_{W2} deberían ser constantes, invariantes con el motor, puesto que el efecto del tamaño debe estar convenientemente considerado con diámetro en (2.42). Debido a que el modelo no es perfecto, a las incertidumbres en la medida de la presión y de otros parámetros vistos en el capítulo 3, los valores de C_{W1} y C_{W2} ajustados en los dos motores (tabla 4.17) difieren ligeramente. Dado que la diferencia entre ellos es razonablemente pequeña, más teniendo en cuenta que los motores son de tamaño muy diferente, sería aceptable asumir un valor promedio de cada constante y utilizarlo en cualquier motor. No obstante, con el fin de obtener un ajuste particularizado para cada motor, se propone fijar el ratio a su valor promedio

$$r_W = \frac{C_{W1}}{C_{W2}} = 1.7 \quad (4.47)$$

y ajustar las constantes C_{W1} y C_{W2} simultáneamente en cada motor, creciendo o decreciendo ambas a la vez durante el ajuste, como se propone en el apartado 4.5.2. De este modo, el peso de los dos términos de velocidad en arrastre dependerá solamente de c_m y c_u , y no de las constantes C_{W1} y C_{W2} .

4.4.1.5 Ajuste del término de combustión

En los puntos anteriores se ha estudiado y ajustado el modelo de transmisión de calor en condiciones de ausencia de combustión. Una vez que esta se inicia, se modifican de forma importante las condiciones de transmisión de calor a las paredes, debido por un lado al incremento de la turbulencia en la cámara por el chorro de combustible y por la propia combustión, y por otro, a la transmisión de calor por radiación, despreciable en condiciones de arrastre.

En este apartado se va a estudiar el comportamiento del modelo de transmisión de calor por convección con ensayos en combustión. Para ello se va a emplear de nuevo el cálculo CFD como referencia. Queda fuera de los objetivos de esta tesis el estudio de la radiación, así como el efecto en la transmisión de calor de fenómenos asociados al chorro como pueden ser la turbulencia inducida por este o el choque de pared.

La metodología seguida es similar a la presentada en el estudio en arrastre: se han calculado los ensayos con CFD y se han comparado los resultados

con los del modelo de transmisión de calor, analizando las diferencias y posibles mejoras. Como término fuente en el cálculo CFD, se ha impuesto la ley de liberación de calor obtenida mediante el *modelo de diagnóstico de referencia* con todas las mejoras propuestas en los apartados anteriores. También se han incluido términos adicionales para considerar las especies básicas durante la combustión (aire, combustible y productos quemados estequímicamente), de este modo se han reproducido los cambios de la composición de la carga.

Los ensayos en el motor HSDE-4-0.4 empleados en este estudio se muestran en la tabla 4.16. En el apartado 4.4.1.1, se ha indicado que mediante un proceso iterativo se han ajustado las condiciones termodinámicas al RCA, de modo que se minimiza la diferencia entre presión medida y modelada hasta el SOC. En la figura 4.26 se muestran la presión y temperatura en uno de los ensayos.

Se aprecia como el error durante la compresión es muy pequeño y se incrementa ligeramente durante la combustión. En todo caso, el modelado CFD reproduce de forma satisfactoria las condiciones termodinámicas durante esta etapa. El comportamiento en los otros tres ensayos considerados es similar.

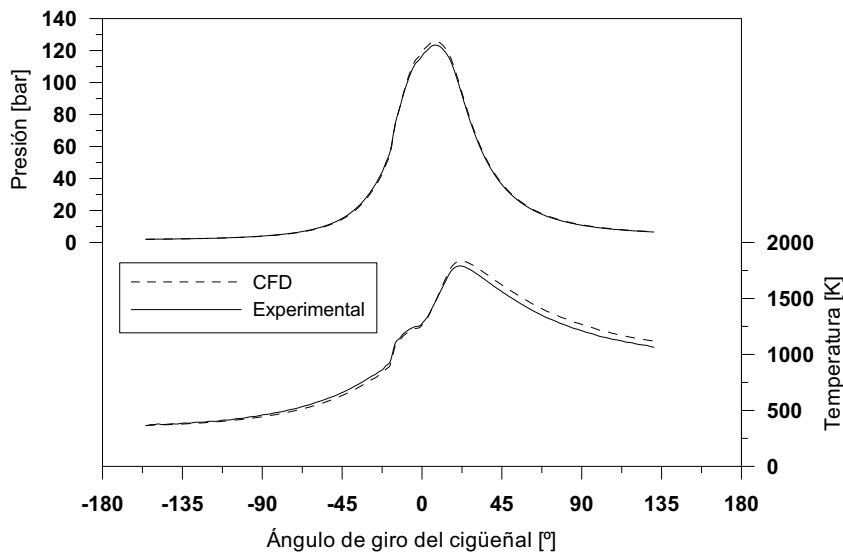


Figura 4.26. Presión (arriba) y temperatura (abajo) experimentales y modelados mediante CFD en el ensayo a $N = 3000 \text{ rpm}$ y $p_{mi} = 12.9 \text{ bar}$.

Imponiendo los valores de C_{W1} y C_{W2} de la tabla 4.17, ajustados para el motor HSDE-4-0.4, y aplicando los cambios propuestos en los apartados 4.4.1.2 y 4.4.1.3, se ajustó un valor de la constante del término de combustión $C_2 = 0.001$ de modo que se minimice el error en el calor total transmitido. En las figuras 4.27 y 4.28 (en la página siguiente) se muestra el calor transmitido a las paredes en los cuatro ensayos considerados, calculado con CFD y con el modelo propuesto.

Durante la compresión ambos modelos predicen una transmisión de calor muy similar, gracias al proceso de ajuste presentado en los tres apartados anteriores. Una vez iniciada la combustión aparece cierta diferencia entre las curvas, aunque las tendencias son significativamente similares salvo en el ensayo a 1500 rpm y alta carga donde aparece una diferencia considerable. Las diferencias encontradas no son debidas a diferencias en el estado termodinámico entre ambos modelos, que se ha comprobado que es muy similar. No obstante, hay fenómenos como la variación de la turbulencia local y efectos dinámicos tridimensionales en el flujo que no son considerados por el modelo de transmisión de calor por convección propuesto. En todo caso, si se integra la transmisión de calor total a lo largo del ciclo cerrado la máxima diferencia

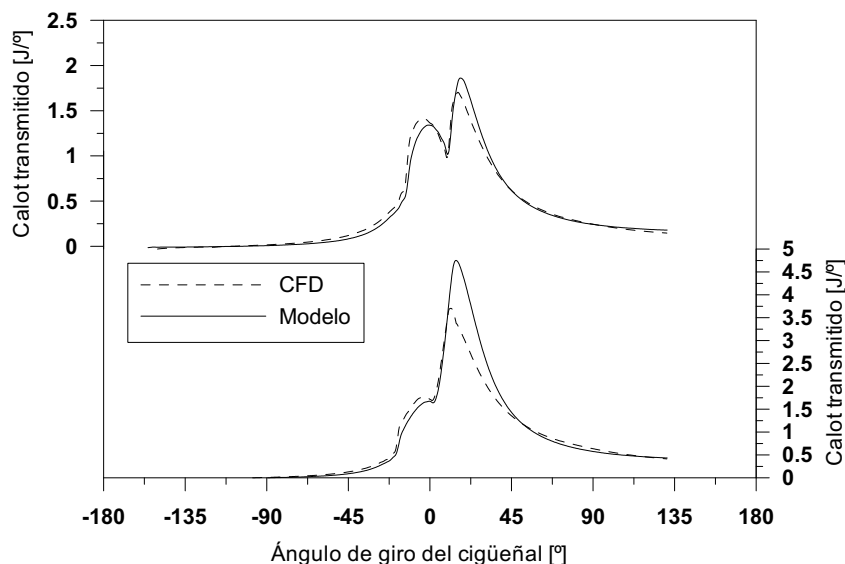


Figura 4.27. Calor instantáneo transmitido a las paredes calculado mediante CFD y el modelo en los ensayos a $N = 1500$ rpm. Arriba: $p_{mi} = 5.9$ bar, abajo: $p_{mi} = 14.5$ bar.

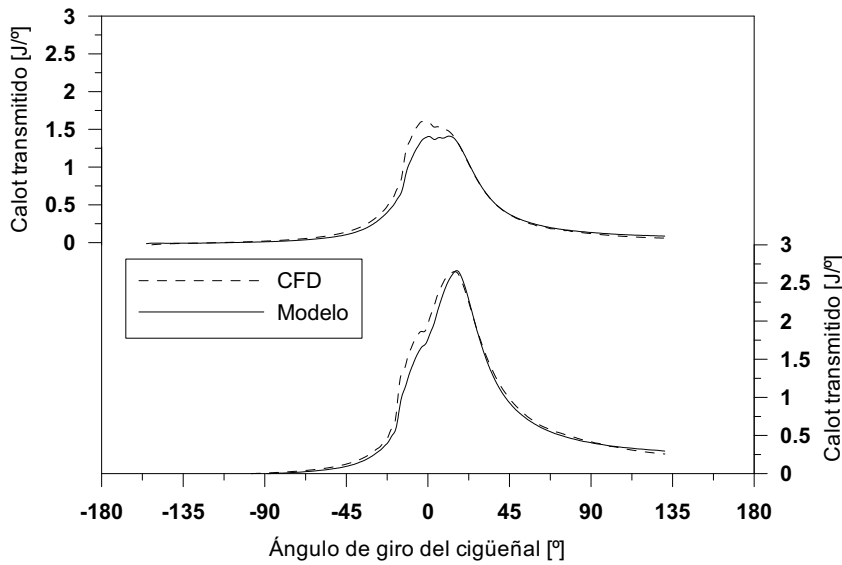


Figura 4.28. Calor instantáneo transmitido a las paredes calculado mediante CFD y el modelo en los ensayos a $N = 3000$ rpm. Arriba: $p_{mi} = 4.6$ bar, abajo: $p_{mi} = 12.9$ bar.

entre ambos modelos es inferior al 8%. Esta diferencia, aunque no despreciable para estudios de transmisión de calor, es más que aceptable para el cálculo de la ley de liberación de calor, puesto que como se mostró en el estudio de sensibilidad en combustión (apartado 3.2.5.8), el error en la transmisión de calor se atenúa con un factor aproximado 1 : 10 al calcular la liberación de calor acumulada.

4.4.1.6 Conclusiones

En este apartado se ha presentado una serie de aportaciones para el cálculo de la transmisión de calor centradas en cuatro puntos:

- Propuesta de una expresión de K_{CTM} en función de CTM .
- Cálculo de la velocidad del gas debido al movimiento de “swirl”.
- Ajuste del peso relativo de las constantes C_{W1} y C_{W2} .
- Ajuste del valor de la constante del término de combustión, C_2 .

Los tres primeros puntos se refieren a mejoras del coeficiente de película en ausencia de combustión y el último de los cuatro se centra en la transmisión de calor durante el proceso de combustión.

Para estas mejoras se ha utilizado el cálculo CFD como “instrumento de medida”, dada la gran dificultad de obtener medidas experimentales de flujos de calor instantáneos en motor.

Se ha ajustado una expresión empírica de K_{CTM} , que ha resultado ser decreciente con CTM y se ha propuesto una expresión para el cálculo de la velocidad tangencial instantánea del gas debido al movimiento del “swirl”. Se han ponderado adecuadamente los términos de velocidad debido al movimiento pistón y al “swirl” por medio de la determinación del ratio entre estas constantes con el fin de que su peso relativo se mantenga durante un proceso de ajuste. Los resultados han mostrado que con el modelo de partida se subestimaba la variación de la transmisión de calor con la variación de CTM .

Con las tres mejoras anteriores se ha disminuido la incertidumbre del modelo de transmisión de calor durante un proceso de compresión o en un arrastre. Esto último va a resultar de gran importancia cuando se realice el ajuste con ensayos sin combustión mediante el proceso que se propondrá en el apartado 4.5.

Respecto a la transmisión de calor en combustión, se ha verificado que el calor transmitido durante todo el ciclo cerrado, calculado con CFD y con el modelo propuesto ajustando C_2 , presenta una discrepancia máxima inferior al 8%. Este error resulta adecuado para el diagnóstico de la combustión aunque no es despreciable para estudios de transmisión de calor. A pesar de ello, dada la sencillez del modelo y la discrepancia entre otros modelos existentes ampliamente utilizados, los resultados pueden considerarse satisfactorios.

Aunque queda fuera del alcance de esta tesis, sería interesante profundizar en el estudio de algunos fenómenos no considerados en este trabajo, como la radiación o el efecto del chorro.

4.4.2 Cálculo de las temperaturas de paredes

Una vez conocido el coeficiente de película, el calor transmitido a las paredes durante un incremento diferencial de tiempo viene dado por la expresión (2.46), que se reescribe a continuación,

$$dQ_W = h_W [A_{cil} (T - T_{cil}) + A_{cul} (T - T_{cul}) + A_{pis} (T - T_{pis})] \cdot dt$$

donde h_W se calculará con la ecuación (2.42) teniendo en cuenta los cambios propuestos en el apartado anterior, A_{cil} , A_{cul} y A_{pis} son las áreas expuestas al gas de cilindro, culata y pistón respectivamente y T_{cil} , T_{cul} y T_{pis} son las temperaturas de las superficies de las paredes. Para obtener estas temperaturas existen diferentes técnicas experimentales y teóricas que han sido descritas en el apartado 2.2.4, cuya clasificación y características resumidas son:

- La **medida experimental** de las temperaturas del material de las paredes. Es un método difícil y caro que permite conocer las temperaturas en los puntos donde se instalan los captadores. Es una técnica útil para estudios específicos de transmisión de calor pero inapropiada para aplicaciones de diagnóstico de la combustión.
- El empleo del **cálculo numérico** para obtener las temperaturas de las paredes. Presenta una precisión y resolución espacial elevados si el modelo es adecuado; como inconveniente, los tiempos de cálculo son excesivos para los requerimientos del diagnóstico de la combustión.
- El uso de **correlaciones empíricas** en función de parámetros de funcionamiento permite calcular de forma rápida y aproximada las temperaturas de las paredes. Son adecuadas para la obtención de la ley de liberación de calor mediante modelos de diagnóstico de la combustión. Su inconveniente más importante es que debido a su carácter empírico, resulta difícil garantizar su precisión en motores y condiciones de operación diferentes a los empleados para su ajuste. En particular, la expresión (2.47) propuesta por Armas utilizada en el *modelo de diagnóstico de referencia* no predice cambios en la temperatura de las paredes al modificar la inyección, siempre que se mantenga la *pme*.

Como solución intermedia entre los modelos de cálculo complejos y las correlaciones empíricas, se va a proponer un modelo nodal simplificado basado en la propuesta de Degraeuwe [63]. Es un modelo de resistencias térmicas que

considera un número limitado de nodos, de forma que se minimiza el tiempo de cálculo a la vez que se mantiene el sentido físico. De este modo, el modelo es capaz de predecir cambios en las temperaturas de paredes producidas por cambios en las condiciones termodinámicas en la cámara, en la refrigeración y en la temperatura del aceite. Como resultado, el modelo propuesto tiene unos requerimientos de potencia de cálculo y resolución espacial similares a las correlaciones empíricas, pero su capacidad predictiva ante cambios de parámetros de funcionamiento y geometría del motor es propia de los modelos numéricos más complejos.

Parámetro variado	Rango de variación	Condiciones operativas
Carga	$pme = 4.92 - 13.23 \text{ bar}$	$N = 1500 \text{ rpm}$
	$pme = 3.10 - 11.56 \text{ bar}$	$N = 2000 \text{ rpm}$
	$pme = 2.17 - 11.93 \text{ bar}$	$N = 2500 \text{ rpm}$
	$pme = 3.08 - 11.75 \text{ bar}$	$N = 3000 \text{ rpm}$
	$pme = 2.63 - 14.41 \text{ bar}$	$N = 3500 \text{ rpm}$
T_r	$47 - 97^\circ C$	$N = 1520 \text{ rpm}; pme = 2.15 \text{ bar}$
	$81 - 97^\circ C$	$N = 1430 \text{ rpm}; pme = 5.14 \text{ bar}$
	$65 - 97^\circ C$	$N = 2380 \text{ rpm}; pme = 10.08 \text{ bar}$
T_{oil}	$75 - 105^\circ C$	$N = 2000 \text{ rpm}; pme = 7.25 \text{ bar}$
	$80 - 107^\circ C$	$N = 3000 \text{ rpm}; pme = 6.50 \text{ bar}$
	$85 - 115^\circ C$	$N = 4000 \text{ rpm}; pme = 3.4 \text{ bar}$
p_{adm}	$1.05 - 1.8 \text{ bar}$	$N = 2000 \text{ rpm}; pme = 7.40 \text{ bar}$

Tabla 4.18. Ensayos en el motor HSDE-4-0.4.

4.4.2.1 Instalaciones experimentales

Para el ajuste y validación del modelo nodal se han empleado medidas experimentales de temperatura de pared en dos motores HSDE. El primero es el HSDE-4-0.4 descrito en el apartado 4.4.1.1, equipado con 16 termopares en la culata, 23 en el bloque y 2 termoresistencias en el pistón [60]. Todas las medidas se realizan en uno de los cilindros, que se ha independizado de los otros

tres en cuanto al sistema de renovación de la carga e inyección. Este motor es el utilizado para el ajuste del modelo nodal y en el que se han realizado más ensayos en diferentes condiciones operativas, que se detallan en la tabla 4.18 (en la página anterior). El estudio paramétrico incluye variaciones de la carga, temperatura del refrigerante (T_r) y del aceite (T_{oil}), de la presión de admisión y del SOI.

Con el fin de validar los resultados del modelo en un motor diferente al empleado para su ajuste, se utilizaron medidas experimentales de temperaturas de pared en un segundo es un motor, al que se denominará HSDE-4-0.55, de cuatro cilindros y 2.2 l de cilindrada total. Sus características se especifican en la tabla 4.19. Este motor está equipado con 22 termopares en el bloque y 18 en la culata. A diferencia del motor HSDE-4-0.4, los puntos de medida se reparten entre los cuatro cilindros. En el HSDE-4-0.55 se ensayaron seis puntos de funcionamiento a plena carga, a dos regímenes de giro, dos presiones de inyección y diferente avance de la inyección. Las condiciones operativas se muestran en la tabla 4.20.

4.4.2.2 Descripción del modelo nodal

En la cámara de un motor de combustión interna alternativo se pueden distinguir tres superficies en contacto con el gas: cilindro, culata y pistón. A su vez, en esta última pueden considerarse la superficie de las válvulas, aproximadamente un 50%, y el resto de la superficie de la culata expuesta al gas. En el resto de apartados de esta tesis no se ha hecho esta distinción,

Parámetro	HSDE-4-0.5	Unidades
V_d	0.55	[l]
z	4	
D	85	[mm]
S	96	[mm]
L_b	152	[mm]
L_m	48	[mm]
r_c	16.8:1	
Válvulas de admisión	2	
Válvulas de escape	2	

Tabla 4.19. Características del motor HSDE-4-0.55.

N [rpm]	p_{mi} [bar]	p_{adm} [bar]	Grado de carga [%]	SOI [°]	p_{iny} [bar]
3500	23.0	2.69	100	-7.5	1600
3500	21.7	2.55	100	-5.5	1600
4000	17.1	2.33	100	-6.2	1600
4000	15.5	2.25	100	-4.2	1600
4000	22.8	2.65	100	-11.0	1800
4000	21.7	2.58	100	-9.0	1800

Tabla 4.20. Ensayos en el motor HSDE-4-0.55.

de modo que al referirse al área o temperatura de la culata se entiende la superficie conjunta “culata + válvulas”. Para mantener la coherencia, y dado que en este apartado es necesario hacer esta distinción, se indicará mediante un apóstrofe cuando se haga referencia a la culata sin válvulas. Así $K'_{g,cul}$ y T'_{cul} se refieren a la culata excluyendo las válvulas mientras que T_{cul} es la temperatura promedia del conjunto.

El flujo térmico que se transmite a las paredes de la cámara es transferido finalmente al fluido refrigerante y al aceite inyectado por debajo del pistón. En la figura 4.29 (en la página siguiente) se muestra el modelo de resistencias térmicas con tres nodos de pared principales (cilindro, culata y pistón), que se va a emplear para predecir las temperaturas de las paredes de la cámara.

El modelo considera tres nodos de pared principales que pueden intercambiar calor entre ellos y con el gas de la cámara, el agua de refrigeración y el aceite, que serán los nodos de contorno. En el gas aparecen dos nodos de contorno ya que la transmisión de calor al cilindro se hace a través de una superficie que se modifica con la posición del pistón, mientras que la superficie de intercambio con el pistón, culata y válvulas es constante. Esto lleva a definir dos temperaturas aparentes del gas [64], como se explicará.

Como se ve en la figura 4.29, el modelo es una equivalencia eléctrica basada en el principio de que el flujo térmico entre dos nodos viene dado por

$$Q = K \cdot \Delta T$$

donde Q es la potencia térmica en [W] transmitida entre los nodos, K es la conductancia entre los nodos en [W/K] y ΔT la diferencia de temperatura entre ellos. El valor de K adoptará diferentes expresiones dependiendo que si

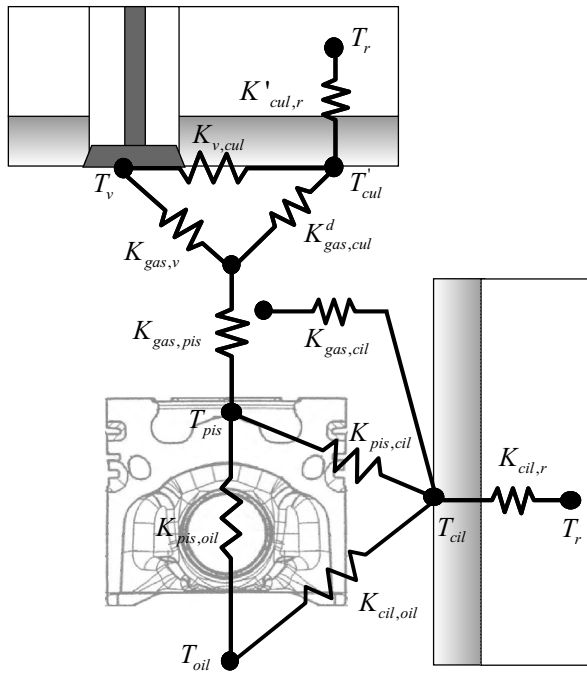


Figura 4.29. Modelo térmico de tres nodos.

la transmisión de calor se produce por conducción o por convección, pudiendo ser, además, dependiente de las condiciones operativas, como se detalla a continuación.

La conductancia entre el gas y el pistón y la temperatura aparente del gas (a efectos de la transmisión de calor con el pistón) vienen dados por:

$$K_{g,pis} = A_{pis} \cdot \frac{1}{720} \int_0^{720} h_W(\alpha) \cdot d\alpha \quad (4.50)$$

$$T_{g,pis} = \frac{\int_0^{720} T_g(\alpha) \cdot h_W(\alpha) \cdot d\alpha}{\int_0^{720} h_W(\alpha) \cdot d\alpha} \quad (4.51)$$

donde A_{pis} es el área del pistón en contacto con el gas, $h_W(\alpha)$ es el coeficiente de película instantáneo calculado mediante la ecuación (2.39) y considerando todas las mejoras propuestas en el apartado 4.4.1.

La conductancia entre el gas y el cilindro y la temperatura aparente del gas (a efectos de la transmisión de calor con el cilindro) vienen dados por

$$K_{g,cil} = \frac{1}{720} \int_0^{720} h_W(\alpha) \cdot A_{cil}(\alpha) \cdot d\alpha \quad (4.52)$$

$$T_{g,cil} = \frac{\int_0^{720} T_g(\alpha) \cdot h_W(\alpha) \cdot A_{cil}(\alpha) \cdot d\alpha}{\int_0^{720} h_W(\alpha) \cdot A_{cil}(\alpha) \cdot d\alpha} \quad (4.53)$$

donde $A_{cil}(\alpha)$ es el área instantánea del cilindro en contacto con el gas.

La conductancia entre el gas y la culata se compone de dos conductancias en paralelo:

1. Una conductancia directa entre el gas y la culata calculada análogamente a la conductancia entre gas-pistón:

$$K_{g,cul}^d = (A_{cul} - A_v) \cdot \frac{1}{720} \int_0^{720} h_W(\alpha) \cdot d\alpha \quad (4.54)$$

La superficie en este caso no incluye las válvulas.

2. La conexión en serie de dos conductancias: una de convección entre el gas y las válvulas, $K_{g,v}$, calculada análogamente a $K_{g,pis}$ y $K_{g,cul}^d$ y otra por conducción entre las válvulas y la culata, $K_{v,cul}$, debido al contacto de los asientos de las válvulas:

$$K_{v,cul} = f \cdot k_{v,cul} \cdot A_{v,cul} \quad (4.55)$$

donde $f = 0.7$ es un factor de tiempo, $k_{v,cul} = 3000 \text{ W/m}^2\text{K}$ [65] es la conductancia de contacto por unidad de superficie y $A_{v,cul}$ es el área de los asientos de las válvulas.

La conductancia equivalente entre el gas y la culata será:

$$K'_{g,cul} = K_{g,cul}^d + \left(\frac{1}{K_{g,v}} + \frac{1}{K_{v,cul}} \right)^{-1} \quad (4.56)$$

mientras que la temperatura aparente del gas, $T_{g,cul}$, es la misma que para el pistón.

El pistón se refrigera mediante un chorro de aceite orientado hacia el orificio de entrada de una galería interna en la parte superior del pistón. En

el proceso de ajuste del modelo, tratado en el punto posterior, se pone de manifiesto que el régimen de giro del motor es importante para el cálculo de la conductancia entre el aceite y el pistón. Con el fin de dar a la expresión de la conductividad entre en pistón y el aceite, $K_{pis,oil}$, un carácter general se plantea la relación entre números adimensionales $Nu = a Re^b$, donde se asume el término de Pr incluido en la constante. Operando y teniendo en cuenta la geometría de la galería de aceite se llega a una expresión de la forma:

$$K_{pis,oil} = c \cdot \pi^2 \cdot D_{gal} \cdot d_{gal}^b \cdot c_m^b \quad (4.57)$$

donde c y b son dos constantes que se ajustaron con las medidas experimentales, como se detalla en el punto siguiente, D_{gal} es el diámetro de la galería de aceite, d_{gal} es el diámetro de una sección transversal de la galería de aceite y c_m es la velocidad media del pistón.

El aceite lubricante moja la parte inferior del cilindro, de modo que absorbe calor de la misma. Como se justifica en el punto siguiente, la conductancia entre ambos nodos es poco dependiente del régimen de giro de modo que se puede calcular como:

$$K_{cil,oil} = \pi \cdot D \cdot S \cdot h_{cil,oil} \quad (4.58)$$

donde $h_{cil,oil}$ es el coeficiente de transmisión de calor, constante, entre el cilindro y el aceite, que se ajustó con las medidas experimentales.

Varios son los mecanismos que intervienen en la transmisión de calor entre el pistón y el cilindro. En primer lugar, existe conducción en el pistón en dirección radial hasta la zona próxima a los segmentos; entre los segmentos y el pistón y entre los segmentos y el cilindro existen capas de aceite que suponen dos resistencias adicionales. La conductancia resultante es poco dependiente del régimen de giro y vendrá dada por la siguiente expresión:

$$K_{pis,cil} = \left(\frac{\ln\left(\frac{D}{0.5 \cdot D}\right)}{2\pi \cdot l_{pis} \cdot k_{pis}} + \frac{1}{\pi \cdot D \cdot l_{pis} \cdot h_{pis,cil}} \right)^{-1} \quad (4.59)$$

donde l_{pis} es la altura de la cabeza del pistón, k_{pis} es la conductividad del material del pistón, $h_{pis,cil}$ es el coeficiente de transmisión de calor, constante, entre el pistón y el cilindro, que se ajustó con las medidas experimentales.

Tanto la conductancia entre el nodo del cilindro y el líquido refrigerante, $K_{cil,r}$, como entre el nodo de la culata y el refrigerante, $K'_{cul,r}$, se componen de una conductancia debido a la conducción entre el nodo, en la pared interna, y la

pared externa y una convectiva entre la pared externa y el líquido refrigerante. Se comprobó que en ambos casos la dependencia de la parte convectiva con el caudal de refrigerante es muy débil. La justificación de este hecho se obtiene al analizar el camino del flujo térmico desde el gas hasta el refrigerante; por ejemplo, en el cilindro se ha obtenido que la resistencia entre el gas y la pared interna es la dominante (10 veces superior a la que hay entre la pared interna y el líquido refrigerante). Se disminuyó un 70% el caudal de refrigerante en los ensayos y se obtuvo que el efecto sobre la temperatura de pared medida era muy pequeño. De este modo, no ha sido necesario considerar la influencia del caudal en dichas conductancias.

La conductancia entre el cilindro y el refrigerante será:

$$K_{cil,r} = \left(\frac{\ln\left(\frac{D+2\cdot e_{cil}}{D}\right)}{2\pi \cdot S \cdot k_{cil}} + \frac{1}{A_{cil,ext} \cdot h_{cil,r}} \right)^{-1} \quad (4.60)$$

donde e_{cil} es el espesor de la pared del cilindro, k_{cil} es la conductividad del material del cilindro, $A_{cil,ext}$ es el área externa del cilindro en contacto con el refrigerante y $h_{cil,r}$ es el coeficiente de transmisión de calor, constante, entre el cilindro y el refrigerante, que se ajustó con las medidas experimentales.

La conductancia entre la culata y el refrigerante será:

$$K'_{cul,r} = \left(\frac{e_{cul}}{(A_{cul} - A_v) \cdot k_{cul}} + \frac{1}{(A_{cul} - A_v + A_{pipas}) \cdot h_{cul,r}} \right)^{-1} \quad (4.61)$$

donde $e_{cul} = 0.13 \cdot D$ es el espesor estimado de la culata, k_{cul} es la conductividad del material de la culata, $h_{cul,r}$ es el coeficiente de transmisión de calor, constante, entre la culata y el refrigerante, que se ajustó con las medidas experimentales, A_{pipas} es el área de las pipas estimada a efecto del intercambio de calor entre el refrigerante y la culata. El área de las pipas se estimó suponiendo un número de pipas igual al de válvulas, de diámetro igual al de las válvulas y una longitud $l_{pipas} = 0.2 \cdot D$.

Escribiendo una ecuación de conservación de la energía para cada nodo de pared principales (cilindro, culata y pistón) y añadiendo cuatro ecuaciones

de identidad para las dos temperaturas aparentes del gas, la temperatura del refrigerante y del aceite, se obtiene el siguiente sistema de ecuaciones:

$$M \cdot \begin{bmatrix} T_{g,pis} \\ T_{g,cil} \\ T_r \\ T_{oil} \\ T'_{cul} \\ T_{cil} \\ T_{pis} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{g,pis} \\ T_{g,cil} \\ T_r \\ T_{oil} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4.62)$$

donde M es:

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ K'_{g,cil} & 0 & K'_{cul,r} & 0 & -\sum K'_{cul,i} & 0 & 0 \\ 0 & K_{g,cil} & K_{cil,r} & K_{cil,oil} & 0 & -\sum K_{cil,i} & K_{pis,cil} \\ K_{g,pis} & 0 & 0 & K_{pis,oil} & 0 & K_{pis,cil} & -\sum K_{pis,i} \end{bmatrix}$$

siendo $K'_{cul,i}$ las conductancias entre la culata y el resto de nodos i con los que intercambia calor y análogamente $K_{cil,i}$, $K_{pis,i}$. En (4.62) se ha tenido en cuenta que $T_{g,pis} = T_{g,cil}$ y que $K_{i,j} = K_{j,i}$.

El sistema de ecuaciones (4.62) es fácil de resolver y consume muy pocos recursos de cálculo, por lo que es idóneo para su utilización en un modelo de diagnóstico de la combustión, como aquí se propone. De él se obtienen T'_{cul} , T_{cil} y T_{pis} . Para el cálculo de los flujos térmicos a las paredes sólo falta obtener la temperatura de las válvulas, T_v , de modo que la temperatura promedio de la culata incluyendo las válvulas será:

$$T_{cul} = \frac{A_v \cdot T_v + (A_{cul} - A_v) \cdot T'_{cul}}{A_{cul}} \quad (4.64)$$

donde la temperatura de las válvulas se obtiene mediante la expresión:

$$T_v = \frac{K_{g,v} \cdot T_{g,cil} + K_{v,cil} \cdot T'_{cul}}{K_{g,v} + K_{v,cil}} \quad (4.65)$$

4.4.2.3 Ajuste y validación del modelo

Inicialmente, a la hora de proponer expresiones para el cálculo de las conductancias entre los nodos, se planteó la posibilidad de que algunas de ellas puedan ser función de variables de funcionamiento del motor, así:

- $K_{pis,oil}$, $K_{cil,oil}$ y $K_{pis,cil}$: son susceptibles de depender del régimen de giro del motor puesto que las condiciones de flujo del aceite en la galería (para $K_{pis,oil}$) o en la parte baja del cilindro (para $K_{cil,oil}$), o la transmisión de calor entre cilindro y segmentos (para $K_{pis,cil}$) pueden variar mucho con la velocidad del motor.
- $K_{cil,r}$ y $K'_{cul,r}$: parece razonable que en sus expresiones intervenga el caudal de refrigerante (o el régimen de giro).

Con el fin de verificar la conveniencia de incluir el régimen de giro o el flujo del caudal en las expresiones de estas conductancias se plantearon expresiones empíricas generales del tipo

$$K_{i,j} = \left(\frac{1}{a_{i,k}} + \frac{1}{b_{i,j} \cdot x^{c_{i,j}}} \right)^{-1} \quad (4.66)$$

donde x es c_m o el caudal de refrigerante y $a_{i,k}$, $b_{i,k}$ y $c_{i,k}$ son constantes a ajustar experimentalmente. Empleando la matriz de ensayos en el motor HSDE-4-0.4 de la tabla 4.18, se ajustaron las constantes $a_{i,k}$, $b_{i,k}$ y $c_{i,k}$ de modo que se minimizase el error cuadrático medio entre las temperaturas calculadas con el modelo y las medidas experimentales. La temperatura experimental de cada nodo se calculó promediando las medidas experimentales en las proximidades del nodo considerado. De este proceso de ajuste se obtuvieron las siguientes conclusiones que ya han sido comentadas en el apartado anterior: es importante considerar la dependencia de $K_{pis,oil}$ con el régimen de giro del motor pero puede asumirse que $K_{cil,oil}$, $K_{pis,cil}$, $K_{cil,r}$ y $K'_{cul,r}$ son constantes en un motor dado.

Teniendo en cuenta estos resultados se han propuesto las expresiones (4.57), (4.58), (4.59), (4.60) y (4.61) en las que se han incluido parámetros geométricos con el fin de darles la mayor generalidad posible. En estas expresiones faltan por ajustar una serie de parámetros cuyo cálculo directo no es posible. En la tabla 4.21 se muestran los valores de estas constantes, obtenidos con el ajuste.

Parámetro	Valor	Unidades
c	228.5	$[\frac{W \cdot s^b}{K \cdot m^{2b+1}}]$
b	0.73	$[-]$
$h_{cil,oil}$	870	$[W/m^2K]$
$h_{pis,cil}$	620	$[W/m^2K]$
$h_{cil,r}$	4800	$[W/m^2K]$
$h_{cul,r}$	4900	$[W/m^2K]$

Tabla 4.21. Valor de los parámetros ajustados.

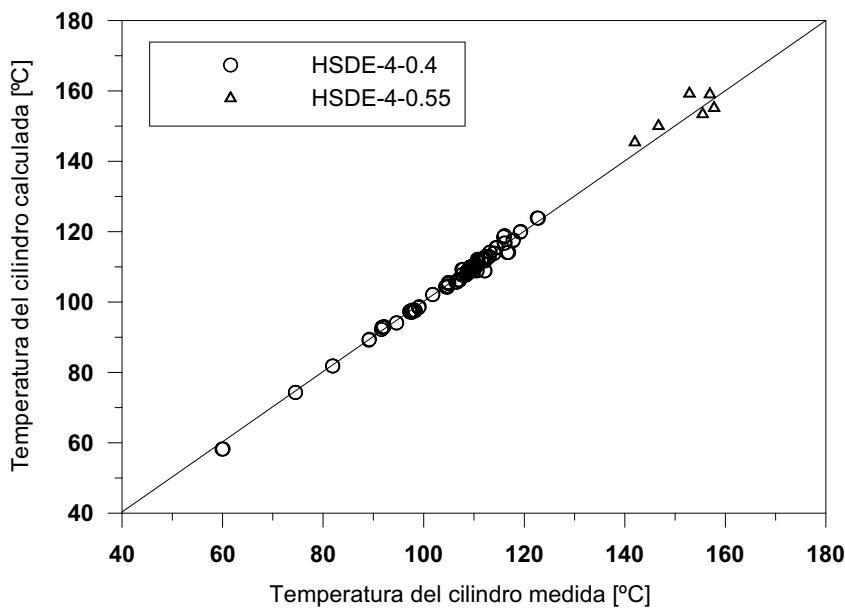


Figura 4.30. Temperatura del cilindro medida y calculada con el modelo.

En las figuras 4.30, 4.31 y 4.32 se muestran las temperaturas medidas y calculadas con el modelo ajustado en los ensayos del motor HSDE-4-0.4 de la tabla 4.21. Para validar los resultados del modelo se han utilizado los ensayos en el motor HSDE-4-0.55, que se muestran también en las figuras 4.30, 4.32.

Como puede observarse, las predicciones son muy buenas en el motor HSDE-4-0.4, más si se tiene en cuenta la gran cantidad de puntos de funcionamiento considerados. En este motor se obtienen errores máximos de $3^{\circ}C$ en

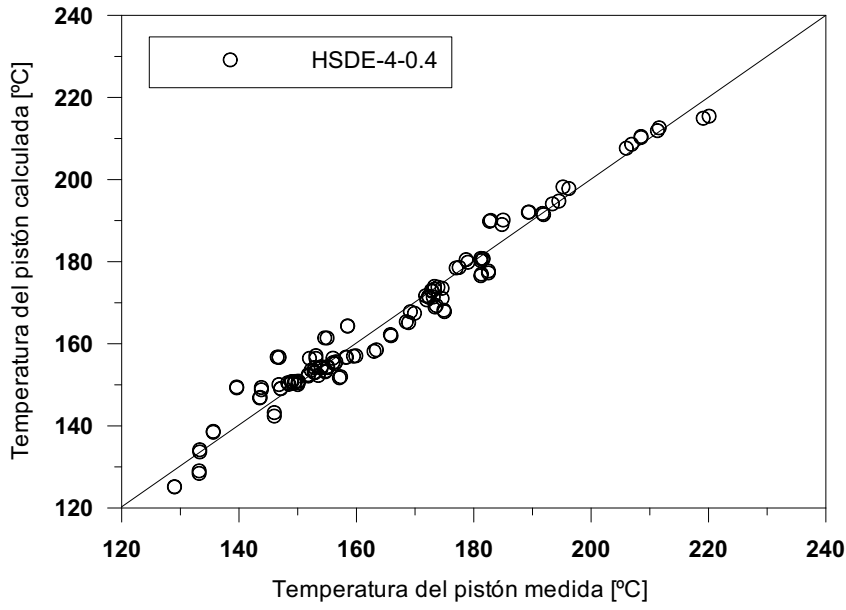


Figura 4.31. Temperatura del pistón medida y calculada con el modelo.

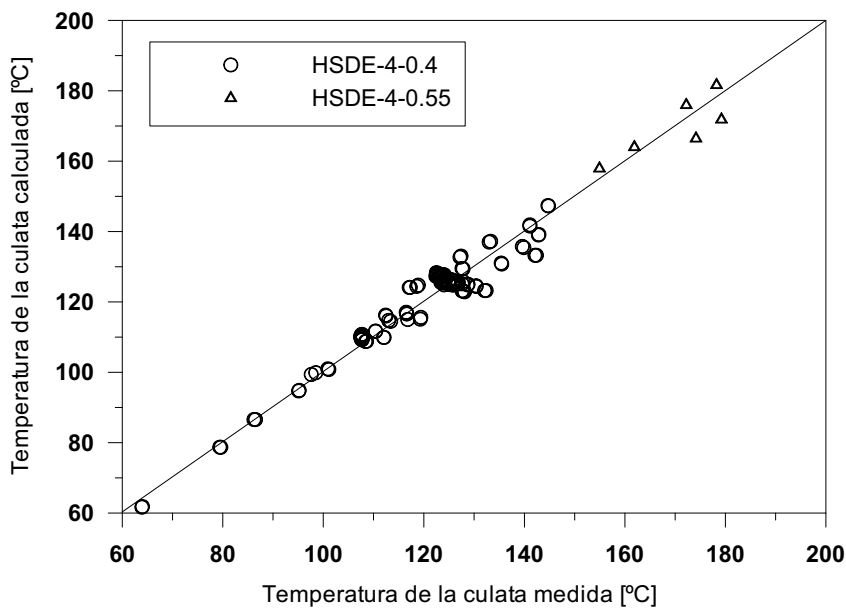


Figura 4.32. Temperatura de la culata medida y calculada con el modelo.

el cilindro, $9^{\circ}C$ en la culata y $10^{\circ}C$ en el pistón. Los resultados en el motor HSDE-4-0.55 confirman que el modelo se comporta bien en motores diferentes al usado para su ajuste ya que la geometría está convenientemente considerada en las conductancias mediante parámetros como el diámetro del cilindro, la carrera, tamaño de la galería de aceite del pistón, las áreas de los platos de las válvulas, etc.

4.4.2.4 Conclusiones

Se ha propuesto un modelo nodal equivalente a un modelo eléctrico con tres nodos de pared principales para el cálculo de las temperaturas de cilindro, culata y pistón. Además, el modelo considera un nodo de pared en las válvulas, en el gas y nodos de contorno en el aceite y agua de refrigeración. Las conductancias térmicas se calculan teniendo en cuenta los fenómenos físicos de transmisión de calor entre nodos, así, se han considerado conductancias puramente convectivas, conductivas y mixtas. Además, en las expresiones de las conductancias se han considerado parámetros geométricos que permiten la aplicación del modelo en motores diferentes al empleado para su ajuste. Para el ajuste del modelo se han empleado medidas experimentales de temperaturas de pared en cilindro, culata y pistón en un motor instrumentado con termopares y termoresistencias.

Los resultados de las temperaturas predichas por el modelo son muy buenos, tanto en el motor empleado para su ajuste como en otro de mayor tamaño utilizado para su validación. Además, puesto que solamente se ha considerado un número reducido de nodos en la cámara, el cálculo de las temperaturas es rápido, lo que hace al modelo idóneo para su aplicación en modelos de diagnóstico de la combustión como el utilizado en esta tesis.

4.5 Caracterización del motor-instalación

El segundo objetivo de esta tesis planteado en el apartado 1.2 es *desarrollar un procedimiento fiable para el ajuste de parámetros inciertos influyentes en el diagnóstico de la combustión*. Para ello se ha realizado en el capítulo 3 dos estudios: uno en combustión, para establecer la importancia relativa de las incertidumbres y otro en arrastre, que ha permitido caracterizar la forma del error instantáneo producido por cada incertidumbre. Estos dos estudios sirven de base para el planteamiento del procedimiento de ajuste de parámetros de motor (*Caracterización*) que se propone en este apartado.

Los puntos a desarrollar son:

1. En primer lugar, se van a seleccionar las incertidumbres que van a ser ajustadas. Esta selección se hará en función de su importancia y de la posibilidad de fijar un criterio definido para su ajuste, según se desprende del estudio en arrastre.
2. En segundo lugar, se propone un procedimiento para el ajuste de incertidumbres con ensayos sin combustión, basado en la similitud del calor calculado mediante el exponente politrópico y el del modelo de Woschni. Se propondrán criterios específicos para cada incertidumbre y se fijará su orden de ajuste dentro del procedimiento general.
3. El procedimiento de ajuste de incertidumbres con ensayos en arrastre presenta un par de puntos débiles. En primer lugar, la información básica es la presión experimental y esta tiene cierto ruido de adquisición, como ha sido descrito en 4.2. En segundo lugar, los submodelos utilizados no son perfectos. Por estas dos razones, el valor de los parámetros ajustados con diferentes ensayos presenta cierta dispersión. Con el fin de minimizar este problema, se propondrá un método para promediar los resultados del ajuste en varios ensayos. Así, a partir de una matriz de ensayos sin combustión, se obtendrá un único valor de cada parámetro ajustado que se utilizará posteriormente en el diagnóstico de la combustión.

4.5.1 Determinación de las incertidumbres a ajustar

Sería deseable disponer de un procedimiento fiable y preciso para el ajuste de cada una de las incertidumbres tratadas en el capítulo 3 o al menos de aquellas que resultan más importantes para el diagnóstico de la combustión. A partir de los resultados de los estudios en combustión y arrastre se puede indicar lo siguiente:

- De los errores de las cuatro masas estudiadas (aire, EGR, combustible y *blow-by*), son importantes para el diagnóstico de la combustión los de masa de aire y de EGR.

Se ha concluido que, si no hay combustión, la incertidumbre en la composición de la carga tiene un efecto comparable al error en la masa, pero si hay combustión el efecto de la incertidumbre en la composición es despreciable frente de la masa atrapada. Por ello, es necesario conocer con precisión la masa atrapada pero no es importante saber si la masa admitida es de aire fresco o EGR.

Hay que incidir en que la masa importante es la atrapada (admitida más residual menos cortocircuito) y no sólo la admitida. Como se ha justificado en 4.3.1.1, en los motores actuales el cortocircuito suele ser pequeño, pero la masa residual puede ser superior a la incertidumbre de la admitida (ver figuras 4.11 y 4.15). En el estudio de sensibilidad se consideró implícitamente la masa atrapada ya que al modificar la admitida (m_a o m_{EGR}) no cambiaron la residual ni el cortocircuito.

Como se ha descrito en el punto 4.3.1, no son muy abundantes en la bibliografía los trabajos donde se describan modelos de cálculo de la masa residual. Timoney [38] indica que suele ser habitual el empleo de modelos de simulación del ciclo abierto, como el propuesto en el apartado 4.3.1, para estimar la masa residual y de cortocircuito.

Sería deseable poder validar la masa atrapada mediante un procedimiento termodinámico basado en el error de la dFQL o Q_n , como se va a proponer para otras incertidumbres. Esto sólo es posible en ausencia de combustión y aun así hay dos inconvenientes graves: en primer lugar, si no existe combustión los errores debidos a la composición y a la masa atrapada son similares tanto en la forma del error provocado como el valor máximo de la variación, por lo que no es posible separar sus efectos que pueden compensarse o sumarse. En segundo lugar, la sensibilidad de Q_n y del error de dFQL al error de la masa atrapada

es mucho menor que a otros parámetros con los que además se solapa su zona de influencia como p_{ref} , r_c , α_{tot} , C_{W1} , p_{ref} y K_{cap} . Por ello se ha descartado la posibilidad de su validación o ajuste mediante un procedimiento termodinámico.

La aportación a la disminución de su incertidumbre se ha centrado en la mejora del modelo de llenado y vaciado descrita en el apartado 4.3.1 y la validación a través de la temperatura al RCA propuesta en el apartado 4.3.2.

- La relación de compresión es un parámetro moderadamente importante para el diagnóstico de la combustión, salvo por su importante efecto en la **forma de la ley de liberación de calor** y en consecuencia en la duración de la combustión. Esto ha sido justificado en el estudio en arrastre por la forma antisimétrica característica de Q_n y el error de dFQL (ver figura 3.11 en la página 144).

También se ha establecido que el efecto de la relación de compresión es importante en la zona próxima al PMS y despreciable al alejarse hacia los extremos del ciclo cerrado. Dicho comportamiento característico va a permitir establecer un criterio de ajuste de r_c como se detalla en el siguiente punto.

- El coeficiente de deformaciones mecánicas K_{def} no es un parámetro importante para el diagnóstico de la combustión, siendo únicamente apreciable su efecto en la **duración de la combustión**.

La influencia de su incertidumbre en Q_n y dFQL es similar a la de r_c pero con signo contrario y su efecto se centra más en las proximidades del PMS; cuantitativamente su influencia es menor. Debido a que su zona de influencia se solapa con la de r_c y su sensibilidad es menor, es delicado elegir un criterio diferenciado para su ajuste. Para ello se ha dado prioridad al ajuste de r_c , que se realizará en los puntos G , y posteriormente se utilizará la zona muy próxima al PMS para el ajuste de K_{def} .

- El *desfase* es un parámetro muy importante para el estudio de las prestaciones del motor, además de presentar un efecto no despreciable en el **calor liberado acumulado** y la **duración de la combustión**. En el ensayo en arrastre ha resultado el parámetro con mayor influencia en Q_n y error de dFQL, siendo su efecto muy apreciable en la zona situada entre los puntos G .

La relación entre transmisión de calor y *desfase* ha sido puesta de manifiesto en los apartados 2.2.3 y 3.3.4, donde se indicó que el desfase termodinámico ($\Delta\alpha_t$) en un ensayo sin combustión depende principalmente de la transmisión de calor y que si esta está bien ajustada, el valor del *desfase* puede obtenerse aplicando el primer principio como hace Hohenberg [66]. El inconveniente de este planteamiento es que requiere ajustar primero Q_W para obtener α_{tot} . Para ello se empleará los puntos G como se describe en el párrafo siguiente, ya que en ellos la transmisión de calor no se ve afectada por el *desfase*. Una vez ajustado el modelo de transmisión de calor se obtiene el desfase termodinámico mediante la expresión (2.1) propuesta por Hohenberg.

- En el estudio de sensibilidad en combustión se mostró que la transmisión de calor afecta de forma importante al cálculo de los flujos térmicos a las paredes y por ello al **calor liberado acumulado** y a la **duración de la combustión**. Por otro lado, en el estudio en arrastre se vio que la relación entre *desfase* y transmisión de calor permite afirmar que:
 - La incertidumbre en la transmisión de calor produce un error importante en dFQL en las proximidades del PMS que, cualitativamente, es similar a la del *desfase*.
 - Si se conoce una de las dos incertidumbres, *desfase* o transmisión de calor, se puede obtener la otra, tal que Q_n y Q_W coincidan, teniendo así una dFQL nula.

La idea de anular dFQL va a ser la base del procedimiento de ajuste de incertidumbres que se va a proponer. En el caso del *desfase* y la transmisión de calor es especialmente importante fijar un buen criterio de ajuste ya que sus efectos son similares y pueden confundirse al emplear ensayos reales, en los que suelen aparecer oscilaciones por la adquisición y tratamiento de la señal de presión experimental. Estas oscilaciones son mostradas por Armas y aparecen en las figuras 4.34 a 4.38 de este apartado. Para “independizar” el efecto del *desfase* y la transmisión de calor, se hará uso de los puntos G en los que Q_n no depende del *desfase*. Se ajustará C_{W1} para que en dichos puntos Q_W coincida con Q_n . A continuación, mediante la expresión propuesta por Hohenberg se ajustará el *desfase* y, de este modo, Q_n se aproximará a Q_W en la zona próxima al PMS.

Hay que remarcar que al ajustar la transmisión de calor se ajustarán simultáneamente C_{W1} y C_{W2} . Como se ha mostrado en el apartado 4.4.1, estas dos constantes deben mantener un *ratio* fijo para ponderar adecuadamente los términos de velocidad por régimen y por *swirl* en el modelo de Woschni. Así, cuando se haga referencia al ajuste de C_{W1} se entenderá que C_{W2} se ajustará a la vez manteniendo el *ratio* entre ellos.

- La presión de referencia p_{ref} únicamente afecta de forma importante a la **duración de la combustión**, debido a su efecto asimétrico en la compresión y expansión como se justificó en el estudio en arrastre. Además se ha visto que este efecto sobre Q_n y dFQL es tanto mayor como menor sea la presión y en consecuencia crece a medida que α se aleja del PMS. Este comportamiento característico diferenciado de r_c , K_{def} y C_{W1} va a permitir su ajuste en arrastre y también en combustión. Aunque su efecto se solapa con el de m_a y m_{EGR} la sensibilidad de Q_n y el error de dFQL a p_{ref} es muy superior a la de estas masas, de modo que se puede suponer que lejos del PMS la única incertidumbre es p_{ref} .
- La incertidumbre del coeficiente de calibración del captador es la más influyente para el cálculo de la **liberación de calor acumulada** y la **presión media indicada** y es importante para la **transmisión de calor** y la **duración de la combustión**. Esto hace de K_{cap} un parámetro crítico para un diagnóstico de la combustión. Teóricamente, su ajuste podría realizarse con ensayos sin combustión mediante un procedimiento que tenga en cuenta la forma instantánea característica del error de Q_n o dFQL. Sin embargo hay razones que desaconsejan emplear un procedimiento termodinámico. La más evidente es que a diferencia de otros parámetros de motor-instalación, el coeficiente del captador puede ser calibrado estáticamente de forma directa como se describió en 2.3.1. Esta calibración realizada de forma adecuada y periódica garantiza el menor error posible de K_{cap} . Además, se ha mostrado en el estudio de sensibilidad en arrastre, que el error instantáneo de Q_n y dFQL provocado por K_{cap} es análogo al de p_{ref} , en cuanto a la forma y la sensibilidad es mayor a este último. Por ello no es recomendable el ajuste de K_{cap} con un método termodinámico indirecto.

4.5.2 Procedimiento de ajuste de incertidumbres

El procedimiento de ajuste de incertidumbres que se propone parte de dos hipótesis:

1. El modelo de transmisión de calor basado en la propuesta de Woschni, descrita en 2.5.2, con las mejoras descritas en 4.4.1, reproduce de forma precisa la transmisión de calor en el motor en condiciones de arrastre.
2. La igualdad del calor instantáneo transmitido a las paredes calculado mediante el exponente politrópico (Q_n) y mediante el modelo de Woschni mejorado (Q_W), sólo se da cuando el valor de todos los parámetros inciertos es el correcto.

En el estudio de sensibilidad en arrastre se simuló la presión instantánea en la cámara imponiendo la transmisión de calor del modelo de Woschni. En estas condiciones, la aplicación del primer principio lleva la igualdad entre Q_n y Q_W , como pone de manifiesto la expresión (3.28). También se vio que la incertidumbre de cada parámetro produce un comportamiento diferenciado en Q_n y el error de dFQL, de modo que, sólo hay un valor de cada parámetro incierto que hace que el error de Q_n y dFQL sea idénticamente nulo.

Se va a asumir la analogía entre un ensayo en arrastre real y uno simulado; de este modo, hay que hacer las siguientes precisiones respecto de las dos hipótesis planteadas:

- Puesto que el modelo de Woschni no es perfecto, en un ensayo real en arrastre siempre hay cierto error inevitable entre Q_W y la transmisión de calor real a las paredes. Así, aunque se dispusiera de los valores exactos de todos los parámetros (m_a , m_{EGR} , r_c , K_{def} , C_{W1} y C_{W2} , α_{tot} , p_{ref} y K_{cap}) y no hubiese ruido de adquisición, de forma rigurosa habrá cierto error instantáneo entre Q_n y Q_W .

El comentario anterior va a ser obviado al asumir la primera hipótesis planteada. Esto no debe suponer una incertidumbre importante, ya que el modelo de transmisión de calor en arrastre ha sido validado con cálculos CFD en el apartado 4.4.1.

Se escapa de los objetivos de esta tesis la mejora de dicho modelo más allá de lo planteado. En todo caso, la validez del procedimiento que se va a presentar no está condicionada por el modelo de transmisión de calor empleado: si se mejora o es sustituido por otro, el procedimiento es

igualmente aplicable. Si bien es cierto que los valores de los parámetros ajustados podrían diferir ligeramente si se utiliza otro modelo de transmisión de calor.

- En un ensayo real, hay un par de limitaciones adicionales a la comentada en el punto anterior:
 - En primer lugar, se asume que la influencia del error en m_{bb} es despreciable, que los efectos de m_a y m_{EGR} son muy inferiores al resto de parámetros y que K_{cap} ha sido convenientemente calibrado. Es inevitable que exista cierta imprecisión al ajustar r_c , K_{def} , α_{tot} , C_{W1} y C_{W2} y p_{ref} por la incertidumbre de las masas o el error en la calibración del captador.
 - En segundo lugar, en un ensayo real la señal de presión tiene cierto ruido como ha sido descrito en el apartado 2.3.1 y 4.2. A pesar del tratamiento, la señal de presión no es perfecta lo que se pone de manifiesto en las ondulaciones de las curvas de Q_n en ensayos reales como muestra Armas y como se verá en las figuras posteriores.
- Por último, hay que indicar que aunque el ensayo en arrastre real fuese excelente, todos los parámetros convenientemente ajustados y por tanto $Q_n = Q_W$, posteriormente, siempre existirá la incertidumbre de que el modelo de transmisión de calor no es perfecto en combustión. Por tanto, el procedimiento que se va a proponer proporciona:
 - Los valores precisos de r_c , K_{def} y α_{tot} válidos tanto para arrastre como combustión.
 - Valores de C_{W1} y C_{W2} que permiten calcular de forma precisa la transmisión de calor en arrastre pero que no garantiza el cálculo perfecto en combustión debido a la imperfección del modelo.
 - Por último, un valor de p_{ref} ajustado en el ensayo en arrastre pero que deberá reajustarse posteriormente en cada ensayo en combustión.

En la figura 4.33 se muestra el esquema del procedimiento propuesto para el ajuste de incertidumbres con un ensayo sin combustión. Se ha dado prioridad en el ajuste a los parámetros que han resultado más importantes en el estudio de sensibilidad en arrastre, como se detalla a continuación. Se ajustarán los parámetros en el orden siguiente: p_{ref} , masa atrapada y coeficiente de *blow-by*, r_c y K_{def} . El procedimiento consta de un bucle general iterativo dentro del cual, cada parámetro se ajusta en su sub-bucle, también iterativo. Cada vez que dentro de un sub-bucle cambie un parámetro que afecta a Q_n y Q_W se procederá a recalcular C_{W1} , C_{W2} y α_{tot} .

Los criterios de salida de cada sub-bucle aparecen en la figura y se explica a continuación. El criterio de salida del bucle principal garantiza que se ha llegado a un valor de cada parámetro que no diverge más que un error despreciable de los obtenidos en el bucle anterior, por lo que se consideran definitivos.

4.5.2.1 Valores iniciales

Al empezar el proceso de ajuste es necesario inicializar los valores de los parámetros. Se van a utilizar los siguientes:

- p_{ref} : se toma la presión media en el colector de admisión. Se ha indicado anteriormente que esta hipótesis es razonable por estar el pistón casi parado y la válvula abierta. Es la hipótesis asumida por simplicidad por algunos autores [67, 68].
- C_{W1} y C_{W2} : a partir de resultados de ajustes en varios motores se obtuvo una correlación empírica de tipo lineal para el valor inicial de $C_{W1} = 4.29 - 31.2 \cdot D$, siendo D el diámetro del cilindro en $[m]$. El valor inicial de C_{W2} se calculará a partir de C_{W1} conocido el *ratio* $r_W = 1.7$ entre las dos, como se determinó en el punto 4.4.1.
- α_{tot} : se calculará el desfase geométrico α_G localizando el punto de p_{max} con el procedimiento propuesto por Armas, esto es, por el ajuste de la curva de presión con un polinomio de segundo grado. Se tomará un desfase termodinámico inicial $\Delta\alpha_t = 0.4^\circ$, obtenido a partir de numerosos ensayos en arrastre en diferentes motores y condiciones de funcionamiento. El valor inicial de $\Delta\alpha_t$ puede diferir bastante del valor final.

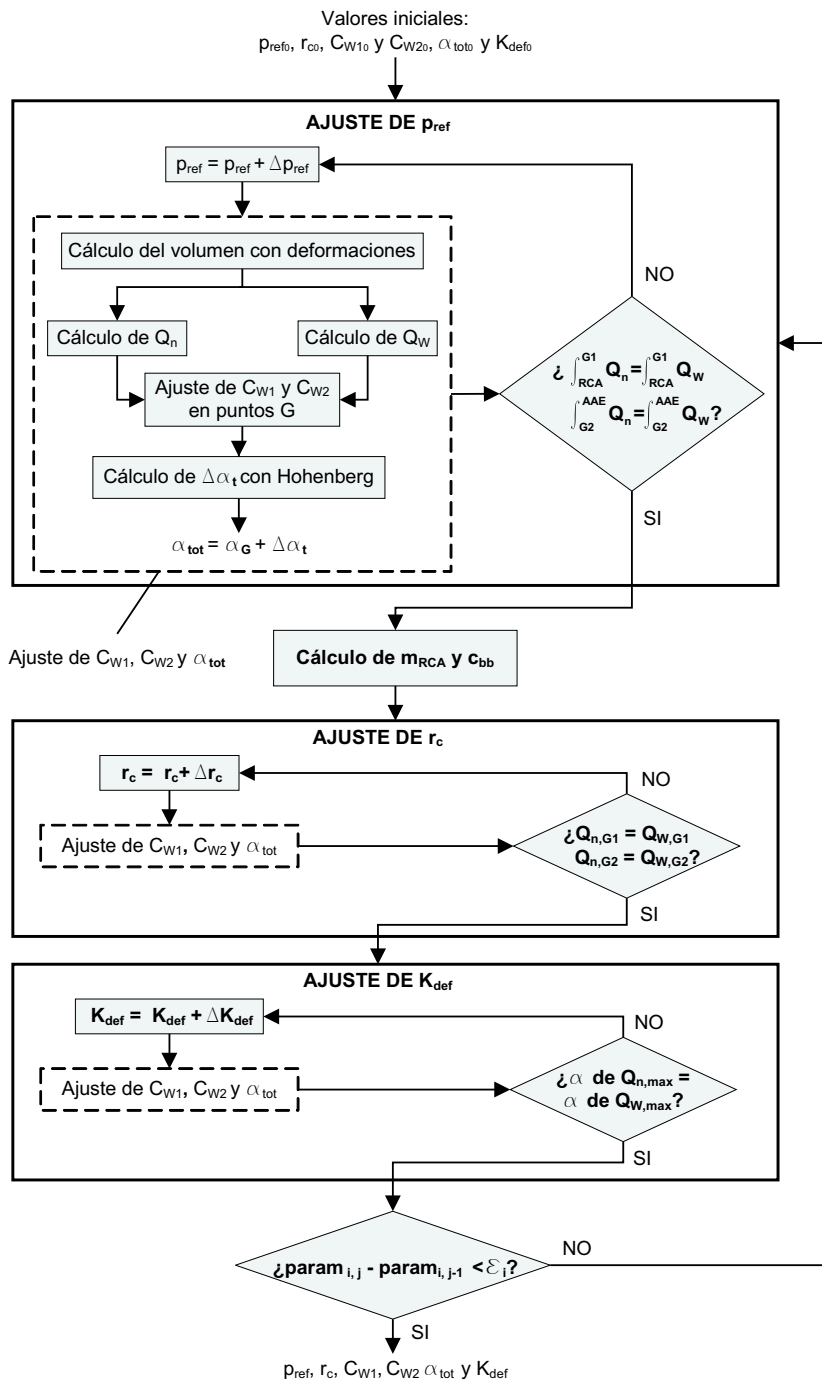


Figura 4.33. Esquema del procedimiento de ajuste de incertidumbres con un ensayo en arrastre.

Esto se pone de manifiesto en la figura 4.34, donde se muestran las curvas de Q_W y Q_n con el valor de desfase termodinámico inicial (0.4°) y tras el primer reajuste (0.8°), en un ensayo en arrastre⁵ en el motor monocilíndrico HSDE-0.35 de 0.35 l de volumen desplazado, cuyas características se muestran en la tabla 4.1. Se ha verificado que el ajuste no es apenas sensible al valor inicial de $\Delta\alpha_t$, llegándose a los mismos valores finales de los parámetros.

- r_c : se tomará la relación de compresión proporcionada por el fabricante del motor. El valor inicial no es importante para el ajuste siempre que se mantenga dentro del rango de unos ± 2 puntos del valor real. Si esto no ocurre, se ha comprobado que el procedimiento puede no ser estable.

⁵En las figuras 4.34 a 4.37 se muestra la evolución del ajuste de los diferentes parámetros durante la primera iteración de ajuste del mismo ensayo en arrastre en el motor HSDE-0.35

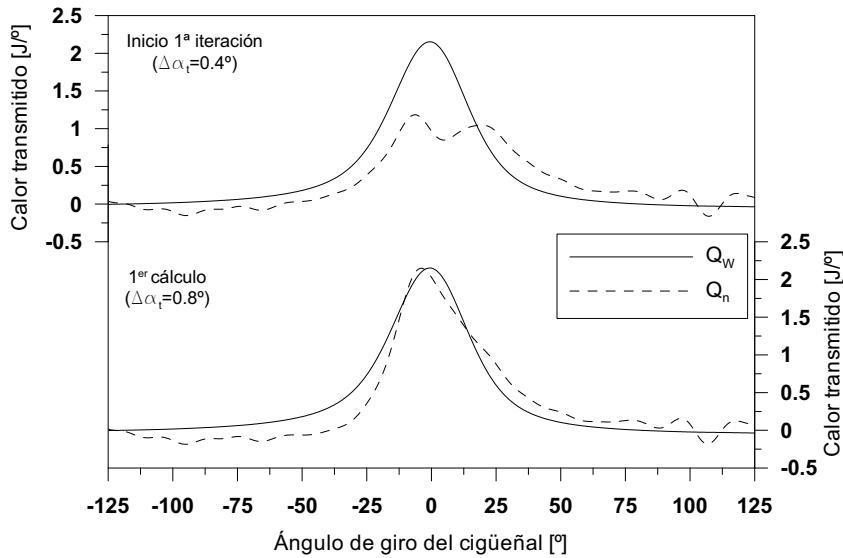


Figura 4.34. Q_W y Q_n con el valor de desfase termodinámico inicial (0.4°) y tras el primer cálculo (0.8°) en el procedimiento de ajuste de p_{ref} en la primera iteración, $r_c = 18$ y $K_{def} = 1.4$. Ensayo en arrastre en el motor HSDE-0.35 a 2000 rpm y $p_{adm} = 1.846\text{ bar}$.

- K_{def} : se tomará un valor inicial por defecto de 2.2 obtenido del ajuste de diferentes motores⁶. De nuevo este valor inicial no determina el ajuste final incluso con valores iniciales superiores a 3 puntos, no cambian los resultados finales.

4.5.2.2 Ajuste del nivel de presión

El primer parámetro que se ajustará será el nivel de presión por ser el que presenta el mayor error acumulado en la FQL en el PMS, como se ha visto en el estudio de sensibilidad en arrastre. El criterio de ajuste se basa en esta característica y en que dicho error es asimétrico respecto del PMS. Para su ajuste se integrará Q_n y Q_W , por una parte desde RCA hasta G_1 y por otra desde G_2 hasta AAE, zonas de mayor influencia de p_{ref} . Debido al efecto asimétrico del error de p_{ref} en Q_n , si el nivel de referencia de la presión es muy elevado se cumplirá que

$$\begin{aligned} \int_{RCA}^{G_1} Q_n &> \int_{RCA}^{G_1} Q_W \\ \int_{G_2}^{AAE} Q_n &< \int_{G_2}^{AAE} Q_W \end{aligned}$$

por lo que habría que disminuir p_{ref} . Asumiendo un valor inicial $p_{ref} = p_{adm}$ se modificará p_{ref} iterativamente, mediante la adición o sustracción de Δp_{ref} , hasta que la diferencia en las integrales de Q_n y Q_W sean despreciables, lo que equivale a que la liberación de calor se anule en estas zonas. Debido a errores de adquisición, a las incertidumbres en r_c y K_{def} que aun no han sido ajustadas y a otros parámetros inciertos (principalmente m_a y m_{EGR}), el valor de p_{ref} tal que

$$\int_{RCA}^{G_1} Q_n - \int_{RCA}^{G_1} Q_W = 0 \quad (4.67)$$

en la zona de compresión puede diferir ligeramente del valor de p_{ref} que verifica la condición análoga a (4.67) en la expansión. Por ello, se ajusta un valor $p_{ref,1}$ que haga nula la liberación de calor entre RCA y G_1 y otro $p_{ref,2}$ análogamente, desde G_2 hasta AAE.

⁶En las figuras 4.34 a 4.37 se ha iniciado el ajuste con un valor ligeramente inferior, $K_{def} = 1.4$, para apreciar mejor el efecto del ajuste de K_{def} . Esto no supone ningún cambio en la calidad del ajuste o resultados finales, como se ha indicado.

El valor de la presión de referencia se toma

$$p_{ref} = \frac{p_{ref,1} + p_{ref,2}}{2}$$

Al modificar p_{ref} dentro de su sub-bucle de ajuste, Q_n se ve afectada de forma importante y Q_W muy poco. Antes de proceder a la siguiente iteración en el ajuste de p_{ref} se reajustan C_{W1} , C_{W2} y α_{tot} como se describe a continuación.

En la figura 4.35 se muestran las curvas de Q_W y Q_n al inicio y al final del sub-bucle de ajuste de p_{ref} en la primera iteración del bucle principal. El ensayo en arrastre, a 2000 rpm y $p_{adm} = 1.846$ bar, se ha realizado en el motor HSDE-0.35.

El procedimiento descrito es válido para el ajuste del nivel de presión también en combustión si se considera únicamente el intervalo angular entre el RCA y el inicio de la inyección, puesto que en esta zona de compresión un ensayo en combustión es exactamente igual que un arrastre.

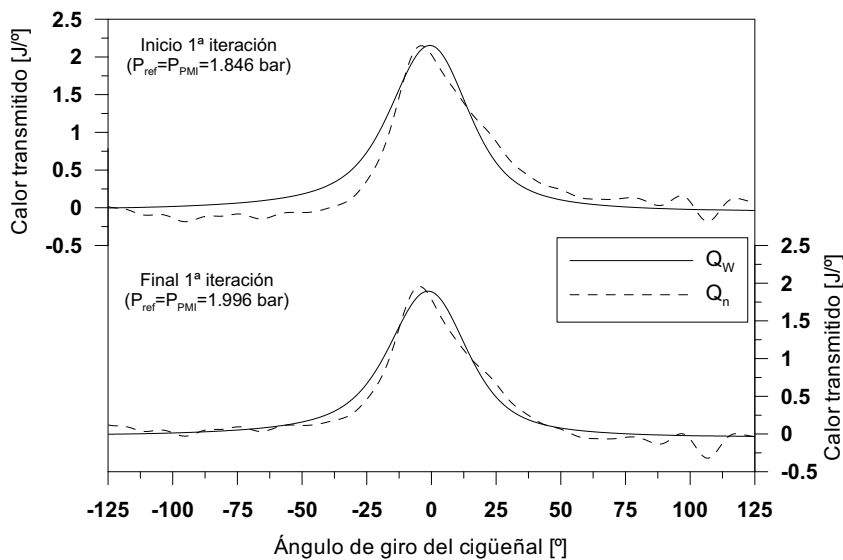


Figura 4.35. Q_W y Q_n al inicio (arriba) y al final (abajo) del procedimiento de ajuste de p_{ref} en la primera iteración, $r_c = 18$ y $K_{def} = 1.4$. Ensayo en arrastre en el motor HSDE-0.35 a 2000 rpm y $p_{adm} = 1.846$ bar.

4.5.2.3 Ajuste de C_{W1} , C_{W2} y cálculo de $\Delta\alpha_t$

Cada vez que cambia un parámetro (p_{ref} , r_c o K_{def}) que afecta a Q_n y Q_W , se procederá a recalculer C_{W1} , C_{W2} y α_{tot} . Así, antes de iniciarse una nueva iteración en un sub-bucle se consigue disminuir el error entre Q_n y Q_W . Para ello, en primer lugar se recalcula el volumen instantáneo de la cámara, que, según el parámetro que se haya modificado se verá más o menos afectado. A continuación se recalculan Q_n y Q_W y se obtiene el valor de C_{W1} que hace que Q_W y Q_n coincidan en los puntos G . Despejando C_{W1} en la ecuación de transmisión de calor de Woschni (2.42) y teniendo en cuenta (4.47), se obtiene:

$$C_{W1} = \frac{\left[\frac{Q_n}{0,012 \cdot D^{-0,2} \cdot T^{-0,53} \cdot P^{0,8} \cdot (\sum A_p \cdot (T - T_p))} \right]^{\frac{1}{0,8}} - C_2 \cdot \Delta c_{comb}}{c_m + \frac{c_w}{r_w}} \quad (4.69)$$

donde $\Delta c_{comb} = \frac{V}{P_{RCA}} \frac{T_{RCA}}{V_{RCA}}$, $r_w = \frac{C_{W1}}{C_{W2}} = 1.7$, T y T_p son respectivamente la temperatura del gas y de las paredes de la cámara y Q_n está en [W].

Se emplean los puntos G para el ajuste del modelo de Woschni ya que en ellos no tiene efecto sobre Q_n la incertidumbre del calado angular. No obstante, p_{ref} , K_{def} y sobre todo r_c si que influyen en Q_n en los puntos G . Además, siempre existen incertidumbres asociadas a la adquisición y tratamiento de la señal. Por estas razones, el valor de C_{W1} obtenido al aplicar la expresión (4.69) en el punto G_1 (C_{W1,G_1}) puede ser ligeramente diferente al que se obtiene en G_2 (C_{W1,G_2}). La solución adoptada es tomar el valor medio:

$$C_{W1} = \frac{C_{W1,G_1} + C_{W1,G_2}}{2}$$

de este modo, la curva de Q_W minimiza su error respecto a Q_n . Mediante el ajuste de p_{ref} , r_c y K_{def} en cada iteración disminuye la diferencia entre C_{W1,G_1} y C_{W1,G_2} .

Ajustado C_{W1} , el valor de C_{W2} se obtiene directamente con la expresión

$$C_{W2} = \frac{C_{W1}}{r_w} \quad (4.71)$$

Una vez ajustado el modelo de transmisión de calor de Woschni la obtención del desfase termodinámico es inmediato mediante la expresión (2.1) propuesta por Hohenberg [66], que puede reescribirse:

$$\Delta\alpha_t = \left[\frac{Q_{W,p_{max}}}{(c_p/R) p_{max} K_1} + \frac{60 \dot{m}_{bb,p_{max}} R T}{2\pi N p_{max} K_1} \right] \cdot \frac{180}{\pi} \quad (4.72)$$

donde $\Delta\alpha_t$ está en $[\circ]$ y $Q_{W,p_{max}}$ en $[J/rad]$, es el calor transmitido a las paredes calculado con la ecuación de Woschni en el punto de presión máxima. Ya se indicó en el punto 2.2.3 que habitualmente el término de transmisión de calor es más importante que el de pérdidas por *blow-by*.

Calculado el desfase termodinámico el desfase total viene dado por

$$\alpha_{tot} = \alpha_G + \Delta\alpha_t \quad (4.73)$$

donde α_G es el desfase geométrico, distancia angular entre el primer punto de adquisición y el punto de presión máxima.

En las figuras 4.35 a 4.37 se muestran las curvas de Q_n y Q_W al principio y al final del ajuste de cada parámetro, en la primera iteración del bucle principal. Como cada sub-bucle se repite varias veces y cada vez se recalculan C_{W1} , C_{W2} y α_{tot} , los valores de estos tres parámetros serán ligeramente diferentes al principio y final de cada uno. Por ello, el cambio en C_{W1} , C_{W2} y α_{tot} está implícito en las figuras comentadas.

4.5.2.4 Cálculo de la masa atrapada al RCA y c_{bb}

Tras el ajuste del nivel de presión se calculan la masa atrapada al RCA y el coeficiente de descarga del modelo de *blow-by* descrito en el apartado 2.5.3. La razón de realizar estos dos cálculos tras el ajuste del nivel de presión es que, por un lado la presión en AAE es condición inicial para el cálculo del modelo de llenado y vaciado con el que se obtiene la masa residual. Por otro lado, el ajuste del coeficiente de descarga c_{bb} va a depender de la presión instantánea en la cámara. De este modo, una vez se tiene p_{ref} se ajustan los dos parámetros que pueden verse afectados ligeramente por su valor y se reduce el nivel de incertidumbre para abordar posteriormente el ajuste de r_c y K_{def} .

La masa atrapada al RCA viene dada por la expresión (2.48):

$$m_{RCA} = m_a + m_{EGR} + m_{res} - m_{cc}$$

donde las masas de aire (m_a) y de EGR (m_{EGR}) por cilindro y ciclo se obtienen a partir de sus medidas experimentales de gastos medios y las masas residual (m_{res}) y de cortocircuito (m_{cc}) se calculan mediante el modelo cuasi-estacionario descrito en el apartado 4.3.1.

Por otro lado, c_{bb} se ajusta de modo que el gasto másico de fugas por *blow-by*, acumulado a lo largo de todo el ciclo, coincida con el gasto medio por cilindro y ciclo obtenido a partir de la medida experimental. Esto es,

$$\int_{0^{\circ}}^{720^{\circ}} \dot{m}_{bb}(\alpha) d\alpha = m_{bb,exp}$$

donde \dot{m}_{bb} es el gasto másico instantáneo de fugas por *blow-by* calculado con (2.49) y $m_{bb,exp}$ es la masa por cilindro y ciclo fugada obtenida a partir del gasto medio medido. Sustituyendo (2.49) en la expresión anterior y operando se obtiene el coeficiente de descarga:

$$c_{bb} = \frac{m_{bb,exp}}{\int_{0^{\circ}}^{720^{\circ}} \left[A_{ref} p(\alpha) \sqrt{\frac{z}{R T(\alpha)}} \right] d\alpha} \quad (4.76)$$

Habitualmente, tras el primer cálculo de m_{RCA} y c_{bb} en la primera iteración, estos valores apenas sufren variación a lo largo de las siguientes iteraciones de ajuste.

4.5.2.5 Ajuste de la relación de compresión

Como se ha visto, el error en la relación de compresión tiene un efecto sobre Q_n y dFQL importante durante gran parte de la carrera de compresión y expansión, siendo mayor entre $\pm 50^{\circ}$. Dicho efecto tiene signo contrario en la expansión y en la compresión haciéndose nulo en el PMS. Este comportamiento va a permitir su ajuste.

Si r_c es mayor que la relación de compresión real del motor se cumplirá:

$$\begin{aligned} Q_{n,G_1} &> Q_{W,G_1} \\ Q_{n,G_2} &< Q_{W,G_2} \end{aligned}$$

donde Q_{n,G_1} , Q_{W,G_1} , Q_{n,G_2} y Q_{W,G_2} son los calores transmitidos a las paredes en los puntos G calculados por el exponente politrópico y con el modelo de Woschni. En este caso habría que corregir el valor r_c disminuyéndolo. Inversamente ocurrirá si el valor es inferior al real.

A partir del valor inicial proporcionado por el fabricante, se modificará r_c iterativamente, sumando o restando un incremento Δr_c con el signo adecuado, según lo visto, hasta que se cumpla que

$$Q_{n,G_1} = Q_{W,G_1} \quad (4.77)$$

$$Q_{n,G_2} = Q_{W,G_2} \quad (4.78)$$

Como ocurre con p_{ref} , debido a errores de adquisición y a que el resto de parámetros que se están ajustando no tengan su valor definitivo, la r_c ajustada en G_1 puede diferir ligeramente del valor en G_2 . Por ello, se ajusta una r_{c,G_1} que cumple (4.77) y otra r_{c,G_2} que verifica (4.78). La r_c en cada paso del ajuste será:

$$r_c = \frac{r_{c,G_1} + r_{c,G_2}}{2}$$

En la figura 4.36 se muestran las curvas de Q_W y Q_n al inicio y al final del sub-bucle de ajuste de r_c en la primera iteración del bucle principal. El ajuste corresponde al mismo ensayo en arrastre que las gráficas anteriores.

4.5.2.6 Ajuste del coeficiente de deformaciones mecánicas

El último parámetro en ser ajustado es el coeficiente de deformaciones mecánicas K_{def} . Su efecto es similar al de r_c pero como se vio en 3.3.4.5:

1. Con un error máximo menor que la relación de compresión.
2. Con una zona de influencia más centrada en el PMS, donde las deformaciones por presión son mayores.

De todas las incertidumbres, la que puede presentar mayor interacción con el ajuste de K_{def} es r_c y luego, con mucha menos importancia p_{ref} y la masa atrapada. El efecto de estas dos últimas es asimétrico respecto del PMS como el de K_{def} , pero su influencia es muy pequeña en las proximidades del PMS. Las otras incertidumbres (C_{W1} , C_{W2} y $desfase$) presentan un efecto simétrico respecto del PMS que facilita su diferenciación.

El ajuste de K_{def} se va a realizar en último lugar, cuando r_c y el resto de incertidumbres han sido ya ajustadas. Teniendo en cuenta la segunda de

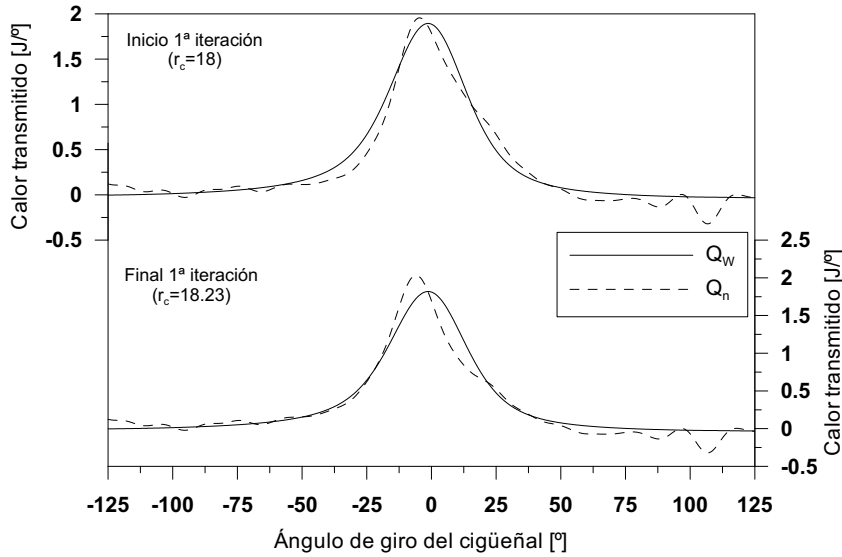


Figura 4.36. Q_W y Q_n al inicio (arriba) y al final (abajo) del procedimiento de ajuste de r_c en la primera iteración, $p_{ref} = 1.996$ bar y $K_{def} = 1.4$. Ensayo en arrastre en el motor HSDE-0.35 a 2000 rpm y $p_{adm} = 1.846$ bar.

las diferencia en el comportamiento de K_{def} y r_c , se va a utilizar un criterio diferenciado en el ajuste. Al estar el efecto de K_{def} más centrado en el PMS, produce un desplazamiento del máximo de la curva de Q_n hacia la derecha o la izquierda, según sea mayor o menor que el coeficiente de deformaciones real (ver figura 3.13 en la página 146). Para su ajuste se calculará el ángulo en que se tiene el máximo valor en la curva de calor por el exponente politrópico, $\alpha_{Q_n,max}$, y en la de calor calculado con el modelo de Woschni, $\alpha_{Q_W,max}$. Si K_{def} es demasiado elevado se cumplirá:

$$\alpha_{Q_n,max} > \alpha_{Q_W,max} \quad (4.80)$$

y si K_{def} es menor que el valor correcto:

$$\alpha_{Q_n,max} < \alpha_{Q_W,max} \quad (4.81)$$

Partiendo del valor inicial, se disminuirá o aumentará su valor con un incremento ΔK_{def} , según si se cumple (4.80) o (4.81), hasta que se verifique la igualdad

$$\alpha_{Q_n,max} = \alpha_{Q_W,max}$$

En la figura 4.37 se muestran las curvas de Q_W y Q_n al inicio y al final del sub-bucle de ajuste de K_{def} en la primera iteración del bucle principal. El ajuste corresponde al mismo ensayo en arrastre que las gráficas anteriores.

Finalmente en la figura 4.38 se muestran las curvas de Q_W y Q_n al inicio y al final del proceso de ajuste completo que, en este caso, se completará en cinco iteraciones del bucle principal. En cada iteración de dicho bucle, la evolución de las curvas de Q_W y Q_n será análoga a las mostradas en las figuras 4.35 a 4.37. Siendo cada vez más parecidas.

Se ha verificado que el procedimiento descrito es capaz de ajustar todas las incertidumbres, con un error despreciable, en el caso de aplicarlo a una señal de presión simulada mediante el modelo termodinámico predictivo descrito en 3.2.1. En el caso de ensayos reales, la incertidumbre en los resultados proviene de las limitaciones comentadas al principio del punto 4.5.2.

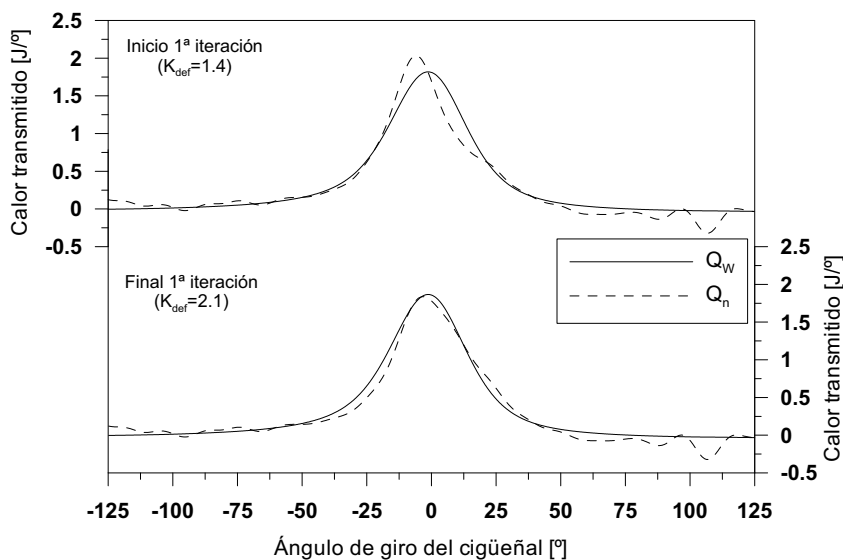


Figura 4.37. Q_W y Q_n al inicio (arriba) y al final (abajo) del procedimiento de ajuste de K_{def} en la primera iteración, $p_{ref} = 1.996$ bar y $r_c = 18.23$. Ensayo en arrastre en el motor HSDE-0.35 a 2000 rpm y $p_{adm} = 1.846$ bar.

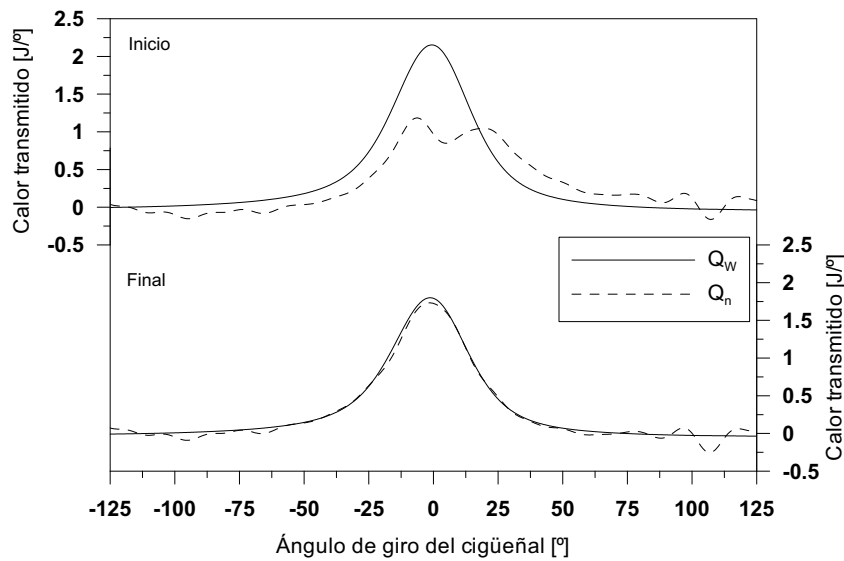


Figura 4.38. Q_W y Q_n al inicio (arriba) y al final (abajo) del procedimiento de ajuste de incertidumbres en ensayo en arrastre en el motor HSDE-0.35 a 2000 rpm y $p_{adm} = 1.846$ bar. Valores finales de ajuste: $p_{ref} = 1.918$ bar, $C_{W1} = 2.38$, $\alpha_{tot} = 420.79^\circ$ ($\Delta\alpha_t = 0.77^\circ$), $r_c = 18.77$ y $K_{def} = 3.14$.

4.5.3 Proceso de Caracterización

El procedimiento descrito en el apartado anterior permite ajustar los valores de C_{W1} y C_{W2} , *desfase*, r_c y K_{def} , que son únicos para un motor-instalación dados. Además, se obtiene p_{ref} que sólo vale para el ensayo concreto. Si el ajuste se realiza con varios ensayos en arrastre en diferentes condiciones de operación, en teoría se obtendrían los mismos valores de C_{W1} y C_{W2} , *desfase*, r_c y K_{def} . No obstante, hay dos razones principales por las que, en la práctica, hay cierta discrepancia en los valores obtenidos en ensayos diferentes:

- La información básica del procedimiento de ajuste es la presión experimental y esta presenta cierta incertidumbre debido a la adquisición y posterior acondicionado.
- Los diferentes submodelos empleados (transmisión de calor de Woschni, deformaciones, cálculo de propiedades termodinámicas...) no son perfectos.

Para disminuir la incertidumbre por el ajuste mediante un sólo ensayo se va a proponer un método que, empleando varios ensayos en arrastre, permitirá obtener un único valor de cada parámetro que se utilizará posteriormente en el diagnóstico de la combustión. Este proceso, denominado *Caracterización*, será el siguiente:

1. Se procederá a la **selección de una matriz de ensayos** sin combustión. Esta matriz cubrirá lo más ampliamente posible el rango de funcionamiento del motor y será algo diferente dependiendo del tipo de motor:

- **Motor monocilíndrico:** se emplearán ensayos en *arrastre puro* o *pseudoarrastre*. En los ensayos en *arrastre puro* el motor es movido por un freno eléctrico. Los ensayos en *pseudoarrastre* se realizan con el motor en combustión y desconectando la inyección periódicamente cada varios ciclos de combustión (entre 10 y 25 ciclos con combustión por cada uno sin combustión).

Es fácil automatizar la separación de los ciclos con y sin combustión analizando la *pmi* ciclo a ciclo. Así se obtienen dos niveles de *pmi* claramente diferenciados. Para ello es necesario que el grado de carga del motor no sea muy bajo (mayor del 25%) ni que la inyección sea muy retrasada. En estos casos los ciclos con combustión tendrán una *pmi* baja y puede ser difícil la diferenciación de los arrastres. Para garantizar la integridad del motor no se recomienda un grado de carga superior al 50%. Una vez se han separado los ciclos sin combustión, las señales de presión de los ciclos en arrastre se tratan como si fuesen ciclos sucesivos de un ensayo en *arrastre puro*. El *pseudoarrastre* presenta una ventaja interesante frente al *arrastre puro*, esto es, que las temperaturas de paredes son casi iguales a las que habrán en condiciones de combustión normal. De este modo, al realizar el ajuste de los coeficientes C_{W1} y C_{W2} del modelo de Woschni, se elimina la incertidumbre de que la temperatura de las paredes en un *arrastre puro* son más bajas que en combustión.

Como inconvenientes, el *pseudoarrastre* requiere un equipo electrónico especial, entre la ECU y el inyector, para evitar que el pulso de inyección de la ECU haga actuar al inyector. Además, hay que adquirir una gran cantidad de ciclos en combustión que luego son desechados.

Tanto si el ensayo es *arrastre puro* como si es *pseudoarrastre*, se ensayará una matriz de puntos que comprenderá un barrido de régimen y de presión de admisión intentando cubrir todo el rango de funcionamiento del motor en combustión.

- En el caso de un **motor policilíndrico**, además de las dos opciones de *arrastre puro* y *pseudoarrastre* comentadas, se añade la opción de realizar un *arrastre puro* en un cilindro y el resto en combustión. No obstante, esta opción puede resultar peligrosa para la integridad del motor puesto que no se encuentra equilibrado dinámicamente. En este caso, las temperaturas de las paredes serán ligeramente superiores a las de un *arrastre puro* con freno, debido al calentamiento del refrigerante por los otros cilindros. En todo caso, serán inferiores a las de un *pseudoarrastre*.

En el caso del *arrastre puro* con freno eléctrico, será posible ensayar un barrido de régimen, pero no modificar las presiones de admisión a régimen constante. Como en el motor monocilíndrico, el grado de carga en *pseudoarrastre* debe estar entre un 25% y un 50% y la inyección no muy retrasada. En el caso de *arrastre puro* con combustión en todos los cilindros salvo en uno, la restricción es mayor aún y es recomendable hacer sólo un barrido de régimen a bajo grado de carga.

2. Se procederá a **ejecutar cada ensayo en arrastre** de la matriz de ensayos con el procedimiento de ajuste de parámetros descrito en el punto anterior. De este modo se obtendrá un conjunto de valores

$$p_{ref}^i, C_{W1}^i, C_{W2}^i, \alpha_{tot}^i, r_c^i, K_{def}^i \text{ con } i = 1 \dots n_{matriz}$$

donde n_{matriz} es el número de ensayos de la matriz.

3. Por último, se obtendrá un único **valor global** de cada parámetro (excepto p_{ref} que sólo es válido para cada ensayo concreto) mediante el promedio ponderado que se detalla a continuación.

4.5.3.1 Ponderación de resultados

El proceso que se seguirá para obtener los valores globales de los parámetros es el siguiente:

1. Previamente al cálculo de los parámetros de *Caracterización*, se eliminarán los ensayos cuya presión instantánea manifieste una gran dispersión cíclica. De este modo, no se emplearán ensayos cuyos resultados sean poco fiables. Para discriminar los ensayos con alta dispersión, se calculará el coeficiente de variación de las presiones máximas de cada ciclo:

$$CV_{p_{max}} = \frac{DSTD(p_{max})}{\overline{p_{max}}} = \frac{\sqrt{\frac{n \sum (p_{max}^j)^2 - (\sum p_{max}^j)^2}{n(n-1)}}}{\frac{\sum p_{max}^j}{n}} \quad (4.84)$$

donde el exponente j hace referencia al número de ciclo y n es el número total de ciclos adquirido. El coeficiente de variación es el cociente entre la desviación estándar de la presión máxima y su valor medio. Se ha elegido este parámetro para detectar los ensayos defectuosos ya que, por un lado, tiene en cuenta la información todos los ciclos, condición que no cumple por ejemplo el rango de la presión máxima. Por otro lado, este parámetro relativiza la dispersión al dividir por el valor medio de las presiones máximas. Esto es útil ya que para un valor de desviación estándar dado, la calidad de un ensayo no es la misma si las presiones máximas son unos 60 bar que 100 bar.

Intuitivamente no se tiene un orden de magnitud del valor de $CV_{p_{max}}$ que debe ser tomado como límite para que un ensayo sea aceptado como bueno. Para fijarlo se ha recurrido a la correlación cualitativa existente entre $CV_{p_{max}}$ y otro parámetro más familiar: el rango de dispersión relativa de p_{max} . En la figura 4.39 se ha representado $CV_{p_{max}}$ frente al porcentaje del rango de variación de p_{max} respecto al valor medio de p_{max} . Se puede observar una correlación lineal bastante buena en los ensayos en arrastre del motor HSDE-0.35. Dicha tendencia es extrapolable a otros motores.

Asumiendo como valor aceptable una dispersión cíclica de 1% en p_{max} , de la figura 4.39 se desprende que el valor límite de $CV_{p_{max}}$ debe tomarse en torno a 0.25. Así, todos los ensayos que cumplan

$$CV_{p_{max}} > 0.25$$

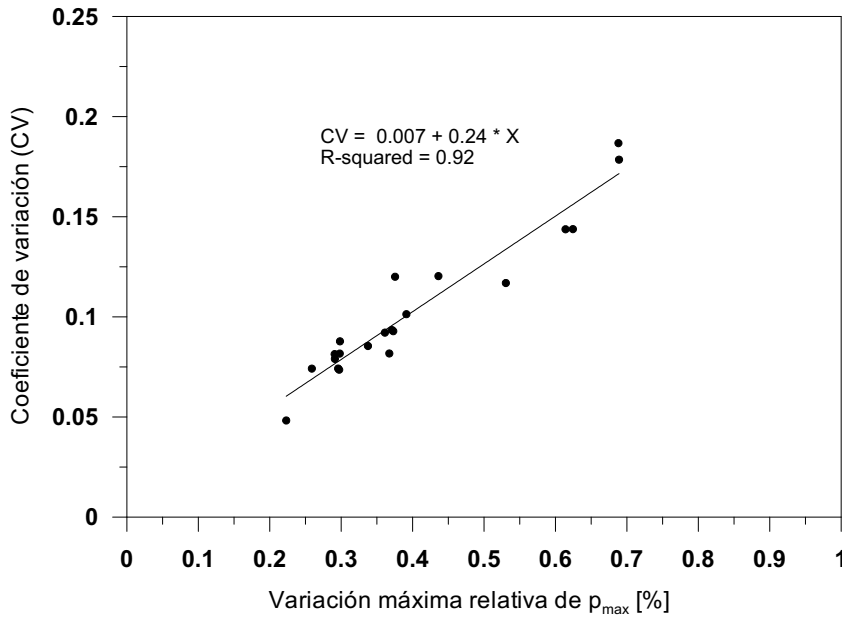


Figura 4.39. Correlación entre el coeficiente de variación y la variación máxima relativa de la presión máxima.

serán desechados para el cálculo de los parámetros característicos. Con los valores de C_{W1} , C_{W2} , α_{tot} , r_c y K_{def} de todos los ensayos válidos se dispone de una matriz de resultados con la que se abordará la última etapa de la *Caracterización*.

2. Para el cálculo de los parámetros característicos del motor-instalación queda por definir la forma en que se va realizar el promediado de los parámetros obtenidos en cada ensayo. Este promedio deberá tener en cuenta cual ha sido la calidad del ajuste, de modo que se dará mayor peso a los mejores. Para ello se definirá el siguiente parámetro de calidad del ensayo:

$$CE^i = \frac{\sum_{RCA}^{AAE} Q_W^k}{\sqrt{\sum_{RCA}^{AAE} (Q_W^k - Q_n^k)^2}} \tag{4.86}$$

donde el exponente i hace referencia al ensayo y k a los instantes de cálculo del ciclo cerrado (entre el RCA y AAE), Q_W^k y Q_n^k son respectivamente los flujos de calor transmitido a las paredes en el instante k calculado con el modelo de Woschni y mediante el exponente politrópico.

Puesto que todo el ajuste de los parámetros descrito en 4.5.2 se ha basado en la similitud de las dos curvas de calor Q_W y Q_n , el parámetro definido en (4.86) es adecuado como indicador de la calidad del ajuste: cuanto mayor sea esta, menor será el error medio cuadrático (denominador) con respecto al calor total acumulado (numerador).

Con todos los ensayos que hayan pasado el criterio de dispersión descrito en el punto anterior se obtendrá un único valor de cada parámetro mediante el promedio ponderado de los resultados de cada ensayo. Así:

$$P = \frac{\sum_1^{n_{max, val}} P^i \cdot CE^i}{\sum_1^{n_{max, val}} CE^i} \quad (4.87)$$

donde P será cada uno de los parámetros ajustados (C_{W1} , C_{W2} , α_{tot} , r_c y K_{def}), el exponente i hace referencia al ensayo y $n_{max, val}$ es el número de ensayos válidos según el criterio de dispersión.

Puede que un ensayo sea válido según el criterio de dispersión ($CV_{p_{max}} < 0.25$) y que sin embargo presente un mal ajuste de las curvas de transmisión de calor (CE baja). Si en la matriz de ensayos existen otros de mejor calidad la ponderación realizada con (4.87) llevará a que estos últimos tengan mayor peso. En todo caso, si la mayoría o todos los ensayos son de baja calidad el resultado de la *Caracterización* será poco fiable. Para evitar esto se ha fijado un límite inferior de calidad para cada ensayo. Basándose en la comparación de multitud de ensayos en diferentes motores se propone un valor de calidad mínima:

$$CE_{min} = 20 \quad (4.88)$$

para ponderar los resultados de un ensayo.

En las tablas 4.22 y 4.23 se muestran los resultados de dos *caracterizaciones*. La primera, en el motor monocilíndrico HSDE-0.4 (ver tabla 3.1) mediante ensayos en *arrastre puro* con freno eléctrico. La segunda se ha realizado en el motor policilíndrico HSDE-4-0.4 utilizado en el estudio de mejora de la transmisión de calor (ver apartado 4.4), mediante ensayos en *arrastre puro* con combustión en tres cilindros. En la primera columna de las tablas se muestran los nombres de los ensayos de la matriz, con la siguiente estructura: *régimen-presión de admisión*. Aparecen tabulados a continuación los parámetros ajustados (se ha incluido el desfase termodinámico además del total), los coeficientes de dispersión de p_{max} y la calidad del ajuste.

Ensayo	p_{ref} [bar]	$\Delta\alpha_t$ [°]	α_{tot} [°]	C_{W1}	r_c	K_{def}	$CV_{p_{max}}$	CE
1000-1.1	1.13	0.64	446.37	0.85	16.78	2.80	0.09	35
1000-1.6	1.64	0.61	446.36	0.87	17.05	2.82	0.12	50
1000-2.1	2.20	0.54	446.33	0.75	17.23	2.61	0.10	42
2000-1.1	1.21	0.49	446.39	1.11	16.78	2.20	0.10	41
2000-1.6	1.81	0.38	446.36	0.69	16.96	2.61	0.10	27
2000-2.1	2.40	0.42	446.42	0.97	17.28	2.80	0.10	39
3000-1.1	1.18	0.43	446.46	1.11	17.12	3.19	0.12	36
3000-1.6	1.75	0.40	446.42	0.96	17.12	2.36	0.13	46
3000-2.1	2.32	0.39	446.42	1.02	17.41	2.83	0.08	48
4000-1.1	1.07	0.37	446.37	0.87	16.91	0.35	0.15	19
4000-1.6	1.61	0.37	446.46	0.88	17.27	3.27	0.13	24
4000-2.1	2.08	0.37	446.52	0.99	17.70	2.98	0.13	25
Promedios ponderados			446.40	0.93	17.13	2.63		

Tabla 4.22. Caracterización del motor HSDE-0.4 con ensayos en arrastre puro.

Ensayo	p_{ref} [bar]	$\Delta\alpha_t$ [°]	α_{tot} [°]	C_{W1}	r_c	K_{def}	$CV_{p_{max}}$	CE
1870-1.25	1.21	0.59	420.93	1.22	17.79	2.78	0.11	35
1870-1.25'	1.22	0.58	420.93	1.20	17.79	2.78	0.09	38
2800-1.4	1.39	0.51	420.97	1.14	17.83	2.31	0.13	21
2800-1.4'	1.40	0.52	420.97	1.17	17.79	2.23	0.15	18
Promedios ponderados			420.94	1.20	17.79	2.60		

Tabla 4.23. Caracterización del motor HSDE-4-0.4 con ensayos en pseudoarrastre.

Finalmente, en la última fila, aparecen los valores de los parámetros promediados. Se ha obviado el valor de C_{W2} que se obtiene directamente a partir de C_{W1} mediante la expresión (4.71).

En la *Caracterización* del motor HSDE-0.4 (tabla 4.22) se ha realizado un barrido de régimen y de presión de admisión. Es interesante observar que la presión ajustada en el PMI (p_{ref}) es algo superior a la media en el colector de admisión y que en algún ensayo, principalmente a 2000 rpm, puede superarla

en 200 *mbar*. Estos resultados ponen de manifiesto que no sea recomendable imponer directamente $p_{PMI} = p_{adm}$ como hacen algunos autores [67, 68].

Puede observarse como el desfase termodinámico disminuye conforme se incrementa el régimen y la presión de admisión, lo que es consecuencia de que el motor es “más adiabático” y tiene menos fugas, en términos relativos. El desfase total es bastante estable, con menos de 0.2° de rango de variación.

Los otros tres parámetros (C_{W1} , r_c , K_{def}) presentan una mayor dispersión. Los valores de $CV_{p_{max}}$ corresponden a una variación aproximada (ver figura 4.39) de un 0.5% de la presión máxima.

Por último, la calidad de los ensayos es suficiente, salvo en el 4000-1.1 que no supera el límite mínimo. Puede observarse que, en general, los ensayos a alto régimen presentan menor calidad en el ajuste. Esto suele darse en todo los motores debido al mayor ruido en la adquisición que produce mayores oscilaciones en Q_n . Los valores de la última fila, C_{W1} , α_{tot} , r_c y K_{def} , se emplearán para el diagnóstico de la combustión y no tendrán que reajustarse salvo que se de alguna de las circunstancias que se describirán en el apartado siguiente.

Para la *Caracterización* del motor HSDE-4-0.4 (tabla 4.23), el tipo de ensayos empleados, *arrastres puros* con combustión en todos los cilindros menos uno, condiciona la disponibilidad de los mismos:

- El régimen mínimo del motor se limitó porque a regímenes bajos el motor no era estable. No se subió el régimen más de 2800 *rpm* para no forzar el motor que no estaba equilibrado, por funcionar sólo tres cilindros.
- El grado de carga es bajo, en torno al 25 %, para no afectar a la integridad del motor.

Puesto que no era posible variar mucho el rango de funcionamiento se tomaron dos medidas en cada punto para disminuir la incertidumbre de la *Caracterización*.

El resultado más interesante mostrado en la tabla 4.24 es el valor de $C_{W1} = 1.2$, próximo al obtenido en el apartado 4.4.1 mediante el empleo del modelado multidimensional con CFD ($C_{W1} = 1.3$). La diferencia puede ser debida a incertidumbres en la medida de presión y por las diferentes condiciones de funcionamiento: *arrastre puro* con combustión en los otros cilindros

ahora y con freno eléctrico en aquel estudio. En todo caso, pueden considerarse los resultados bastante coherentes, de modo que se ha llegado a soluciones próximas por caminos muy diferentes, lo que aporta fiabilidad al procedimiento presentado.

4.5.4 Cuando caracterizar un motor-instalación

Es necesario realizar el proceso de *Caracterización*:

1. Al poner en marcha un nuevo motor: se desconoce C_{W1} , C_{W2} , α_{tot} , r_c y K_{def}
2. Al montar un motor ya caracterizado en un banco de ensayos: el codificador angular se instalará de nuevo por lo que α_{tot} se desconoce.
3. Cada vez que se modifique algo del motor o instalación susceptible de afectar a uno de los parámetros inciertos. En la tabla 4.24 se detallan todos los posibles efectos.

Cada vez que se realice una *Caracterización* es necesario verificar la coherencia de los resultados obtenidos con respecto a la *Caracterización* precedente, si existe; y comprobar que los cambios en los parámetros ajustados son los esperables con los cambios realizados en el motor-instalación.

Elemento del motor-instalación	Parámetro afectado
Bloque	C_{W1} , C_{W2} , α_{tot} , r_c y K_{def}
Desmontar y montar misma culata	r_c
Cambiar culata	C_{W1} , C_{W2} y r_c
Desmontar y montar mismo pistón	r_c
Cambiar pistón	C_{W1} , C_{W2} y r_c
Codificador angular	α_{tot}

Tabla 4.24. Posibles parámetros afectados al realizar un cambio en el motor-instalación.

4.5.5 Conclusiones

En el estudio de sensibilidad en arrastre se caracterizó cualitativa y cuantitativamente la influencia de las incertidumbres en la ley de liberación de calor y en la transmisión de calor. Partiendo de esos resultados se ha propuesto un procedimiento de ajuste de incertidumbres con ensayos en arrastre. El procedimiento se basa en que, en un ensayo sin combustión, cuando todos los parámetros inciertos tienen su valor correcto se produce la igualdad del calor instantáneo transmitido a las paredes, calculado con el exponente politrópico (Q_n) y el modelo de Woschni (Q_W). Esta condición se ha visto que es equivalente a que la liberación de calor sea nula, como es necesario si no hay combustión.

Teniendo en cuenta la influencia particular de cada incertidumbre y su importancia, se ha propuesto un procedimiento que permite obtener los valores de C_{W1} , C_{W2} , α_{tot} , r_c y K_{def} que son únicos para un motor-instalación, además del nivel de presión absoluta que es diferente en cada ensayo. El procedimiento de ajuste consiste en un bucle iterativo dentro del cual se ajusta cada incertidumbre dando prioridad a las más importantes. El bucle se repite hasta lograr la convergencia en los resultados.

Puesto que la información de partida procede de ensayos experimentales la medida de presión en cámara tiene cierto nivel de ruido. Esto, unido al hecho de que los submodelos de transmisión de calor, deformaciones y cálculo de propiedades termodinámicas no son perfectos, provoca cierta discrepancia en los resultados obtenidos en diferentes ensayos. Con el fin de obtener un único valor de cada incertidumbre se realiza el ajuste de cada ensayo de una matriz de ensayos sin combustión y se promedian sus resultados. La matriz de ensayos puede ser diferente según el de motor ensayado y comprende tanto ensayos en *arrastre puro* como *pseudoarrastre*. Para garantizar la calidad de los resultados se aplica un filtro para eliminar aquellos ensayos cuya calidad no es aceptable. Finalmente, los resultados de cada ajuste se ponderan teniendo en cuenta la calidad del mismo, obteniéndose un único valor de C_{W1} , C_{W2} , α_{tot} , r_c y K_{def} que, posteriormente, son empleados en el diagnóstico de la combustión.

Puesto que los parámetros característicos ajustados dependen del motor (C_{W1} , C_{W2} , r_c y K_{def}) o del motor-instalación (α_{tot}), cuando algún elemento susceptible de modificar las incertidumbres es modificado, debe realizarse una nueva *Caracterización*. Se han dado indicaciones de cuando debe hacerse.

4.6 Aportaciones a la tasa de inyección y evaporación

4.6.1 Simulación de la tasa de inyección

Como se indicó en el apartado 2.3.2, la tasa de inyección no suele estar disponible ya que, a diferencia de la presión en cámara, no se mide en el propio ensayo en combustión, sino que se obtiene de ensayos en tasímetro. Su ausencia produce una incertidumbre en el diagnóstico de la combustión, puesto que el combustible no se considera en el balance másico ni energético. En el apartado 3.2.5.13 se ha estudiado su importancia y se ha visto que, aunque el error no es crítico, no es despreciable en absoluto para el cálculo de FQL_{max} . Así, se ha concluido que es muy recomendable, en el caso de no poder medirla, estimar la tasa de inyección.

Como sustitutas de la señal de tasa, y más fáciles de obtener durante el ensayo en motor, están la señal de levantamiento de aguja y la de comando del inyector. No obstante, en el apartado 2.3.2 se ha visto que la señal de levantamiento de aguja, similar a la tasa real, sólo se puede medir en inyectores equipados para tal fin, siendo imposible medirlo en los modernos inyectores piezoeléctricos. Por otro lado, la señal de comando del inyector, habitualmente disponible, no reproduce bien la tasa real de inyección, sobre todo en inyectores piezoeléctricos.

Se va a proponer un procedimiento sencillo pero efectivo para la simulación de la tasa de inyección a partir de la señal de comando del inyector o del *setting* de inyección.

4.6.1.1 Procedimiento de simulación

El procedimiento que se va a emplear se basa en el conocimiento de los dos siguientes datos relativos a la inyección:

1. Inicio del pulso eléctrico de inyección (en $[\circ]$ respecto al PMS). Este valor se puede obtener de la ECU del motor o por medida directa de la señal de comando del inyector, mediante una pinza amperimétrica. En el primer caso, existe cierta incertidumbre en la posición de dicho inicio por varias causas:

- Se han hecho estudios sobre la coincidencia del inicio real del pulso eléctrico con la referencia de la ECU y se estima que puede tener un error de unos $20\mu s$ (0.5° a $4000\ rpm$).
- La referencia angular utilizada por la ECU proviene de un codificador interno del motor (independiente del codificador angular empleado para adquisición) que dispone de un incremento angular natural de unos 6° (60 puntos por vuelta). Entre dos referencias la ECU utiliza el régimen instantáneo para localizar el punto de inicio del pulso eléctrico. Se estima que la variación máxima de la velocidad instantánea de giro del motor es del 5%. Dicho error en el régimen instantáneo supone 0.3° en un incremento de 6° .
- El codificador angular dispone de una señal de uno por vuelta que indica la posición del punto muerto superior, que no coincide necesariamente con la referencia del punto muerto superior obtenida mediante la *Caracterización* del motor.

Debido a las causas anteriores, en la mayoría de casos no es posible tener incertidumbres inferiores a 1° si el inicio se obtiene de la ECU. La incertidumbre es despreciable si se mide la señal de comando.

2. Duración de la señal eléctrica de inyección, ET (en $[ms]$). Tanto si se obtiene de la ECU como de la pinza amperimétrica, la incertidumbre del valor real de ET puede ser despreciada.

En inyecciones múltiples se requiere del inicio y duración de cada inyección. A partir del *setting* se va a proponer la corrección de los instantes de inicio y final de la inyección, para simular de forma aproximada la tasa.

En la figura 4.40 se muestran las señales de pinza, levantamiento y tasa obtenidos en tasímetro para dos presiones en el *Common Rail*. De forma general, estas curvas son generalizables para cualquier tipo de inyector de solenoide y presión de inyección. En los nuevos inyectores piezoeléctricos la señal de comando consta de un pulso de apertura y otro de cierre y la señal de levantamiento no se puede medir, como se ha indicado.

Puede observarse como existen retrasos τ_{SOI} y τ_{EOI} entre el inicio y fin del pulso y de la tasa de inyección. El primero de ellos es función del inyector y la presión de inyección, el segundo depende del inyector, la presión de inyección y la duración del pulso eléctrico.

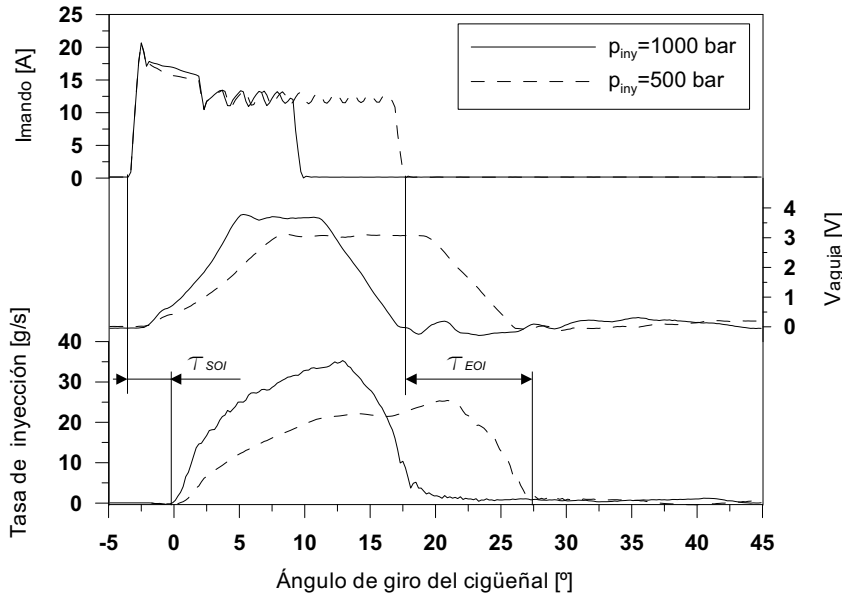


Figura 4.40. Señales de pinza eléctrica, levantamiento y tasa de inyección en un inyector de solenoide a dos presiones de inyección en ensayo a 2000 rpm.

La dependencia $\tau_{SOI} = f(\text{inyector}, p_{iny})$ y $\tau_{EOI} = f(\text{inyector}, p_{iny}, ET)$ se ponen de manifiesto en las figuras 4.41, 4.42 y 4.43 (en la página siguiente). En ellas se muestran resultados de los retrasos obtenidos en ensayos de inyección en tasímetro en diferentes inyectores de tipo piezoeléctricos y solenoide.

El principio de funcionamiento de un inyector de solenoide y piezoeléctrico es similar aunque presentan diferencias constructivas. Ambos disponen de una válvula que abre y cierra el volumen de control. En los de solenoide, la válvula es accionada por la bobina y por el cristal piezoeléctrico los inyectores de este tipo. No obstante, el sentido de apertura y cierre de la válvula de control es opuesto en los dos tipos, lo que produce diferente respuesta ante variaciones de la presión en el *Common Rail*:

- Inyectores de solenoide: τ_{SOI} disminuye con p_{iny} ya que debido a su funcionamiento, la apertura de la válvula de control es favorecida por una presión mayor. Por el contrario, el incremento de la presión dificulta el cierre de la válvula, aumentando τ_{EOI} .
- Inyectores piezoeléctricos: al contrario que los de solenoide, su principio de funcionamiento hace que aumente τ_{SOI} con la presión de inyección

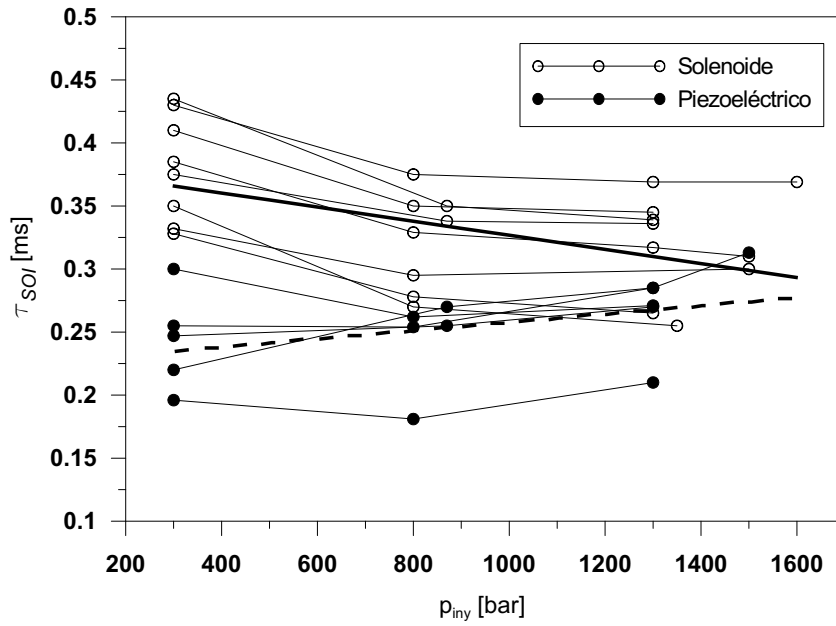


Figura 4.41. Variación de τ_{SOI} con la presión de inyección.

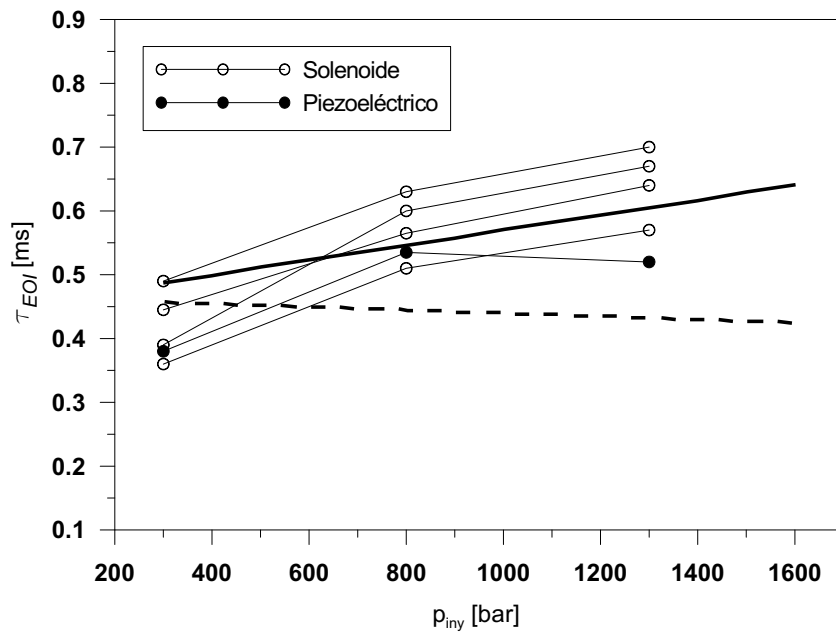


Figura 4.42. Variación de τ_{EOI} con la presión de inyección para $ET = 0.5$ ms.

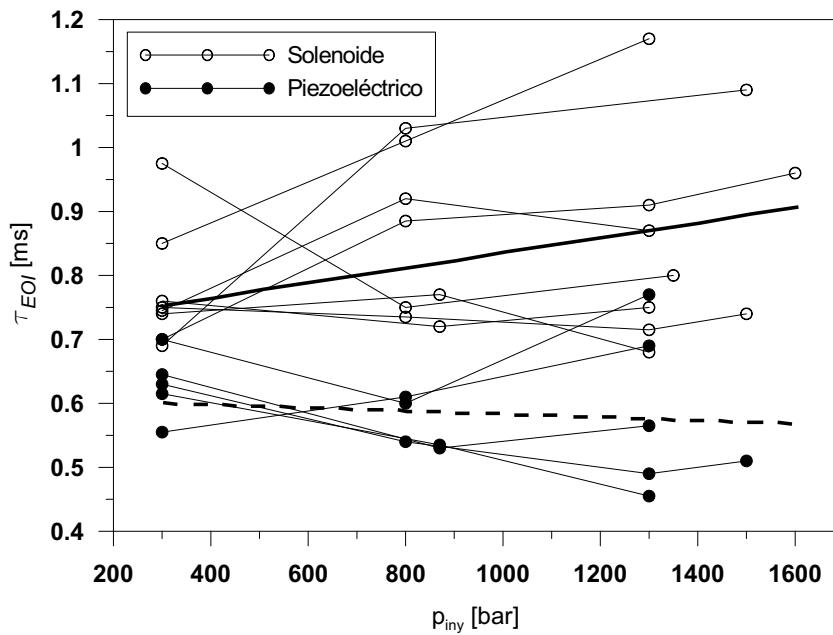


Figura 4.43. Variación de τ_{EOI} con la presión de inyección para $ET = 1 \text{ ms}$.

y que al cierre de la válvula el incremento de la presión haga disminuir τ_{EOI} . En general, son más rápidos que los de tipo solenoide tanto a la apertura como al cierre de válvula.

El incremento de τ_{EOI} al aumentar ET se debe a que la aguja del inyector asciende conforme avanza la inyección de modo que, si no llega a levantarse completamente, el recorrido desde el final del pulso hasta el cierre es mayor cuanto mayor sea ET .

Para el ajuste de correlaciones empíricas a los datos experimentales se asume que:

1. Existe una correlación lineal entre los retrasos τ_{SOI} y τ_{EOI} y la presión de inyección. Aun cuando no es clara esta tendencia en todos los ensayos de las figuras 4.41, 4.42 y 4.43, no es posible obtener, de forma general, una correlación más física. Se puede ver en los inyectores de solenoide que a medida que p_{iny} aumenta, su efecto sobre τ_{SOI} y τ_{EOI} se amortigua. Esta respuesta puede justificarse por la pérdida del efecto que p_{iny} ejerce sobre la válvula de control a altas presiones. No obstante, en los

inyectores de solenoide con $ET = 1 \text{ ms}$ y en todos los piezoeléctricos, no es posible identificar este efecto sobre τ_{EOI} . En todo caso, hay que tener en cuenta que la hipótesis de respuesta lineal asumida es razonable dentro del rango de ajuste de las correlaciones, entre 300 y 1600 bar , no pudiéndose extrapolar su validez fuera de dicho rango. Esta limitación no es grave ya que el rango de presiones cubre prácticamente el campo de funcionamiento de los inyectores actuales.

2. Existe una correlación lineal entre τ_{EOI} y ET . Esta hipótesis no es cierta a partir del momento en que la aguja alcanza su máxima apertura, ya que el recorrido de cierre permanece constante aunque se prolongue la duración de la inyección. La duración del pulso hasta la que es válida la hipótesis de linealidad (ET_{lin}) depende del inyector (cada uno tiene un recorrido máximo diferente) y de la presión de inyección (cuanto mayor es esta, mayor es la pendiente de apertura de la válvula). El uso de un valor constante de ET_{lin} para todos los inyectores no es coherente con el fenómeno físico del levantamiento de la aguja; además, debido a la dispersión entre inyectores y diferentes p_{iny} , la incertidumbre es similar a la solución que se va a adoptar. Puesto que se dispone de ensayos con ET correspondientes a inyecciones cortas (0.5 ms) y largas (1 ms), se va a obviar el efecto del límite ET_{lin} al ajustar las correlaciones. Aun cuando en algunos inyectores se haya alcanzado dicho límite, la incertidumbre estará acotada por la dispersión experimental. Para duraciones más largas de 1 ms no es posible extrapolar la correlación lineal con fiabilidad.

Con las hipótesis anteriores se han ajustado cuatro correlaciones lineales que han sido dibujadas en trazo grueso en las figuras 4.41, 4.42 y 4.43. Para inyectores de solenoide:

$$\tau_{SOI} = 0.383 - 5.450 \cdot 10^{-5} \cdot p_{iny} \quad (4.89)$$

$$\tau_{EOI} = 0.189 + 1.159 \cdot 10^{-4} \cdot p_{iny} + 0.532 \cdot ET \quad (4.90)$$

y para piezoeléctricos:

$$\tau_{SOI} = 0.228 + 3.162 \cdot 10^{-5} \cdot p_{iny} \quad (4.91)$$

$$\tau_{EOI} = 0.384 - 2.360 \cdot 10^{-5} \cdot p_{iny} + 0.226 \cdot ET \quad (4.92)$$

donde p_{iny} está en [bar], y ET , τ_{SOI} y τ_{EOI} en [ms].

Los errores máximos se muestran en la tabla 4.25, donde el error relativo se ha calculado respecto a la duración del pulso eléctrico.

Inyector	ET	SOI		EOI	
	[ms]	[ms]	[%]	[ms]	[%]
Solenoides	0.5	0.08	16	0.13	26
	1	0.08	8	0.30	30
Piezoeléctrico	0.5	0.07	14	0.11	22
	1	0.07	7	0.20	20

Tabla 4.25. Incertidumbres máximas de las correlaciones de τ_{SOI} y τ_{EOI} .

Se aprecia en la tabla 4.25 que la incertidumbre en la localización del inicio, y sobre todo en el final de la inyección, es considerable. Además, puesto que los valores absolutos están en [ms], dicha incertidumbre será mayor cuanto mayor sea el régimen de giro. En las condiciones menos favorables, a 4000 rpm con una inyección de $ET = 1$ ms, las incertidumbres máximas en grados de giro del cigüeñal cometidas en la localización del SOI y EOI son las mostradas en la tabla 4.26.

Inyector	SOI	EOI
	[°]	[°]
Solenoides	1.8	7.2
Piezoeléctrico	1.7	4.8

Tabla 4.26. Incertidumbres máximas en SOI y EOI a 4000 rpm y $ET = 1$ ms.

A continuación se va a mostrar que el efecto de esta incertidumbre es asumible para el diagnóstico que, en todo caso, es preferible a no considerar la tasa de combustible.

Se va a simular la tasa correspondiente a cada inyección con su inicio y final en el SOI y EOI estimados mediante las correlaciones propuestas. La forma de la tasa simulada será cuadrada con el inicio y final suavizados para evitar picos en la dFQL. Para ello se implementan dos zonas de enlace entre el inicio y final de la tasa y el valor máximo. La función empleada para las “rampas” es un seno, función sencilla que tiene en sus puntos de máximo y mínimo una derivada nula, ideal para enlazar con los tramos rectos. La anchura de las rampas debe fijarse en tiempo ya que los fenómenos físicos implicados dependen del tiempo y no del ángulo. En principio, el ancho de la rampa de subida debe estar correlacionado con p_{iny} , ya que como se observa

en la figura 4.40, a mayor presión mayor pendiente de subida; en la bajada este efecto no es apreciable. Además, las pendientes tanto de subida como de bajada dependen del inyector. A pesar de la dependencia con el inyector y de la diferencia en el comportamiento de las rampas de subida y bajada, estas incertidumbres son poco importantes en comparación con las incertidumbres del SOI y EOI. Por ello, se ha decidido asumir un valor constante de 0.25 ms (1.5° a 1000 rpm y 6° a 4000 rpm) tanto para la rampa de subida como de bajada, valor que ha sido fijado a partir de diferentes inyectores y regímenes de giro del motor.

La figura 4.44 muestra la tasa real ($ET = 1 \text{ ms}$), la simulada y dos tasas más simuladas correspondientes a las peores combinaciones de incertidumbre en SOI y EOI. Para ello se han asumido los máximos errores absolutos de la tabla 4.25, correspondientes a una inyección de 1 ms , y, teniendo en cuenta el régimen de giro del ensayo, 2000 rpm , se ha tomado para una de las tasas simuladas $SOI=SOI+\varepsilon_{SOI}$ y $EOI=EOI-\varepsilon_{EOI}$, y para la otra $SOI=SOI-\varepsilon_{SOI}$ y $EOI=EOI+\varepsilon_{EOI}$, donde ε_{SOI} y ε_{EOI} son las máximas incertidumbres estimadas del SOI y EOI, en $[\circ]$.

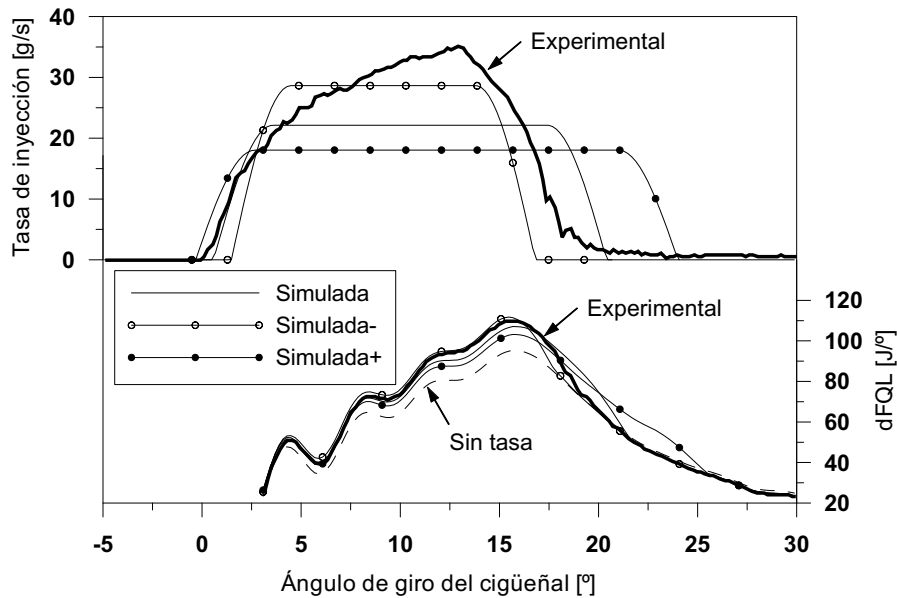


Figura 4.44. Tasa real, simulada y simuladas con las máximas incertidumbres estimadas en SOI y EOI (arriba) y dFQL (abajo), en ensayo de motor HSDE-0.55 con $ET = 1 \text{ ms}$ a 2000 rpm y 52.1 Nm .

Se mantiene el área bajo las curvas constante, independientemente de la duración, de este modo la masa del combustible total inyectada se mantiene. En la figura 4.44 se ha graficado también las dFQL obtenidas sin considerar la tasa y con las cuatro tasas (la real y las tres simuladas) en un ensayo a 2000 rpm y un par de 52.1 Nm en el motor monocilíndrico HSDE-0.55 de 550 cm³.

Puede verse en la figura 4.44 que el efecto de la tasa es apreciable en la dFQL, de modo que, instantáneamente la dFQL es mayor si la tasa es mayor (con cierto retraso debido al tiempo de evaporación). Este comportamiento ya ha sido justificado por la energía de evaporación del combustible, así como el cambio en la composición y en la masa, de menor importancia. A pesar de la diferencia instantánea en la dFQL entre el ensayo con tasa real y las simuladas, puede observarse como esta incertidumbre es siempre inferior a la existente entre el ensayo con tasa real y sin considerar ninguna tasa. Una vez finalizadas todas las tasas, las dFQL de los cuatro ensayos con tasa es la misma puesto que la composición de la cámara y la masa en todos ellos coincide, siendo ligeramente inferiores a la dFQL sin tasa (con menos masa en la cámara y menor calor específico).

En la figura 4.45 (en la página siguiente) se ha graficado las FQL de los cuatro ensayos con tasas real y simuladas junto con la del ensayo sin tasa. Es interesante observar el efecto en la FQL de considerar tasa o no: aunque mientras duran las inyecciones, existen diferencias en la evolución del calor acumulado en los cuatro casos con tasa, la energía liberada acumulada coincide una vez finalizadas las inyecciones. En todo caso, el calor acumulado con las tasas simuladas presenta un error inferior al de la ley de liberación de calor sin tasa. Así, se pone de manifiesto que es más importante la consideración de la tasa que la precisión de la misma. Al final de la combustión la FQL sin tasa presenta un error por defecto considerable, como ya fue puesto de manifiesto en el estudio de sensibilidad en combustión, en el apartado 3.2.5.13.

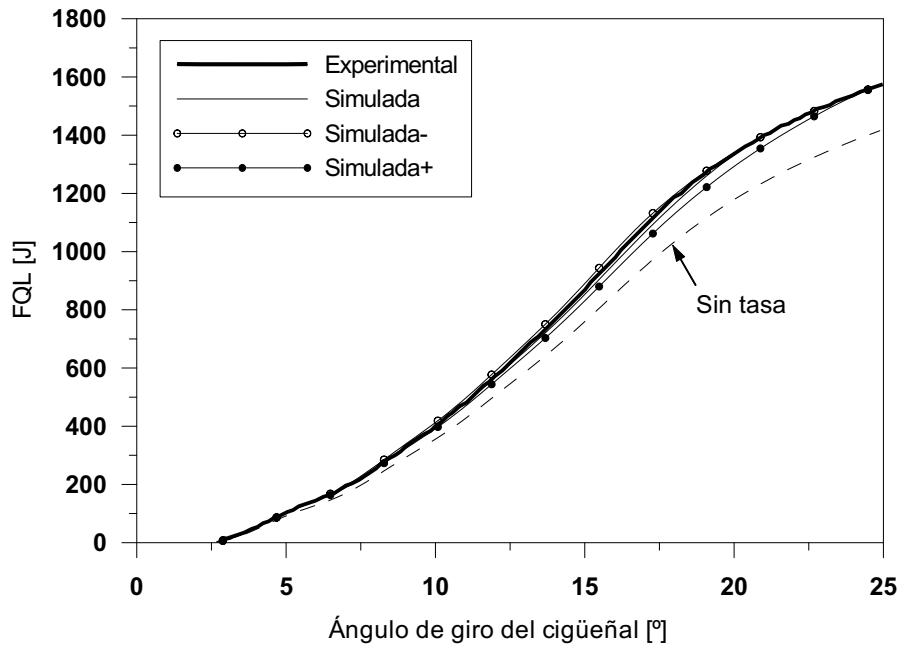


Figura 4.45. FQL calculada con las tasas de inyección real, simuladas y sin tasa, en ensayo de motor HSDE-0.55 con $ET = 1 \text{ ms}$ a 2000 rpm y 52.1 Nm .

4.6.1.2 Conclusiones

Dada la importancia de considerar la tasa de inyección de combustible para el cálculo de la ley de liberación de calor, se ha propuesto un procedimiento sencillo de simulación de tasa a partir de los datos de inicio y duración de la señal de comando eléctrico del inyector.

Para el cálculo del retraso entre el inicio y final del pulso eléctrico de comando del inyector y los de la tasa de inyección, se han propuesto correlaciones en función de la presión de inyección y la duración del pulso eléctrico, ajustadas a partir de ensayos en diferentes inyectores de accionamiento por solenoide o piezoeléctricos. La forma propuesta de la tasa simulada es sencilla, teniendo una forma rectangular con el inicio y final suavizados.

A pesar de la importante incertidumbre en el inicio, final y forma de la tasa simulada, se ha mostrado como la incertidumbre en la $dFQL$, mientras duran las inyecciones, es menor que si no se considera ninguna tasa. Una vez finalizadas las inyecciones no existe diferencia alguna en la $dFQL$ entre las

tasas real y simuladas. Pero es en la FQL donde se ve de forma más evidente la mejora lograda con la consideración de la tasa simulada: en todos los casos el calor total liberado coincide con el obtenido con la tasa real, de modo que la liberación total es independiente de la forma de la tasa de inyección. Así, se elimina la incertidumbre en la FQL_{max} en el caso de no disponer de tasa de inyección experimental.

4.6.2 Atomización y evaporación del combustible

La mejora de las herramientas experimentales [69, 70] y computacionales [31, 48] han propiciado el desarrollo de modelos que permiten una descripción cada vez más precisa de los diferentes fenómenos implicados en el proceso de inyección-combustión, tanto de forma conceptual [71, 72] como cuantitativa.

El estudio de los procesos de atomización y evaporación es especialmente importante a la hora de plantear modelos predictivos [28, 52, 73, 74] aunque no lo es tanto en los modelos de diagnóstico. La razón es que en los primeros, las hipótesis aplicadas a la hora de modelar la atomización y evaporación pueden influir sobre el posterior proceso de mezcla del combustible evaporado y consecuentemente en la predicción de la ley de liberación de calor. Por el contrario, en los modelos de diagnóstico de la combustión a partir de la presión en cámara la información fundamental está en la presión instantánea medida y por tanto la incertidumbre en la determinación de la tasa de combustible inyectado o evaporado no es crítica. Sirva de ejemplo los resultados obtenidos al simular la tasa de inyección en el apartado anterior donde se ha concluido que la consideración de la tasa de combustible es necesaria pero conocerla con gran precisión no es crítico.

El modelo de diagnóstico empleado en esta tesis es un modelo de una zona donde sólo se considera la fase gaseosa por lo que es imprescindible obtener la tasa de evaporación a partir de la de inyección. En principio, puede aceptarse como hipótesis simplificadora una atomización y evaporación instantáneas, haciendo coincidir la tasa de combustible evaporado con la inyectada. No obstante, persiguiendo el objetivo general de mejora del proceso de diagnóstico, es razonable considerar aunque sea de forma simple el proceso de atomizado y evaporación. Si la tasa real de inyección no está disponible, la incertidumbre de la simulación propuesta en el apartado anterior es sin duda mayor que la cometida por no considerar la atomización y evaporación. Sin embargo, si se dispone de la tasa real es deseable tenerlas en cuenta para mejorar el diagnóstico aunque sea de modo sutil. Con este objetivo, Armas propone en

su trabajo un modelo de atomización y evaporación cuya validez, afirma el autor, es “*exclusivamente orientativa y sujeta a mejoras*”. En el presente trabajo se va a proponer un modelo para el cálculo de la tasa evaporada basado en la descripción del chorro Diesel en combustión propuesta por García [75] y fundamentada en la teoría del chorro gaseoso que cumple los requisitos de sencillez y robustez.

4.6.2.1 Procesos de atomización y evaporación

Al abordar el estudio de la inyección-combustión en un motor Diesel de inyección directa una de las formas más clásicas de hacerlo es comparar las tasas de inyección de combustible con la ley de liberación de calor obtenida mediante un modelo de diagnóstico. Se suelen distinguir tres fases [20]:

- Fase de retraso al autoencendido: transcurre desde que se inicia el proceso de inyección de combustible en la cámara hasta que se aprecia liberación de calor. Durante esta etapa del proceso de inyección-combustión tienen lugar una serie de fenómenos físicos que conducen en primer lugar a la atomización y evaporación del combustible. Posteriormente, puesto que la atmósfera de la cámara no es inerte sino que contiene oxígeno, comienzan a producirse prereacciones químicas de baja intensidad que culminarán con el autoencendido espontáneo.
- Combustión por premezcla: fase de carácter fuertemente transitorio en la que se produce la combustión rápida de todo el combustible que durante la etapa anterior se ha mezclado hasta los límites de inflamabilidad. Se observa un pico brusco en la ley de liberación de calor.
- Combustión por difusión: tiene lugar tras la etapa anterior y hasta el final de la combustión. Se caracteriza por el establecimiento de un frente de llama que se sustenta por el aporte convectivo y difusivo de combustible y oxígeno. En esta etapa el frente de llama se establece en la zona de dosados locales estequiométricos [76, 77]. Esta fase de la combustión va asociada a una estructura de llama cuasi-estacionaria y aunque son varios los procesos implicados en esta etapa (atomización, evaporación y mezcla del combustible evaporado con el aire) la combustión está principalmente controlada por el proceso de mezcla [54, 74, 75]. La ley de liberación de calor presenta un crecimiento sostenido menos brusco

que en la combustión por premezcla y posteriormente un descenso suave hasta el final de la combustión.

Los procesos de atomización y evaporación intervienen en todas las fases de la combustión aunque las características del chorro y las condiciones de la cámara son diferentes en cada etapa. Por un lado las dos primeras fases (retraso al autoencendido y combustión por premezcla) son etapas eminentemente transitorias en las que el chorro no se ha estabilizado y la temperatura es baja (salvo que haya habido otra inyección-combustión previa). En estas condiciones el aire que engloba el chorro está “frío” y por tanto la evaporación se verá dificultada con respecto a cuando se alcancen condiciones cuasi-estacionarias y la combustión llegue a su fase difusiva, en la que el aire englobado por el chorro será más caliente. Por otro lado, siendo el fenómeno de la evaporación más importante que la atomización y puesto que esta está controlada por el proceso de mezcla, como se justificará, hay que tener en cuenta que las condiciones de englobamiento de aire por el chorro también van ser diferentes en las dos primeras etapas respecto a la etapa cuasi-estacionaria [22, 23]. Por ello, de forma estricta, las condiciones de atomización- evaporación cambiarán a lo largo del proceso de inyección-combustión. No obstante, puesto que salvo en inyecciones muy cortas, el periodo de combustión por difusión es predominante se va a considerar un comportamiento de chorro estacionario que permitirá plantear un modelo sencillo.

Como indica Fenolosa [78] al abordar el estudio del proceso de inyección combustión es posible emplear *métodos de descripción detallada*, bien multidimensionales o cuasi-dimensionales (fenomenológicos), o *métodos de descripción global*. En los primeros se hace una descripción individual de cada fenómeno para conseguir una descripción global del proceso. En los segundos, basándose en el análisis experimental del proceso global de inyección-combustión se realiza una descripción lo más sencilla posible del proceso. Un planteamiento fenomenológico del proceso de atomización- evaporación es el empleado por Armas en su modelo de diagnóstico que se comenta posteriormente, el modelo que se va a proponer en este trabajo pretende realizar una descripción más global del proceso.

El primer fenómeno que tiene lugar tras la descarga del combustible por la tobera del inyector es la **atomización**. Este es el proceso por el cual el combustible líquido deja de formar un medio continuo y se disgrega en forma de ligamentos o gotas. Se han realizado diferentes estudios experimentales y teóricos sobre la atomización [79–81] y como afirma López [82] “*ni tan siquiera*

en chorro libre existe un consenso claro sobre cuales son los mecanismos de la atomización ni sobre como se distribuyen los tamaños de gota". Correas [83] hace una revisión bibliográfica extensa en la que apunta diferentes mecanismos causantes de la atomización entre los que la interacción aerodinámica, turbulencia y cavitación son los dominantes para el régimen de atomización de los actuales motores. Es posible distinguir dos fases de atomización: la primaria hace referencia a las primeras gotas formadas a la salida de la tobera que son de un tamaño mayor y la secundaria, posterior, en la que debido a la resistencia del aire se producen nuevas rupturas. En esta última etapa de atomización juega un papel importante la coalescencia, de efecto contrapuesto a la disgregación y que conduce a la formación de una gota mayor a partir de dos o más gotas pequeñas. De este modo, el tamaño de las gotas es el resultado de dos procesos contrapuestos.

Una característica del chorro que tradicionalmente se estudia al tratar la atomización es la *longitud intacta* que es la distancia máxima a la cual desaparece el ligamento líquido dentro del chorro y a partir de la cual este pasa a estar formado por gotas y gas ambiente englobado. Correas recopila varias propuestas de diferentes autores para estimar la *longitud intacta*, sin embargo concluye que este parámetro es muy discutido y que no hay unanimidad. El modelo de atomización empleado por Armas proviene de la propuesta de Hiroyasu y Arai [80] que estiman el tiempo en que la atomización es completa a partir de, por un lado, la penetración del chorro proporcional al tiempo en una primera fase en la cual no está completamente atomizado y por otra la *longitud intacta*. Armas asume como tiempo de atomización la mitad del tiempo estimado por Hiroyasu y Arai para tener en cuenta el hecho de que una gota puede generarse en un instante cualquiera del periodo de atomización, siendo este último el tiempo de atomización de la última gota que se genera en el eje del chorro.

En trabajos posteriores como el de Arrègle [81] se concluye que en las condiciones de inyección actuales en los motores Diesel, los chorros en condiciones no reactivas y no evaporativas se encuentran en *régimen de atomización completa* en el que la longitud intacta no depende de la velocidad de salida y es del mismo orden que el diámetro de la tobera. La conclusión de la revisión bibliográfica relativa a trabajos recientes realizada por García [75] es que, a pesar de la falta de acuerdo entre autores, se puede concluir que en las condiciones de motor actuales el chorro está formado por una mezcla en la cual la fase líquida está totalmente disgregada casi desde la salida del inyector. Esta idea será clave para asumir la semejanza entre chorro gaseoso y Diesel.

El siguiente fenómeno que tiene lugar tras la atomización es la **evaporación**. Este es el proceso por el cual las gotas de combustible líquido generadas durante la atomización van evaporándose y disminuyendo progresivamente su tamaño de modo que a partir de cierta distancia de la tobera, denominada *longitud líquida*⁷, deja de existir fase líquida en el chorro. En la descripción de la evaporación intervienen los fenómenos de transferencia de masa y energía entre la gota y el gas caliente circundante. Existen en la bibliografía diferentes correlaciones empíricas o semiempíricas con diferente grado de complejidad y resultados habitualmente no coincidentes. Los modelos más sencillos están basados en la ley d^2 [84]:

$$\tau_{vap} = \frac{d^2}{K_{vap}} \quad (4.93)$$

donde

$$K_{vap} = 8 \frac{\rho_g}{\rho_{f,l}} D \ln(1 + B)$$

siendo d el diámetro de la gota, ρ_g la densidad del gas, $\rho_{f,l}$ la densidad del combustible líquido, D la difusividad y B el número de Spalding o número de transferencia. A dicha expresión se llega haciendo un balance de masa en la gota y en el medio, asumiendo las hipótesis simplificadoras de medio infinito, comportamiento cuasi-estacionario, temperatura de la gota uniforme y conocida, concentración de vapor en la superficie de la gota controlada por el equilibrio líquido-vapor y densidad y difusividad constantes. Existen propuestas para tener en cuenta efectos no considerados en la ley simple, mediante la corrección de la constante de vaporización K_{vap} . Armas en su trabajo adopta la propuesta de Ranz y Marshall [85] según la cual hay que mayorar K_{vap} para tener en cuenta el efecto de la convección. Finalmente, para resolver (4.93) es necesario asumir un tamaño de gota medio, siendo habitual asumir el diámetro de Sauter. Este planteamiento del problema de la evaporación presenta el inconveniente de que combina varias expresiones empíricas obtenidas por sus autores en condiciones que no son universales, de modo que es difícil verificar si la combinación de diferentes simplificaciones reproduce realmente

⁷En ocasiones se habla de *longitud intacta* y *longitud líquida* del chorro como equivalentes, no obstante es preferible distinguirlas siendo la *longitud líquida* del chorro la máxima longitud alcanzada por las gotas líquidas y a partir de la cual todo el combustible se ha evaporado. En el chorro isoterma coincide con la penetración del chorro y en el chorro evaporativo, como es el Diesel en las condiciones de la cámara, la *longitud líquida* es inferior a la del chorro.

el comportamiento evaporativo de un chorro en condiciones reales en un motor Diesel.

Frente a este planteamiento del problema, en estudios recientes Siebers [86, 87] plantea que la evaporación no está controlada por la vaporización individual de las gotas sino que el factor limitante es la mezcla con el aire que engloba el chorro. De este modo, las gotas de combustible se evaporan a medida que el aire caliente a su alrededor les proporciona la entalpía necesaria por medio de la mezcla turbulenta. Esto no quiere decir que los fenómenos de transporte de masa y energía en la interfase de las gotas no sean importantes, sino que no son los controlantes del proceso y que únicamente en condiciones concretas como bajas presiones de inyección y combustibles poco volátiles, son más importantes que el englobamiento de aire. Este planteamiento de evaporación *controlada por mezcla* se va a asumir en este trabajo como se detalla en el siguiente punto.

4.6.2.2 Cálculo del tiempo de atomización y evaporación

El modelo que se va a presentar se basa en la propuesta de García [75] para el escalado y descripción conceptual del chorro Diesel en combustión en motores de inyección directa. El trabajo de García está basado en la analogía entre el chorro Diesel y gaseoso. Los fenómenos de la atomización y evaporación, que de entrada pueden suponer importantes diferencias entre ambos tipos de chorro, han sido analizados.

Por un lado, existen diferentes trabajos en los que se analiza el comportamiento del chorro líquido isoterma atomizado en condiciones Diesel a partir del estudio del chorro gaseoso turbulento [82, 83, 88]. La justificación de esta similitud se ha dado en el apartado anterior: la atomización se completa tan rápidamente y las gotas formadas son tan pequeñas que se alcanza inmediatamente el equilibrio dinámico con la corriente de aire que la envuelve, de modo que se alcanza localmente un equilibrio entre fases tanto térmico como de velocidad. Por otro lado, puede resultar un poco chocante utilizar la analogía chorro gaseoso-Diesel para analizar un fenómeno característico del combustible líquido como es la evaporación. Sin embargo, se ha visto que este fenómeno no introduce diferencias importantes ya que en definitiva se trata de un fenómeno global de mezcla entre el aire y combustible.

García asume una serie de hipótesis simplificadoras entre las que cabe destacar que el chorro se considera axisimétrico y estacionario y el aire está en

reposito en zonas suficientemente alejadas del chorro. A partir de la analogía chorro gaseoso-Diesel y planteando las ecuaciones básicas de conservación de masa, especies combustible y aire, cantidad de movimiento y entalpía se obtiene la siguiente expresión para la distribución espacial de fracción másica de combustible en el chorro:

$$Y_f(x, r) = \frac{k}{\tan(\theta/2)} \frac{d_{eq}}{x} \exp \left[-2 \left(\frac{k}{\tan(\theta/2)} \frac{r}{x} \right)^2 \right] \quad (4.95)$$

donde k es una constante de valor

$$k = \sqrt{\frac{-\ln(0.01)}{2}} = 2.146$$

$\theta/2$ es el semiángulo del chorro⁸, r es la distancia radial al eje del chorro, x la distancia axial hasta la tobera y d_{eq} es el diámetro equivalente [89]

$$d_{eq} = d_0 \sqrt{\frac{\rho_{f,0}}{\rho_{a,\infty}}} \quad (4.97)$$

siendo d_0 el diámetro de la tobera del inyector, $\rho_{f,0}$ la densidad del combustible en las condiciones de salida de la tobera y $\rho_{a,\infty}$ la densidad del aire en condiciones alejadas del orificio. Empleando la definición de tasa de mezcla en el eje del chorro propuesta por López [82]

$$TM(x) = d_{eq} \frac{d \left[\frac{m_f + m_a}{m_f} \right]_{eje} (x)}{dx} = d_{eq} \frac{d \left[\frac{1}{Y_f(x)} \right]_{eje}}{dx}$$

sustituyendo (4.95) en la expresión anterior, derivando y tomando $r = 0$ se obtiene

$$TM(x) = \frac{\tan(\theta/2)}{k} = TM_{eje} \quad (4.99)$$

⁸Como ángulo del chorro se suele tomar el ángulo correspondiente a una determinada caída de velocidad con respecto al eje del chorro. Se ha asumido la definición empleada por López [82] y García [75] para los que en una sección longitudinal del chorro, el semiángulo del mismo viene dado por una recta de pendiente constante de modo que en cualquier posición axial x el radio del chorro corresponde a una velocidad axial del 1% respecto a la del eje.

La expresión anterior indica que la tasa de mezcla en el eje es constante a lo largo del chorro y proporcional al ángulo de apertura del chorro. Sustituyendo en (4.95) queda

$$Y_f(x, r) = \frac{1}{TM_{eje}} \frac{d_{eq}}{x} \exp \left[-2 \left(\frac{1}{TM_{eje}} \frac{r}{x} \right)^2 \right] \quad (4.100)$$

donde la única incertidumbre es la tasa de mezcla en el eje. En un chorro gaseoso dicho parámetro es constante independientemente del tipo de combustible, de las condiciones de inyección (presión, geometría de la tobera...) y de la cámara, adoptando un valor próximo a 0.2 como muestran López [82] y García [75] mediante cálculos CFD. Para chorros Diesel hay múltiples referencias que indican que el valor del ángulo de apertura, y por tanto de TM_{eje} , no se mantiene constante [20] sino que depende de las condiciones de contorno del problema, siendo de entrada la más influyente el salto de densidades combustible-aire. Posteriormente se incidirá en este aspecto.

Si se desprecia el tiempo requerido para la atomización, como se ha justificado, y asumiendo que el proceso de evaporación está controlado por la mezcla, para estimar el tiempo que tardaría una partícula que sale por el orificio de la tobera en evaporarse hay que calcular el tiempo que tardaría en alcanzar la isosuperficie de fracción másica de vaporización total del combustible $Y_{f,vap}$, que viene dada por la expresión

$$\left(\frac{r}{x} \right)^2 = \frac{TM_{eje}^2}{2} \cdot \ln \left(\frac{d_{eq}}{Y_{f,vap} \cdot TM_{eje} \cdot x} \right)$$

donde $Y_{f,vap}$ depende de las condiciones ambientales como se detallará.

El tiempo de evaporación se obtendrá resolviendo la integral

$$\tau_{vap} = \left[\int_{x=0}^x \frac{dx}{u(x, r)} \right]_{x/r=cte} \quad (4.102)$$

que representa el tiempo que tardaría una partícula que sale por la tobera en llegar a una distancia x en la cual la fracción másica de combustible es $Y_{f,vap}$. En 4.102 $u(x, r)$ es la velocidad axial en la posición (x, r) del chorro y $x/r = cte$ indica que la trayectoria recorrida por la partícula es una línea

recta, que como muestra García es una hipótesis no muy alejada de la realidad. Teniendo en cuenta que

$$u(x, r) = Y_f(x, r) \cdot u_0 \quad (4.103)$$

siendo u_0 la velocidad a la salida de la tobera, sustituyendo (4.100) en (4.103) y dicha expresión en (4.102), tomando la trayectoria de la partícula sobre el eje del chorro y operando se llega a

$$\tau_{vap} = \frac{d_{eq}}{2 \cdot TM_{eje} \cdot u_0 \cdot Y_{f,vap}^2} \quad (4.104)$$

donde falta por explicitar el cálculo de TM_{eje} y de $Y_{f,vap}$.

La expresión analítica de $Y_{f,vap}$ [90] es:

$$\frac{Y_{f,vap}}{1 - Y_{f,vap}} = \frac{h_{a,\infty} - h_a(T_{sat})}{h_{f,l}(T_{sat}) + \Delta h_{vap}(T_{sat}) - h_{f,0}} \quad (4.105)$$

donde T_{sat} es la temperatura de saturación correspondiente a la isosuperficie de fracción másica de combustible $Y_{f,vap}$, $h_{a,\infty}$ es la entalpía del aire lejos del chorro, $h_a(T_{sat})$, $h_{f,l}(T_{sat})$ y $\Delta h_{vap}(T_{sat})$ son respectivamente la entalpía de gas englobado por el chorro, la entalpía del combustible líquido y la entalpía de vaporización a la temperatura T_{sat} , $h_{f,0}$ es la entalpía del combustible a la salida de la tobera.

La expresión (4.105) pone de manifiesto la dependencia de $Y_{f,vap}$ de las condiciones del aire (temperatura y densidad -presión-) y del combustible (composición química y temperatura de inyección). Con el fin de tener una dependencia explícita con los parámetros controlables en el motor, de forma análoga a García [75] se han realizado unos cálculos teóricos y se ha ajustado una correlación del tipo

$$Y_{f,vap} \propto T_{a,\infty}^a \cdot \rho_{a,\infty}^b$$

Se ha tomado como combustible el heptadecano, a una temperatura de inyección de 373 K. La consideración de este combustible está justificada por la similitud en sus características evaporativas con el combustible Diesel según Siebers [87]. Se han considerado variaciones de temperatura en la cámara entre 700 y 1300 K y densidades en cámara entre 10 y 60 kg/m^3 . Estas condiciones cubren las condiciones en cámara reales en los motores Diesel de inyección directa actuales. El ajuste obtenido es:

$$Y_{f,vap} = 6 \cdot 10^{-6} \cdot T_{a,\infty}^{1.641} \cdot \rho_{a,\infty}^{-0.165} \quad (4.107)$$

El valor de los exponentes es similar a los obtenidos por Desantes y otros [91] mediante ajuste experimental a partir de medidas de longitud líquida mediante técnicas de visualización en un motor con acceso óptico en la culata [92]. Se observa en (4.107) que si se incrementa la temperatura del gas en la cámara la fracción másica del combustible se incrementará también, ya que se requerirá un menor englobamiento de aire para conseguir la evaporación completa. Tendencia opuesta presenta la densidad. En realidad, en este último caso el factor que influye es la presión, de modo que al incrementarse esta para aumentar la densidad, se incrementa la temperatura de saturación y será necesario una mayor cantidad de aire para alcanzar dicha temperatura de saturación por lo que disminuye $Y_{f,vap}$.

Para el cálculo de la tasa de mezcla en el eje, TM_{eje} , si se tiene en cuenta la expresión (4.99) se puede reescribir

$$TM_{eje} = \frac{\tan(\theta/2)}{k} \quad (4.108)$$

De modo que, como ya se ha indicado, el problema del cálculo de la tasa de mezcla en el eje se reduce a la estimación del ángulo de apertura del chorro. Dicho ángulo es esencialmente constante y próximo a 25° en chorros gaseosos turbulentos estacionarios [93, 94]. En el caso del chorro líquido atomizado en condiciones de atomización completa, López [82] concluye en su revisión bibliográfica que el ángulo del chorro depende fundamentalmente de la relación de densidades entre el combustible y el aire, además de la geometría de la tobera. La dependencia con el tipo de combustible es despreciable [95] y la presión de inyección tampoco afecta salvo que exista cavitación [96, 97]. A partir de diferentes estudios realizados en el grupo de investigación CMT-Motores Térmicos [97, 98] se puede concluir que para una determinada tobera y presión de inyección se cumple

$$\tan(\theta/2) \propto \rho_{a,\infty}^{0.18}$$

y según muestran Naber y Siebers [88], la influencia de la evaporación en el ángulo del chorro es muy pequeña, por lo que no importa si la expresión concreta del ángulo de chorro se obtiene en condiciones de chorro isoterma o evaporativo.

Se ha asumido la expresión propuesta por López [82] ajustada a partir de ensayos en combustión:

$$TM_{eje} = \frac{\tan(\theta/2)}{k} = 0.155 \left(\frac{\rho_{a,\infty}}{45} \right)^{0.18} \quad (4.110)$$

Sustituyendo la expresión anterior y (4.107) en (4.104) se obtiene

$$\tau_{vap} = \frac{d_{eq}}{2 \cdot 0.155 \cdot \left(\frac{\rho_{a,\infty}}{45} \right)^{0.18} \cdot u_0 \cdot \left(6 \cdot 10^{-6} \cdot T_{a,\infty}^{1.641} \cdot \rho_{a,\infty}^{-0.165} \right)^2}$$

y sustituyendo (4.97) en la expresión anterior y operando finalmente se llega a

$$\tau_{vap} = 0.178 \cdot 10^{12} \cdot \frac{d_0}{u_0} \cdot \rho_{f,0}^{0.5} \cdot \rho_{a,\infty}^{-0.35} \cdot T_{a,\infty}^{-3.28} \quad (4.112)$$

que permite calcular el tiempo de evaporación dependiendo de las condiciones de temperatura y densidad en la cámara, densidad del combustible, diámetro de la tobera y velocidad de inyección del combustible.

La expresión (4.111) puede aplicarse en cada instante al diferencial de masa de combustible que esté siendo inyectado en ese instante, sin embargo, es suficiente considerar las condiciones medias durante el tiempo que dura una inyección y calcular un tiempo medio de evaporación que se aplicará a toda la inyección.

4.6.2.3 Conclusiones

Puesto que el modelo de diagnóstico de la combustión objeto de estudio de esta tesis es un modelo de una zona, es necesario saber cual es la tasa de evaporación del combustible para considerarlo en las ecuaciones de balance de masa y energía. Se ha visto en el apartado 4.6.1 que no es crítico conocer de forma precisa la tasa real de evaporación del combustible; no obstante, puesto que la tasa conocida es la de inyección del combustible líquido, es necesario considerar algún modelo para el proceso de atomización y evaporación.

Para ello se ha propuesto un modelo simple para la estimación de dicho tiempo basado en la descripción del chorro Diesel en combustión propuesta por García [75]. Partiendo de la analogía entre el chorro gaseoso y líquido, las hipótesis básicas del modelo de García son que la mezcla entre el aire y combustible es el fenómeno que controla el proceso de atomización- evaporación,

además se asume chorro axisimétrico y estacionario. García propone una expresión de la distribución espacial de la fracción másica de combustible dentro del chorro. Conocida la fracción másica de vaporización total, $Y_{f,vap}$, para estimar el tiempo de evaporación basta con calcular el tiempo que tardaría una partícula que sale por la tobera en alcanzar la isosuperficie de fracción másica de vaporización total. Se ha justificado que el tiempo de atomización puede despreciarse frente al de evaporación en las condiciones de inyección actuales de los motores Diesel de inyección directa.

El modelo propuesto es sencillo, su base teórica ha sido convenientemente justificada y quizá su punto más débil es la consideración de la expresión (4.110) para el cálculo de la tasa de mezcla puesto que, como se ha indicado, dicho parámetro depende en cierto grado de la tobera y puede depender de la presión de inyección si existe cavitación. Se propone como trabajo futuro la búsqueda de una TM_{eje} en la que se tengan en cuenta los parámetros que no han sido considerados en este trabajo, aunque ya se ha indicado que en primera instancia el más influyente es la densidad en la cámara y esta ha sido tenida en cuenta.

Bibliografía

- [1] Macian V. *Contribución al estudio de la influencia del movimiento del fluido sobre la dispersión cíclica y su caracterización*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 1984.
- [2] Oliver E. *Estudio de sistemas de adquisición y tratamiento de datos en motores de combustión interna alternativos*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 1991.
- [3] Galindo J., Bermudez V., Serrano J.R. y López J.J. “Cycle to cycle Diesel combustion characterization during engine transient operation”. *SAE Transactions, 01ATT-366*, pp. 2056–2070, 2002.
- [4] Galindo J., Luján J.M., Serrano J.R. y Hernández L. “Combustion simulation of turbochargers HSDI Diesel engines during transient operation using neuronal networks”. *Applied thermal engineering*, Vol. 25, pp. 877–898, 2005.
- [5] Harris F.J. “On the use of windows for harmonic analysis with the discrete Fourier transform”. *Proceedings of the IEEE*, Vol. 66, pp. 51–83, 1978.
- [6] Callahan T.J., Douglas M.Y. y Ryan T.W. “Acquisition and interpretation of Diesel engine heat release data”. *SAE Paper 852068*, 1985.
- [7] Douglas R., Kee R.J. y Carberry B.P. “Analysis of in-cylinder pressure data in two stroke engines”. *SAE Paper 972792*, 1997.
- [8] Shi S.X. y Sheng H.Z. “Numerical simulation and digital signal processing in measurements of cylinder pressure of internal combustion engines”. *IMEchE*, Vol. C20/87, pp. 211–218, 1987.
- [9] Armas O. *Diagnóstico experimental del proceso de combustión en motores Diesel de inyección directa*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 1998.
- [10] Alberts T.E., Liu S. y Lally R.W. “Investigation of an inexpensive piezoelectric pressure sensor for internal combustion engine spark timing control”. *SAE Paper 2006-01-0183*, 2006.
- [11] Sonntag R., Brechbühl S., Schnepf M. y Wolfer P. “New ways to measure pressure inside Diesel engines without the use of individual bore holes”.

THIESEL 2002 Conference on Thermo-and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines, pp. 569–578, 2002.

- [12] Randolph A.L. “Methods of processing cylinder-pressure transducer signals to maximize data accuracy”. *SAE Paper 900170*, 1990.
- [13] Beasley M., Cornwell R., Fussey P., King R., Noble A., Salamon T. y Truscott A. “Reducing Diesel emissions dispersion by coordinated combustion feedback control”. *SAE Paper 2006-01-0186*, 2006.
- [14] Wlodarczyk M.T. “High accuracy glow plug-integrated cylinder pressure sensor for closed loop engine control”. *SAE Paper 2006-01-0184*, 2006.
- [15] Van Aken A. “Adapter errors in indicator diagrams of combustion engines”. *IMechE*, Vol. 191,8/77, pp. 125–134, 1977.
- [16] Albrecht A., Moulin P., Grondin O y Corde G. “Control design for HC-CI combustion engine based on virtual engine simulator: from control development to real time calibration”. *THIESEL 2006 Conference on Thermo-and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines*, pp. 471–489, 2006.
- [17] Payri F., Broatch A., Tormos B. y Marant V. “New methodology for in-cylinder pressure analysis in direct injection Diesel engines-application to combustion noise”. *Measurement Science and Technology*, Vol. 16, pp. 540–547, 2005.
- [18] Payri F., Torregrosa A., Broatch A. y Monelletta L. “An innovative approach to level reduction and sound quality enhancement of combustion noise in Diesel engines”. *International Congress of Innovative Solutions for the Advancement of the Transport Industry TRANSFAC’06, San Sebastian*, 2006.
- [19] Conte S.D. y De Boor C.W. *Análisis numérico elemental*. McGraw-Hill, ISBN 968-451-194-9, 1985.
- [20] Heywood J.B. *Internal combustion engine fundamentals*. McGraw-Hill, ISBN 0-07-100499-8, 1988.
- [21] Kamimoto T., Akiyoshi M. y Kosaka H. “A numerical simulation of ignition delay in Diesel engines”. *SAE Paper 980501*, 1998.

- [22] Arrègle J., López J.J., García J.M. y Fenollosa C. “Development of a zero-dimensional Diesel combustion model. Part 1: analysis of the quasi-steady diffusion combustion phase”. *Applied thermal engineering*, Vol. 23, pp. 1301–1317, 2003.
- [23] Arrègle J., López J.J., García J.M. y Fenollosa C. “Development of a zero-dimensional Diesel combustion model. Part 2: analysis of the transient initial and final diffusion combustion phases”. *Applied thermal engineering*, Vol. 23, pp. 1319–1331, 2003.
- [24] Egnell R. “Combustion diagnostics by means of multizone heat release analysis and NO calculation”. *SAE Paper 981424*, 1998.
- [25] Li J., Chae J.O., Park S.B., Paik H.J., Park J.K., Jeong Y.S., Lee S.M. y Choi Y.J. “Effect of intake composition on combustion and emission characteristics of DI Diesel engine at high intake pressure”. *SAE Paper 970322*, 1997.
- [26] Kwon S., Arai M. y Hiroyasu H. “Ignition delay of a Diesel spray injected into a residual gas mixture”. *SAE Paper 911841*, 1991.
- [27] Cheung H.M. y Heywood J.B. “Evaluation of a one-zone burn-rate analysis procedure using production SI engine pressure data”. *SAE Paper 932749*, 1993.
- [28] Tinaut F.V. *Contribución al estudio del proceso de combustión en motores de encendido por compresión de inyección directa*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 1986.
- [29] Fox J.W., Cheng W.K. y Heywood J.B. “A model for predicting residual gas fraction in spark-ignition engines”. *SAE Paper 931025*, 1993.
- [30] Senecal P.K., Xin J. y R.D. Reitz. “Predictions of residual gas fraction in IC engines”. *SAE Paper 962052*, 1996.
- [31] Amsden A. *KIVA-3: A KIVA program with block-structured mesh for complex geometries, report LA-12503-MS*. Los Alamos National Laboratory, 1993.
- [32] Payri F., Desantes J.M. y Corberan J.M. “A quasi-steady model on gas-exchange process, some results”. *Motor Sympo '88, Praghe*, 1988.

- [33] Giannattasio P. y Micheli D. "Phenomenological modelling of IDI Diesel engine". *SAE Paper 971592*, 1997.
- [34] *Engine combustion pressure analysis (User's manual)*. Yokogawa Electric Corporation, 2002.
- [35] Ghojel J. y Honnery D. "Heat release model for the combustion of diesel oil emulsions in DI Diesel engines". *Applied thermal engineering*, Vol. 25, pp. 2072–7085, 2005.
- [36] Sastry G.V.J. y Chandra H. "A three-zone heat release model for DI Diesel engines". *SAE Paper 940671*, 1994.
- [37] Gatowski J.A., Balles E.N., Chun K.M., Nelson F.E., Ekchian J.A. y Heywood J.B. "Heat release analysis of engine pressure data". *SAE Paper 841359*, 1984.
- [38] Timoney D.J. "Problems with heat release analysis in DI diesels". *SAE Paper 870270*, 1987.
- [39] Kamimoto T., Minagawa T. y Kobori S. "A two-zone model analysis of heat release rate in Diesel engines". *SAE Paper 972959*, 1997.
- [40] Klein M. y Eriksson L. "A specific heat ratio model for single-zone heat release models". *SAE Paper 2004-01-1464*, 2004.
- [41] Brunt M.F.J., Rai H. y Emtage A.L. "The calculation of heat release energy from engine cylinder pressure data". *SAE Paper 981052*, 1998.
- [42] Blumberg P.N., Lavoie G.A. y Tabaczynski R.J. "Phenomenological models for reciprocating internal combustion engines". *Progress in Energy and Combustion Science*, Vol. 5, pp. 123–167, 1979.
- [43] Woschni G. "A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine". *SAE Paper 670931*, 1967.
- [44] Woschni G. "Die Berechnung der Wandverluste und der thermischen Belastung der Bauteile von Dieselmotoren". *MTZ 31/12*, pp. 491–499, 1970.
- [45] Worm J. "An evaluation of several methods for calculating transient trapped air mass with emphasis on the "Delta P" approach". *SAE Paper 2005-01-0990*, 2005.

- [46] Mladek M. y Onder C. “A model for the estimation of inducted air mass and the residual gas fraction using cylinder pressure measurements”. *SAE Paper 2000-01-0958*, 2000.
- [47] Payri F., Benajes J., Galindo J. y Serrano J.R. “Modelling of turbocharged Diesel engines in transient operation. Part 2: wave action models for calculating the transient operation in a high speed direct injection engine”. *Proc. Instn. Mech. Engrs. Part D, D06501*, Vol. 216, pp. 479–493, 2002.
- [48] *Fluent. FLUENT 5 User's guide*. Fluent incorporated, 1998.
- [49] Whitehouse N.D. y Way R.J.B. “A simple method for the calculation of heat release rates in Diesel engines based on the fuel injection rate”. *SAE Paper 710134*, 1971.
- [50] Wiebe I. “Halbempirische Formel für die Verbrennungs-Geschwindigkeit”. *Verlag der akademie der Wissenschaften der Vd SSR (Academia de las ciencias de la URSS)*, Moscow, 1956.
- [51] Watson N., Pillely A.D. y Marzouk M. “A combustion correlation for Diesel engine simulation”. *SAE Paper 800029*, 1980.
- [52] Lapuerta M. *Un modelo de combustión fenomenológico para un motor Diesel de inyección directa rápido*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 1988.
- [53] Stiesch G y Merker G.P. “A phenomenological model for accurate and time efficient prediction of heat release and exhaust emissions in direct-injection Diesel engines”. *SAE Paper 1999-01-1535*, 1999.
- [54] Barba C., Burkhardt C., Boulouchos K. y Bargende M. “A phenomenological combustion model for heat release rate prediction in high-speed DI Diesel engines with common rail injection”. *SAE Paper 2001-01-2933*, 2001.
- [55] Payri F., Benajes J., Margot X. y Gil A. “CFD modelling of the in-cylinder flow in direct injection Diesel engines”. *Computers and Fluids*, Vol. 33, pp. 995–1021, 2004.
- [56] Gil A. *Caracterización del flujo de aire en el cilindro de motores Diesel DI mediante cálculo tridimensional*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 2003.

- [57] Torregrosa A.J., Olmeda P., Martín J. y Degraeuwe B. “Experiments on the influence of inlet charge and coolant temperature on performance and emissions of a DI Diesel engine”. *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 30, pp. 633–641, 2006.
- [58] Payri F., Margot X., Gil A. y Martín J. “Computational study of the heat transfer to the walls of a DI Diesel engine”. *SAE Paper 2005-01-0210*, 2005.
- [59] Payri F., Margot X., Gil A. y Martín J. “Prediction of heat transfer to the walls in DI Diesel engines”. *Proceedings of the 2nd EACC (European Automotive CFD Conference)*, pp. 197–212, Frankfurt, 2005.
- [60] Torregrosa A.J., Olmeda P., Degraeuwe B. y Reyes M. “A concise wall temperature model for DI Diesel engines”. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 26, pp. 1320–1327, 2006.
- [61] Pastor J.V. *Movimiento del aire en motores Diesel de inyección directa*. Servicio de publicaciones de la UPV, ISBN 84-7721-523-5, 1997.
- [62] Pastor J.V., Margot X., Gil A. y Donayre J. C. “A methodology to estimate the swirl number at TDC in DI Diesel engines through the combination of CFD and steady flow rig results”. *SAE Paper 2004-01-1876*, 2004.
- [63] Degraeuwe B.M. *Contribution to the thermal management of DI Diesel engines*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 2007.
- [64] Bohac S.V., Baker D.M. y Assanis D.N. “A global model for steady state and transient SI engine heat transfer studies”. *SAE Paper 960073*, 1996.
- [65] Incropera F.P. y De Witt D.P. *Heat and mass transfer*. John Wiley and Sons, ISBN 0-471-38650-2, 2002.
- [66] Hohenberg G. “Definition und Eigenschaften des thermodynamischen Verlustwinkels von Kolbenmaschinen”. *Automobil-Industrie*, Vol. 4, pp. 15–21, 1976.
- [67] Lancaster D.R., Krieger R.B. y Lienesch J.H. “Measurements and analysis of engine pressure data”. *SAE Paper 750026*, 1975.

- [68] Homsy S.C. y Atreya A. “An experimental heat release rate analysis of a Diesel engine operating under steady conditions”. *SAE Paper 970889*, 1997.
- [69] Martínez S. *Desarrollo de una instalación experimental para el estudio de chorros Diesel evaporativos en atmósfera inerte y reactiva*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 2003.
- [70] Palomares A. *Análisis de imágenes de chorros Diesel*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 2001.
- [71] Dec J.E. “A conceptual model of DI Diesel combustion based on lasersheet image”. *SAE Paper 970873*, 1997.
- [72] Flynn P.F., Durrett R.P., Hunter G.L., zur Loye A.O., Akinyemi O.C., Dec J.E. y Westbrook C.K. “Diesel combustion: an integrated view combining laser diagnostics, chemical kinetics, and empirical validation”. *SAE Paper 1999-01-0509*, 1999.
- [73] Hiroyasu H., Kadota T. y Arai M. “Development and use of a spray combustion modelling to predict Diesel engine efficiency and pollutants emissions (part 1)”. *Bulletin of the JSME*, Vol. 26 n° 214, pp. 569–575, 1983.
- [74] Chmela F.G. y Orthaber G.C. “Rate of heat release prediction for direct injection Diesel engines based on purely mixing controlled combustion”. *SAE Paper 1999-01-0186*, 1999.
- [75] García J.M. *Aportaciones al estudio del proceso de combustión turbulenta de chorros en motores Diesel de inyección directa*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 2004.
- [76] Faeth G.M. “Spray combustion phenomena”. *Twenty-Sixth Symposium International on Combustion. The combustion Institute*, pp. 1593–1612, 1996.
- [77] Glassman I. *Combustion*. Academic Press, ISBN 0-12-285850-6, 1987.
- [78] Fenollosa C. *Aportación a la descripción fenomenológica del proceso de combustión por difusión Diesel*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 2003.
- [79] Reitz R.D. y Bracco F.V. “Mechanism of atomization of a liquid jet”. *Physics of Fluids*, Vol. 25 n°10, pp. 1730–1742, 1982.

- [80] Hiroyasu H. y Arai M. "Structures of fuel sprays in Diesel engine". *SAE Paper 900475*, 1990.
- [81] Arrègle J. *Análisis de la estructura y dinámica interna de chorros Diesel*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 1997.
- [82] López J.J. *Estudio teórico-experimental del chorro Diesel no evaporativo y de su interacción con el movimiento del aire*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 2003.
- [83] Correas D. *Estudio teórico-experimental del chorro libre Diesel isoterma*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 1998.
- [84] Turns S.R. *An introduction to combustion. Concepts and applications*. McGraw-Hill, ISBN 0-07-911812-7, 1996.
- [85] Ranz W.E. y Marshall W.R. "Evaporation from drops". *Chemical Engineering Progress*, Vol. 48, pp. 141–146, 173–180, 1952.
- [86] Siebers D.L. "Liquid-phase fuel penetration in Diesel sprays". *SAE Paper 980809*, 1998.
- [87] Siebers D.L. "Scaling liquid-phase fuel penetration in Diesel sprays based on mixing-limited vaporization". *SAE Paper 1999-01-0528*, 1999.
- [88] Naber J.D. y Siebers D.L. "Effects of gas density and vaporization on penetration and dispersion of Diesel sprays". *SAE Paper 960034*, 1996.
- [89] Thring M.W. y Newby M.P. "Combustion length of enclosed turbulent jet flames". *4th International Symposium on Combustion*, pp. 789–796, 1952.
- [90] Desantes J.M., López J.J., García J.M. y Pastor J.M. "Evaporative Diesel spray modeling". *Atomization and Sprays*, Vol. 17, 2007.
- [91] Desantes J.M., Pastor J.V., Payri R. y Pastor J.M. "Experimental characterization of internal nozzle flow and Diesel spray behaviour. Part II: evaporative conditions". *Atomization and Sprays*, Vol. 15, pp. 517–543, 2005.
- [92] Bermúdez V., García J.M., Juliá E. y Martínez S. "Engine with optical accessible cylinder head: a research tool for injection and combustion processes". *SAE Paper 2003-01-1110*, 2003.

-
- [93] Abramovich G.N. *The theory of turbulents jets*. MIT Press, ISBN 0-262-01008-9, 1963.
- [94] Spalding D.B. *Combustion and mass transfer*. Pergamon Press, ISBN 0-08-022105-8, 1979.
- [95] Desantes J.M., Arrègle J., Pastor J.V. y Delange A. "Influence of fuel characteristics on the injection process in a DI Diesel engine". *SAE Paper 980802s*, 1998.
- [96] Salvador F.J. *Estudio teórico-experimental de la influencia del la geometría de toberas de inyección Diesel sobre las características del flujo interno y del chorro*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 2003.
- [97] Arrègle J., Pastor J.V. y Ruiz S. "The influence of injection parameters on Diesel spray characteristics". *SAE Paper 1999-01-0200*, 1999.
- [98] Desantes J.M., Payri R. y Soare V. "Study for the influence of geometrical and injection parameters on Diesel sprays characteristics in isothermal conditions". *SAE Paper 2005-01-0913*, 2005.

Capítulo 5

Resultados

Contenido

5.1	Introducción	329
5.2	Ajuste de incertidumbres del motor-instalación . .	330
5.3	Diagnóstico de las combustiones	332
5.4	Otros casos	339
	Bibliografía	344

5.1 Introducción

En el capítulo anterior se han presentado una serie de aportaciones encaminadas a la mejora del *modelo de diagnóstico de referencia* propuesto por Armas. Cada una de estas mejoras ha sido convenientemente justificada y validada mediante la herramienta teórica o experimental más adecuada, a la vez que se han mostrado algunos resultados particulares de las aportaciones propuestas. En este capítulo se va a presentar de forma breve unos resultados con el fin de apreciar en su conjunto en efecto de los cambios propuestos. Para ello se va a realizar todo el proceso de diagnóstico, empezando por el ajuste de los parámetros inciertos con ensayos en arrastre y el posterior diagnóstico de la combustión.

Se va a incidir en aquellos aspectos más interesantes desde el punto de vista de comparar los resultados tras las mejoras propuestas, con los obtenidos con el *modelo de diagnóstico de referencia*. Los resultados que se

van a presentar no deben generalizarse para cualquier motor y condición de funcionamiento, ejemplo de ello son los casos particulares que se mostrarán posteriormente.

Sale de los objetivos del análisis estudiar los mecanismos termofluidodinámicos o químicos que intervienen en el fenómeno de la combustión o la formación de contaminantes. Dicho análisis es tratado en trabajos como los de García [1], Fenollosa [2] o Molina [3], en los que un modelo termodinámico de diagnóstico es empleado como herramienta de análisis.

5.2 Ajuste de incertidumbres del motor-instalación

El motor en el que se han llevado a cabo los ensayos, en arrastre y combustión, es el motor HDDE-1.85 empleado en el estudio de sensibilidad, cuyas características se mostraron en la tabla 3.1.

En primer lugar se han realizado cinco ensayos en arrastre para el ajuste de los parámetros inciertos del motor-instalación. Los ensayos en combustión que se van diagnosticar, en el apartado siguiente, corresponden a puntos de funcionamiento del ciclo ESC (13 modos) con diferente régimen y grado de carga. Por ello, se han ensayado en las mismas condiciones operativas de régimen y presión de admisión que los ensayos en combustión. En la tabla 5.1 se muestran las variables medias de estos ensayos. La temperatura del refrigerante y del aceite se han mantenido constantes, siendo $T_r = 77^\circ C$ y $T_{oil} = 90^\circ C$.

	N [rpm]	p_{adm} [bar]	p_{esc} [bar]	T_{adm} [°C]	T_{esc} [°C]
A100-arr	1200	2.60	2.70	35.0	53.3
B50-arr	1500	2.2	2.05	34.5	49.4
B75-arr	1500	2.70	2.80	34.9	59.9
C25-arr	1800	1.70	1.80	34.8	70.3
C100-arr	1802	2.9	3.00	40.1	74.6

Tabla 5.1. Variables medias de los ensayos en arrastre en el motor HDDE-1.85.

Se han ajustado las incertidumbres del motor-instalación, por un lado mediante el procedimiento propuesto por Armas y por otro mediante el pro-

cedimiento de *Caracterización* descrito en el apartado 4.5. Los resultados obtenidos con ambos procedimientos se muestran en las tablas 5.2 y 5.3, respectivamente. En el ajuste mediante el procedimiento propuesto por Armas se han mantenido constantes los valores de $K_{def} = 0.7$ y $C_{W2} = 1$, como propone al autor.

Ensayo	α_{tot} [°]	C_{W1}	r_c
A100-arr	380.23	2.90	15.98
B50-arr	380.23	2.85	15.93
B75-arr	380.25	3.11	16.15
C25-arr	380.16	2.00	15.92
C100-arr	380.25	3.49	16.20

Tabla 5.2. Ajustes del motor HDDE-1.85.

Ensayo	α_{tot} [°]	C_{W1}	C_{W2}	r_c	K_{def}	CV_{pmax}	CE
A100-arr	380.21	1.80	1.06	16.03	1.50	0.05	32
B50-arr	380.18	1.63	0.96	15.99	1.67	0.06	34
B75-arr	380.22	1.72	1.01	16.23	1.73	0.07	38
C25-arr	380.17	1.43	0.84	16.03	1.96	0.08	24
C100-arr	380.24	1.71	1.01	16.31	1.81	0.07	29
Promedio	380.21	1.67	0.98	16.12	1.72		

Tabla 5.3. Caracterización del motor HDDE-1.85.

De entrada los resultados de ambos ajustes son similares, pero comparándolos pueden hacerse algunos comentarios. En primer lugar es interesante observar como a pesar de que el valor de C_{W2} es bastante próximo al propuesto por Armas, C_{W1} es muy diferente. Los cambios en el modelo de transmisión de calor (cálculo de la velocidad debida al *swirl* y K_{CTM}) son los responsables de tal diferencia. Este cambio tiene cierto efecto en el cálculo del desfase termodinámico, que es muy ligero puesto que el calor transmitido a las paredes calculado mediante el exponente politrópico se emplea en ambos casos como referencia del ajuste. En estudio similares realizados en motores

diferentes se han obtenido en algunos ensayos diferencias de hasta 0.1° en el desfase total.

A pesar del poco efecto en el ajuste del desfase termodinámico obtenido en los ensayos mostrados, lo que por otro lado es razonable ya que el desfase termodinámico no debe modificarse sustancialmente al cambiar el modelo de transmisión de calor, en combustión se verá como el cambio en la transmisión de calor es considerable. El valor de K_{def} es bastante diferente al propuesto por Armas, las causas más importante son el cambio en la longitud característica del modelo de deformaciones, propuesto en el apartado 2.5.1, y que Armas emplea directamente un valor constante en lugar de su ajuste. El cambio en las deformaciones afecta muy ligeramente a r_c , observándose que, debido al incremento de las deformaciones, la relación de compresión estimada aumenta. Dada la buena calidad de los ensayos ($CV_{p_{max}} < 0.25$ y $CE > CE_{min} = 20$), todos los ajustes son válidos y se utilizan para obtener el promedio ponderado de la última fila de la tabla 5.3.

5.3 Diagnóstico de las combustiones

Una vez estimados los parámetros del motor-instalación, se va a proceder analizar los resultados en combustión. Las variables medias de los cinco ensayos considerados se muestran en la tabla 5.4. Las temperaturas de admisión, del refrigerante y del aceite se han mantenido iguales a los ensayos en arrastre. No se dispone de las señales de tasa real, pero el inicio del pulso eléctrico y su duración se han incluido en la tabla.

	N [rpm]	p_{adm} [bar]	p_{esc} [bar]	T_{esc} [°C]	F_r [-]	SOI [°]	ET [ms]	Grado de carga [%]
A100	1200	2.60	2.70	628.3	0.62	1.1	3	100
B50	1500	2.10	2.21	371.32	0.35	-3	1.8	50
B75	1500	2.70	2.81	449.93	0.42	-3.1	2.3	75
C25	1800	1.7	1.80	246.04	0.22	-12.7	1.5	25
C100	1802	2.9	3.00	564.2	0.5	-7	2.6	100

Tabla 5.4. Variables medias de los ensayos en combustión en el motor HDDE-1.85.

Se ha realizado el diagnóstico de la combustión mediante el *modelo de diagnóstico de referencia* original e incluyendo los cambios propuestos en el capítulo 4. En el caso del diagnóstico con el modelo original se ha tomado en cada ensayo en combustión los valores de los parámetros ajustados en el ensayo en arrastre correspondiente. En el diagnóstico con el modelo mejorado se han tomado los valores obtenidos en la *Caracterización*. A continuación se van comentar algunos aspectos interesantes de la comparación de los resultados.

En la figura 5.1 (izquierda) se muestran las temperaturas al RCA obtenidas en todos los ensayos con el modelo original (“Old”) y con las aportaciones (“New”). En la parte inferior se han representado las diferencias obtenidas. Estas son debidas al cambio en la masa atrapada. Aunque en los ensayos mostrados los cambios en dicha masa es inferior al 1%, se ha constatado en otros motores diferencias superiores al 3% de la masa atrapada en algunos puntos de funcionamiento, siendo la diferencia media en torno al 1.5%.

A la derecha de la figura 5.1 se ha representado la *pmi* junto con su variación porcentual. La pequeña variación en el desfase total, produce las diferencias observadas en la *pmi* con la tendencia descrita en el estudio de sensibilidad: un decremento del desfase incrementa la *pmi*. Aun sin ser críticas, las variaciones máximas superan el 1%, por lo que no son despreciables. Se han observado, en estudios similares en otros motores, variaciones del 2%, como se muestra en el apartado siguiente.

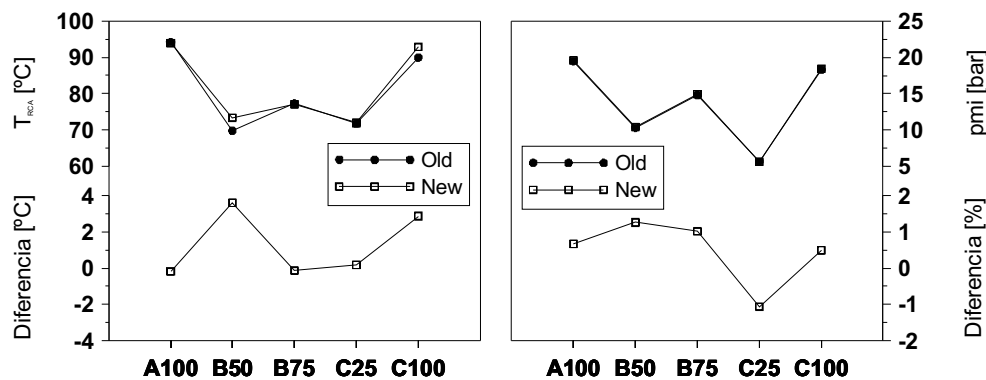


Figura 5.1. Temperatura al RCA y *pmi*.

Mayores diferencias se han encontrado al estudiar la temperatura máxima del ciclo mostrada en la figura 5.2 (en la página siguiente). Dado que en el modelo original no se ha tenido en cuenta la inyección del combustible, por no

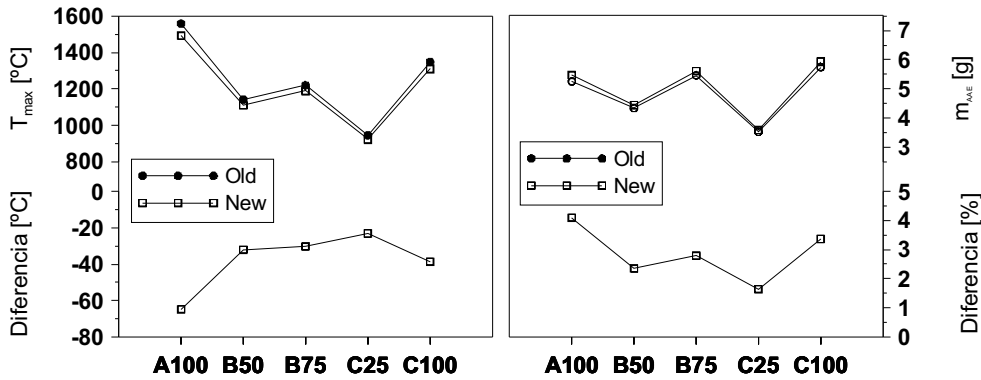


Figura 5.2. Temperatura máxima y masa al AAE.

estar disponible la tasa real, y el modelo mejorado la ha simulado a partir de los datos del *setting* de inyección, la masa total en la cámara es algo mayor en este caso, afectando a las temperaturas una vez que se ha iniciado la inyección. En la parte derecha de la figura se muestra la masa al AAE, donde se aprecia la diferencia entre los dos casos. Las diferencias en las temperaturas ponen de manifiesto la importancia de la simulación de la tasa, cuando esta no está disponible, para estudios relativos a la formación de NOx.

Mucho más importantes son las diferencias en la transmisión de calor total a las paredes de la cámara, mostradas en la figura 5.3. Como se ha comentado en el apartado anterior, en la *Caracterización* se ha obtenido un valor de C_{W1} inferior al obtenido con el ajuste propuesto por Armas; esto tiene un efecto sobre la transmisión de calor en combustión muy acusado. La disminución de la transmisión de calor total durante el ciclo cerrado, tanto al cilindro, como a la culata y al pistón, es de un 20% aproximadamente en todos los ensayos salvo en el C25, en el que prácticamente permanece igual.

Aunque los valores de las constantes C_{W1} y C_{W2} no se han modificado durante el ciclo abierto, los cambios en la evolución instantánea de las condiciones termodinámicas en el cilindro, por los cambios en el modelo de llenado-vaciado, hacen que se incremente la transmisión de calor en este periodo. No obstante, desde el punto de vista del análisis de la combustión, este calor no afecta y por otro lado su bajo peso relativo respecto al calor en el ciclo cerrado, hace que este cambio no sea importante. No es el caso de la transmisión de calor al ciclo cerrado que, como se analiza posteriormente, tendrá un efecto no despreciable en la liberación de calor.

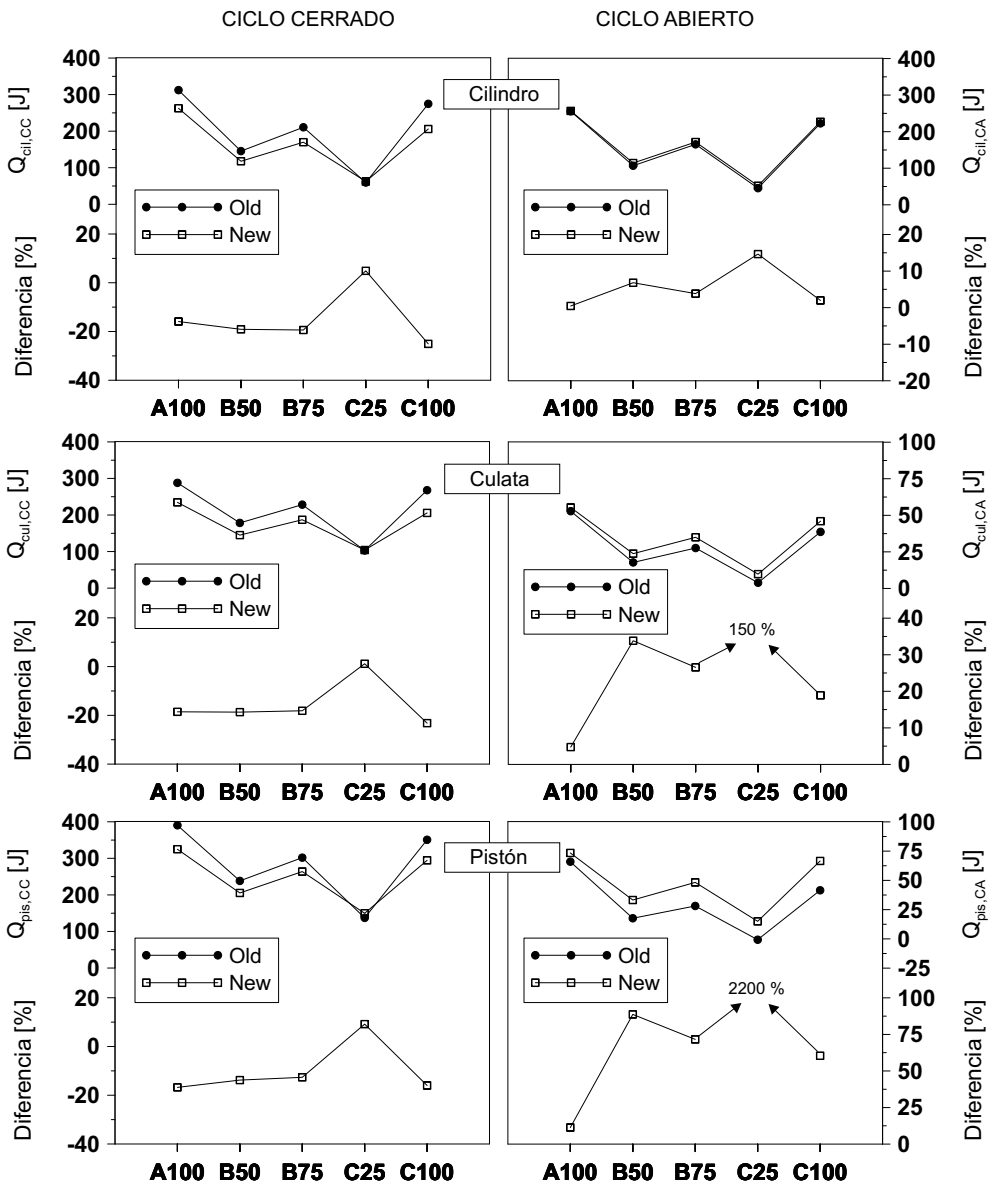


Figura 5.3. Calor transmitido al cilindro (arriba), culata (centro), y pistón (abajo) durante el ciclo cerrado (izquierda) y abierto (derecha).

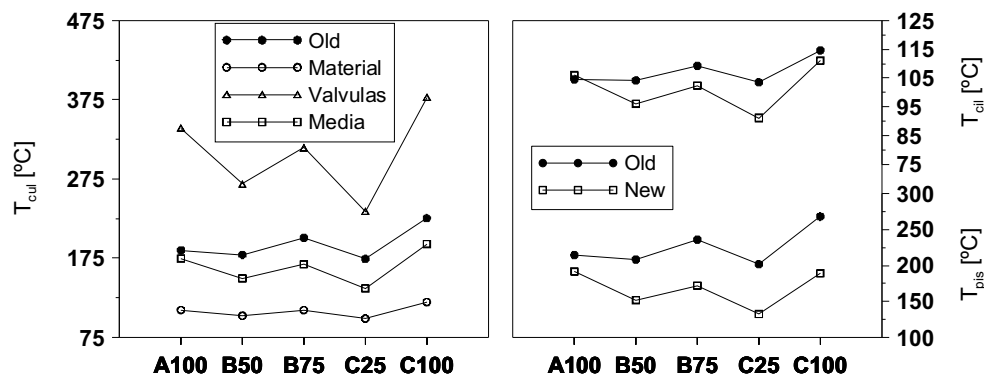


Figura 5.4. Temperatura de las paredes.

En la figura 5.4 se han representado las temperaturas de las paredes, apreciándose que todas las temperaturas calculadas con el modelo nodal son inferiores a las obtenidas mediante las correlaciones empíricas propuestas por Armas. En la parte izquierda se han dibujado las temperaturas de la culata, separando en el caso del modelo nodal, las del material de la culata, la de las válvulas y la temperatura promedio. La tendencia de la temperatura media de la culata es similar en los dos modelos, pero unos 25° menos con el modelo nodal. Además es interesante observar como la variación de la temperatura de las válvulas son muy acusadas con el cambio de grado de carga y régimen, permaneciendo prácticamente iguales las temperaturas del material de la culata, mucho mejor refrigerado.

Las temperaturas del cilindro calculadas con el modelo nodal muestran una mayor sensibilidad al cambio de las condiciones operativas, a la vez que su nivel medio es unos 6° menor, más próximo a las temperatura del refrigerante.

Finalmente, las temperaturas de la superficie del pistón presenta un comportamiento similar al descrito en culata y cilindro, pero con una diferencia más acusada, siendo el descenso de temperatura de unos 50° de media.

Los cambios descritos tienen un efecto apreciable en la ley de liberación de calor. Para poder comparar los resultados teniendo en cuenta el efecto de la ausencia de la tasa de combustible y solamente del resto de cambios, se han ejecutado de nuevo los ensayos con el modelo de Armas incorporando la tasa de inyección simulada. En la figura 5.5 se muestran las leyes de liberación de calor obtenidas de las tres formas: con el modelo de referencia sin la tasa y con ella, y con todas las mejoras propuestas, incluida la simulación de la tasa.

Nótese que la escala de los ejes de FQL en los ensayos a baja carga es diferente de los de alta carga.

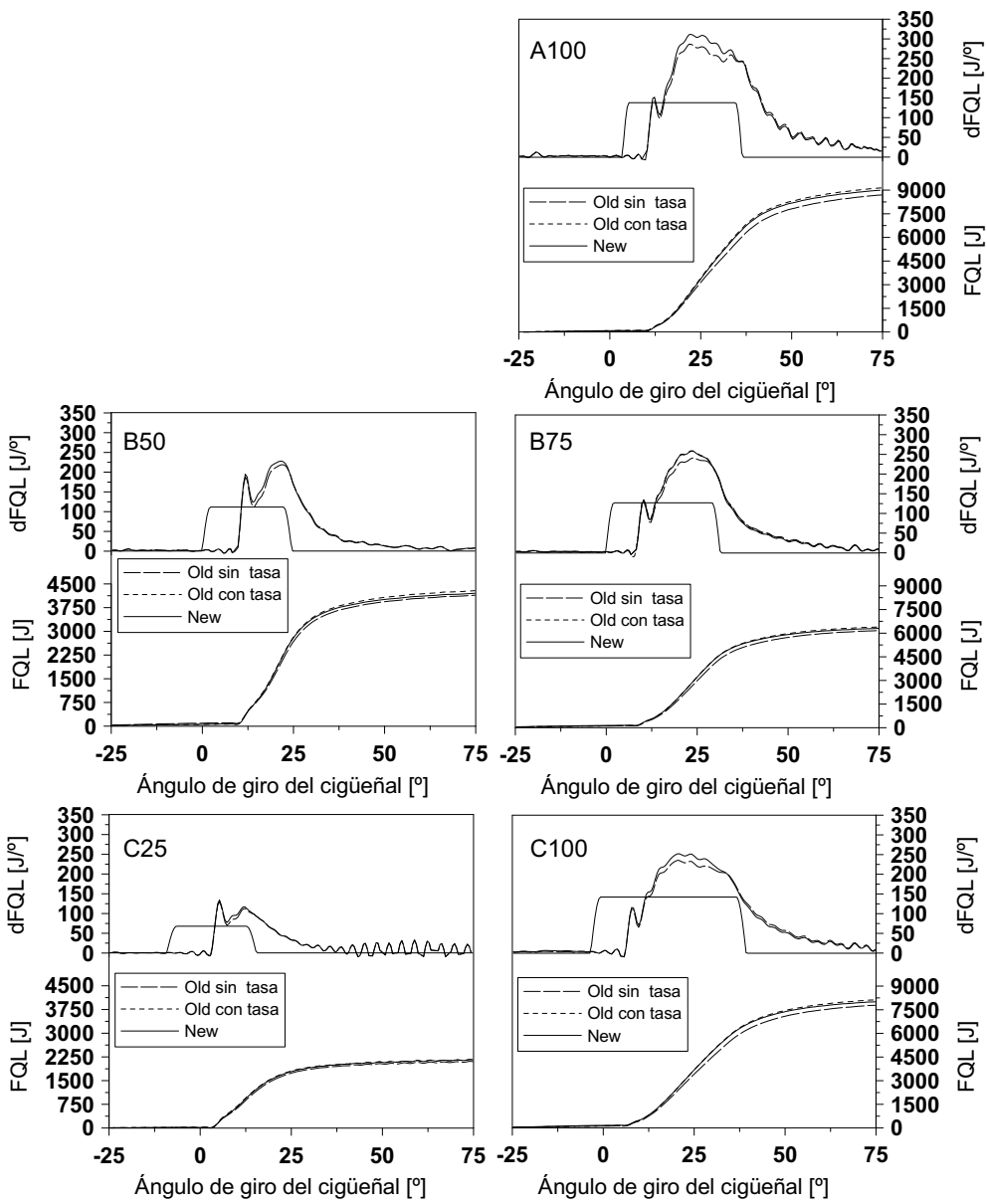


Figura 5.5. Ley de liberación de calor.

Se aprecia claramente en la figura 5.5 la importancia de considerar la tasa de inyección o no, tanto en la dFQL como en la FQL, como se puso de manifiesto en el apartado 4.6.1. Para una mejor comprensión de los gráficos se ha omitido la dFQL obtenida con el *modelo de diagnóstico de referencia* considerando la tasa simulada, pero si se ha incluido su FQL. Es interesante destacar que la liberación de calor acumulada obtenida con los cambios, queda entre la FQL obtenida con el modelo original y la obtenida con el modelo original y la tasa simulada. La razón fundamental es el efecto de la disminución de la transmisión de calor a las paredes. En la figura 5.6 (izquierda) se ha representado el porcentaje de calor transmitido a las paredes durante el ciclo cerrado, respecto a la energía del combustible inyectado por cilindro y ciclo. La diferencia en el porcentaje de calor entre el modelo original y el modelo tras los cambios, se traslada al calor total liberado. Esto se aprecia bien a la derecha de la figura 5.6 donde se ha representado el rendimiento de la combustión aparente, dado por la expresión (3.11):

$$\eta_{comb} = \frac{FQL_{max}}{m_f \cdot h_{comb}}$$

Salvo en el ensayo C25 a baja carga, donde el modelo parece seguir sobrestimando la transmisión de calor, es clara la mejoría de η_{comb} , puesto que los valores se aproximan al 100%, que sería el valor obtenido sin ninguna incertidumbre.

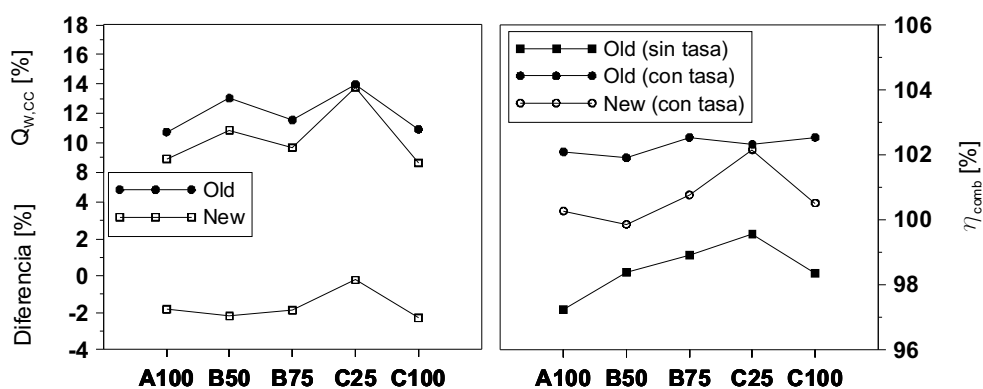


Figura 5.6. Calor transmitido a las paredes en ciclo cerrado y rendimiento de la combustión aparente.

A la vista de los resultados puede concluirse que los cambios más acusados derivan principalmente de la modificación del modelo de transmisión de calor, que se ve reflejado en el ajuste de sus constantes en el proceso de *Caracterización*. Estos cambios afectan ligeramente al cálculo del desfase termodinámico que a su vez afecta a la *pmi* entorno al 1%, aunque se ha comprobado en otros motores variaciones en torno al 2%. En el motor HDDE-1.85, las diferencias en masa atrapada son muy pequeñas, pero en estudios similares se ha constatado una variación media en torno al 1.5%.

Se ha puesto de manifiesto la importancia de la simulación de la tasa si la medida experimental no está disponible y se ha remarcado las fuertes diferencias en las temperaturas de paredes y los flujos de calor, resultando en conjunto una mejora en el cálculo de la liberación de calor total en torno a un 2%.

5.4 Otros casos

Dado que en el caso presentado en los apartados anteriores no se han podido apreciar diferencias importantes en determinados aspectos de la *Caracterización* y diagnóstico, a continuación se van a presentar unas aplicaciones particulares para ilustrar estos cambios en otros motores y condiciones de funcionamiento.

Ejemplo 1: *Caracterización* con ensayos de baja calidad

El motor HDDE-1.85 empleado en los apartados anteriores es un motor lento, en el que existe poco ruido de adquisición en la señal de presión en cámara en condiciones de arrastre. Sin embargo, en otros motores más pequeños y rápidos, se ha constatado un nivel de ruido no despreciable en la señal de presión adquirida en arrastre, principalmente a alto régimen. Este ruido se manifiesta al derivar la presión para el cálculo del calor por el exponente politrópico y puede afectar a los resultados del ajuste de los parámetros del motor-instalación. Para evitar que ensayos de baja calidad “contaminen” los resultados, se ponderan los valores ajustados en cada ensayo con la calidad del mismo, CE , exigiendo en todo caso que esta sea superior a $CE_{min} = 20$, según la expresión (4.88).

En la tabla 5.5 se muestran los resultados de una *Caracterización* en el motor HSDE-0.35, cuyas características geométricas se muestran en la tabla 4.1. Se han empleado cuatro ensayos en arrastre a diferente régimen de giro y manteniendo $p_{adm} = 1.70 \text{ bar}$ y $p_{esc} = 1.85 \text{ bar}$. El nombre del ensayo hace referencia al régimen de giro.

Analizando los resultados de cada ensayo individual, se aprecia que entre 1000 y 3000 *rpm*, al incrementarse el régimen aparece una ligera tendencia ascendente en los parámetros ajustados. Esto es debido, por un lado a que, aun con las aportaciones realizadas, los submodelos de cálculo son imperfectos. Por otro lado, se tiene cierta incertidumbre en las medidas experimentales, principalmente en la de presión, como pone de manifiesto el valor de la calidad de los ensayos, *CE*, que va disminuyendo. Esta tendencia experimenta un salto importante en el ensayo de 4000 *rpm*, apreciándose un incremento generalizado en los cuatro parámetros ajustados. Como puede verse este ensayo presenta una calidad *CE* comparativamente más baja que el resto.

En las dos últimas filas de la tabla 5.5 se muestran los valores promedios ponderados con todos los ensayos y únicamente con los ensayos válidos para la *Caracterización*, según el criterio de $CE > 20$.

Gracias a que se dispone de varios ensayos y a la ponderación con *CE*, el efecto del ensayo defectuoso no se deja sentir mucho en los resultados promedios, aun así su influencia no es despreciable. En caso de haber varios ensayos no válidos las diferencias pueden ser muy importantes entre los promedios de los ensayos válidos y la matriz completa.

Ensayo	α_{tot} [°]	C_{W1}	C_{W2}	r_c	K_{def}	$CV_{p_{max}}$	<i>CE</i>
1000	421.11	1.72	1.01	17.99	2.29	0.08	56
2000	421.15	2.06	1.21	18.34	2.43	0.07	46
3000	421.19	2.02	1.19	18.66	2.50	0.10	30
4000	421.28	2.37	1.39	19.34	3.56	0.12	19
Promedio todos	421.16	1.97	1.16	18.40	2.53		
Promedio válidos	421.14	1.91	1.12	18.27	2.39		

Tabla 5.5. Caracterización del motor HSDE-0.35.

El criterio de detección de ensayos defectuosos, junto con el promediado de los resultados, evita la posibilidad de emplear los ajustes de un ensayo como el “4000”, que pueden introducir una importante incertidumbre en el diagnóstico de la combustión posterior.

Ejemplo 2: Cambio en la masa atrapada

Las variaciones de la masa en el RCA observadas en el motor HDDE-1.85 han resultado ser inferiores al 1%; sin embargo, el efecto de los cambios en el modelo de llenado-vaciado presentado en el apartado 4.3.1.1 es muy dependiente del motor y condiciones operativas. Así, en la figura 5.7 se muestran las variaciones de masa y temperatura al RCA obtenidas con el modelo de llenado-vaciado respecto al modelo original propuesto por Armas. Los ensayos corresponden a un barrido de régimen de 1000 a 4000 *rpm* y del 25% al 100% de carga en el motor HSDE-4-0.5, empleado para la puesta a punto del modelo de llenado-vaciado y cuyas características se muestran en la tabla 4.5.

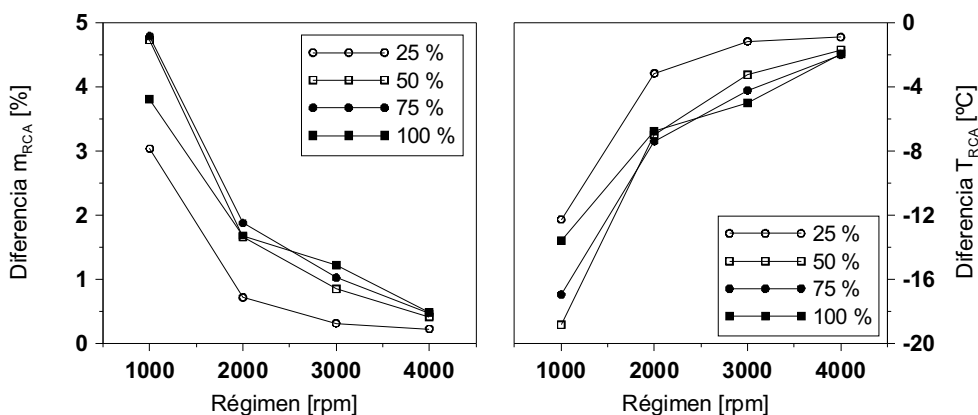


Figura 5.7. Variaciones de masa y temperatura al RCA en el motor HSDE-4-0.5.

Pueden identificarse dos tendencias: por un lado la masa residual¹ obtenida con el nuevo modelo tiende claramente a incrementarse a medida que el régimen de giro disminuye, y por otro lado hay cierta tendencia a incrementar la masa residual a medida que aumenta el grado de carga.

¹Puesto que la masa admitida coincide en los dos modelos, las diferencias observadas corresponden fundamentalmente a la masa residual, siendo el peso de la masa de cortocircuito menor, como se ha justificado en el apartado 4.3.1.1

El cambio con el régimen de giro puede justificarse por el aumento de la fracción de masa residual por los reflujos hacia la admisión, a medida que el régimen disminuye. La tendencia con el grado de carga es coherente con la observada en el apartado 4.3.1.1: al aumentar el grado de carga aumenta el cociente entre las presiones de escape y de admisión, lo que hace que se incremente la fracción de masa residual. Ambos comportamientos han sido observado por diversos autores [4, 5], como se ha puesto de manifiesto en el apartado 4.3.1.1.

Así pues, parece que el efecto de las modificaciones en el modelo de llenado-vaciado presenta una tendencia coherente, que es muy marcada en el motor HSDE-4-0.5.

Ejemplo 3: Cambio en los parámetros indicados

Los cambios en la *p_{mi}* obtenidos en el motor HDDE-1.85 han sido moderados, con variaciones máximas en torno al 1%. Dichas variaciones han sido justificadas a partir de la disminución del desfase termodinámico debido a los cambios en el modelo de transmisión de calor. Como se ha indicado, no son esperables cambios importantes en dicho desfase puesto que el calor por el exponente politrópico se emplea como referencia para el ajuste. Aún así, dada las particulares características de transmisión de calor de cada motor, es posible tener variaciones en otros motores superiores a las observadas en el motor HDDE-1.85.

En la tabla 5.6 se muestran los valores relativos a la transmisión de calor y desfase obtenidos en la *Caracterización* del motor HSDE-0.35 (“Nuevo”), cuyos resultados completos han sido mostrados en la tabla 5.5. Junto a dichos resultados se muestra el valor medio de los ajustes mediante el procedimiento propuesto por Armas (“Viejo”). En este caso, se ha mantenido un valor por defecto de $C_{W2} = 0.2$, próximo al propuesto por Woschni.

	Nuevo	Viejo
α_{tot}	421.14°	421.03°
C_{W1}	1.91	4.95
C_{W2}	1.12	0.20

Tabla 5.6. Resultados de los ajustes en el motor HSDE-0.35 mediante la *Caracterización* y el procedimiento propuesto por Armas.

El menor valor de C_{W2} es compensado en el ajuste antiguo mediante un valor mayor de C_{W1} , lo que es razonable. No obstante, los cambios en el modelo de transmisión de calor llevan a obtener una diferencia en el valor del desfase termodinámico de 0.11° . Dicho cambio tiene un efecto directo en el cálculo de las prestaciones del motor, como se muestra en la figura 5.8, donde se han representado los valores de pmi y su diferencia. En el eje de abscisas aparecen los nombres de los ensayos en combustión, que siguen la nomenclatura “régimen-grado de carga”.

En este caso los cambios son mayores que en el motor HDDE-1.85 analizado previamente: la variación media es ahora del 1.2% y la máxima del 2%. Puede también observarse como el cambio afecta más a los ensayos a baja carga que a los de alta carga. Sin llegar a ser críticas, estas variaciones pueden ser importantes para determinados estudios paramétricos. En todo caso, no es probable que se obtengan variaciones muy superiores en otros motores o condiciones de funcionamiento.

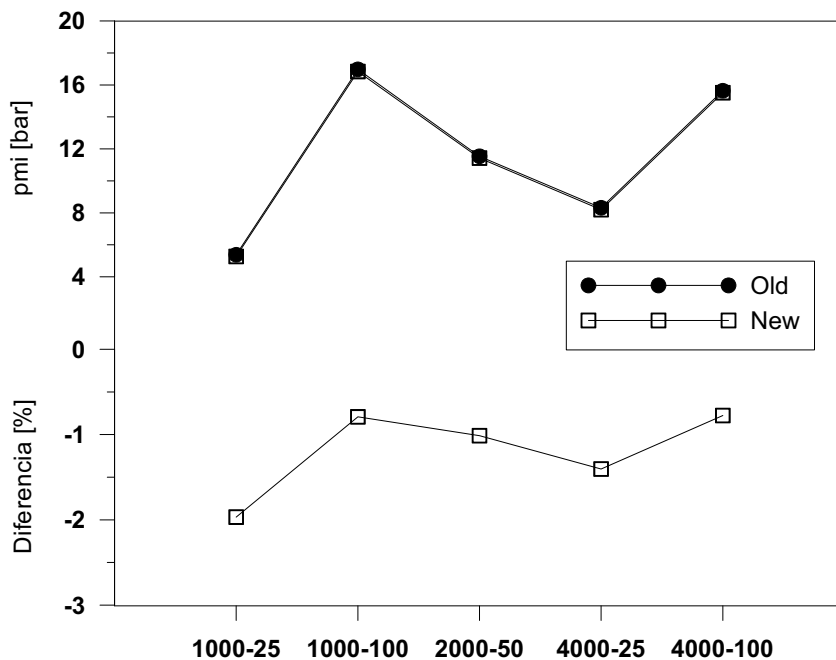


Figura 5.8. Cambio en la pmi en el motor HSDE-0.35.

Bibliografía

- [1] García J.M. *Aportaciones al estudio del proceso de combustión turbulenta de chorros en motores Diesel de inyección directa*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 2004.
- [2] Fenollosa C. *Aportación a la descripción fenomenológica del proceso de combustión por difusión Diesel*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 2003.
- [3] Molina S. *Estudio de la influencia de los parámetros de inyección y la recirculación de gases de escape sobre el proceso de combustión, las prestaciones y las emisiones de un motor diesel de 1.8 litros de cilindrada*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 2003.
- [4] Fox J.W., Cheng W.K. y Heywood J.B. "A model for predicting residual gas fraction in spark-ignition engines". *SAE Paper 931025*, 1993.
- [5] Senecal P.K., Xin J. y R.D. Reitz. "Predictions of residual gas fraction in IC engines". *SAE Paper 962052*, 1996.

Capítulo 6

Conclusiones y trabajos futuros

Contenido

6.1 Conclusiones	345
6.1.1 Conclusiones relativas a la identificación de los puntos débiles del proceso de diagnóstico	346
6.1.2 Conclusiones relativas al desarrollo de un procedimiento fiable para el ajuste de parámetros inciertos	347
6.1.3 Conclusiones relativas a la mejora del <i>modelo de diagnóstico de referencia</i>	348
6.2 Trabajos futuros	350
Bibliografía	352

6.1 Conclusiones

El trabajo presentado en esta tesis ha estado encaminado a la consecución del objetivo general enunciado en el capítulo 1, esto es, realizar una *contribución a la mejora del proceso de diagnóstico de la combustión a partir de la señal de presión en el cilindro*. Para ello, se disponía del conocimiento existente en el grupo de investigación CMT-Motores Térmicos, basado en los trabajos previos de Macian [1], Tinaut [2], Oliver [3] y principalmente Armas [4]. Partiendo del *modelo de diagnóstico de referencia* propuesto por este último, se plantearon tres objetivos particulares:

1. *Identificar los puntos débiles del proceso de diagnóstico de la combustión.*
2. *Desarrollar un procedimiento fiable para el ajuste de parámetros inciertos influyentes en el diagnóstico.*
3. *Mejora del modelo de diagnóstico de referencia.*

A continuación se resaltan las conclusiones más interesantes que se obtienen del trabajo presentado en la presente tesis, respecto a los tres objetivos anteriores.

6.1.1 Conclusiones relativas a la identificación de los puntos débiles del proceso de diagnóstico

A partir de la **descripción del proceso de diagnóstico** de la combustión hecha en el capítulo 2, se ha puesto de manifiesto que:

- Existen una serie de **parámetros asociados al motor-instalación**, que son necesarios para el diagnóstico de la combustión y que deben ser estimados ya que no es posible su medida directa. Se ha destacado la relación de compresión, las deformaciones mecánicas, la transmisión de calor a las paredes de la cámara y la posición del codificador angular.
- La señal de presión directamente adquirida no puede ser utilizada para el diagnóstico, sino que requiere un **proceso de tratamiento**, que incluye un promediado, filtrado y referenciado angular y de nivel.
- La **tasa de inyección de combustible real** no siempre está disponible puesto que no se puede medir simultáneamente a la presión, sin embargo, es un dato relevante para analizar el proceso de combustión.
- Las **variables medias** necesarias para el diagnóstico de la combustión llevan asociada una cierta incertidumbre, debido a la precisión de los equipos de medida.

En el **estudio de sensibilidad en combustión**, llevado a cabo para identificar cuantitativamente la importancia de cada incertidumbre (capítulo 3), se concluye que:

- El *desfase* es crítico para el cálculo de las prestaciones del motor y la ley de liberación de calor.

- El error en la masa atrapada se transmite con un factor aproximado de 0.3 a la liberación de calor y de 1.5 a la transmisión de calor.
- El error en r_c afecta de forma importante a la forma de la ley de liberación de calor.
- La transmisión de calor puede afectar a FQL_{max} debido a su gran incertidumbre.
- La incertidumbre de las temperaturas de las paredes afecta a la transmisión de calor, pero no a la ley de liberación de calor.
- La incertidumbre de p_{ref} afecta considerablemente a la forma de la ley de liberación de calor.
- Es recomendable incluir la masa de combustible en el balance másico y energético aunque la forma real de la tasa de inyección no afecta a FQL_{max} .

Las conclusiones anteriores han permitido orientar los trabajos para el cumplimiento de los otros dos objetivos planteados, cuyas conclusiones se muestran a continuación.

6.1.2 Conclusiones relativas al desarrollo de un procedimiento fiable para el ajuste de parámetros inciertos

Mediante un **estudio de sensibilidad en arrastre**(capítulo 4) se ha podido identificar el comportamiento característico de la evolución instantánea del calor transmitido a las paredes, ante variaciones de α_{tot} , p_{ref} , r_c y K_{def} , sirviendo de base para plantear un procedimiento de ajuste de parámetros inciertos con ensayos en arrastre. También se ha puesto de manifiesto la necesidad de estimar las temperaturas de las paredes de forma precisa, para ajustar el coeficiente de transmisión de calor.

Se ha implementado un procedimiento de **Caracterización**, que permite ajustar mediante una matriz de ensayos en arrastre, la transmisión de calor (C_{W1} y C_{W2}), α_{tot} , r_c y K_{def} , únicos para un motor-instalación, además de permitir el ajuste de p_{ref} en cada ensayo. Para ello, teniendo en cuenta la influencia de cada incertidumbre, se ha propuesto un bucle de cálculo dentro

del cual se ajustan los valores de las incertidumbres en cada ensayo, minimizándose el error entre los calores instantáneos transmitidos a las paredes calculados con el exponente politrópico (Q_n) y el modelo de Woschni (Q_W). Los ensayos de la matriz que presentan una dispersión elevada son descartados; asimismo se ha definido un parámetro de calidad del ajuste que es utilizado para ponderar el peso de los resultados de cada ensayo al obtener un valor promedio de cada parámetro.

6.1.3 Conclusiones relativas a la mejora del *modelo de diagnóstico de referencia*

Mejora del tratamiento de la señal

Se han propuesto tres procedimientos de **promediado, filtrado y derivación** de la señal de presión, para conseguir la mayor calidad posible tanto de la señal de presión como de otras obtenidas a partir de ella. Los tres procedimientos se basan en el análisis en frecuencia de la señal, empleando la FFT e IFFT para el paso del dominio temporal al frecuencial y viceversa. Las conclusiones más interesantes son:

- El análisis en frecuencia de la señal de n_c ciclos adquiridos para la obtención del **ciclo medio**, permite identificar problemas en la adquisición a bajas frecuencias, lo que supone una ventaja respecto al promediado directo de la señal.
- Se ha aplicado un **filtro** paso-bajo para eliminar ruido de alta frecuencia y se han propuesto valores de los armónicos de corte y ancho de la banda de transición, particularizados para ensayos en arrastre y combustión.
- El cálculo del espectro de la **derivada** se obtiene por derivación en frecuencia a partir del espectro de la señal promediada y filtrada. La derivada así obtenida presenta un bajo nivel de ruido, tanto en arrastre como en combustión.

Los tres procedimientos son eficientes en cuanto al tiempo de cálculo y se han aplicado de forma satisfactoria en varios ensayos presentados en esta tesis.

Mejoras en la estimación de la masa atrapada

No es posible un ajuste de la masa atrapada basado en un criterio termodinámico, como se hace para otras incertidumbre en la *Caracterización*, por ello se ha propuesto una mejora del **modelo de llenado-vaciado**. El modelo implementado no considera fenómenos ondulatorios pero si el efecto de acumulación de masa en los colectores. Ha sido ajustado y validado con medidas experimentales y modelado 1D, en arrastre y combustión. En los resultados obtenidos, el error en la masa atrapada es inferior al 3% en la mayoría de casos.

Se ha presentado un método para la **detección de problemas** de medida de la masa admitida, estimación de la masa residual o ajuste del nivel de presión, suficientemente graves como para invalidar los resultados del diagnóstico. Para ello, se ha propuesto emplear como parámetro de control la temperatura al RCA, estimada mediante una correlación empírica en función de varios parámetros. La correlación ajustada a partir de resultados de modelado 1D en un motor, ha mostrado un error máximo en torno al 6%, adecuado para el objetivo fijado. Es un procedimiento de aplicación inmediata durante el diagnóstico pero requiere un ajuste previo de la correlación.

Mejoras en la transmisión de calor

Además del ajuste de los coeficientes de transmisión de calor, C_{W1} y C_{W2} , mediante la *Caracterización*, se han hecho varias **mejoras relativas al coeficiente de transmisión de calor** a las paredes:

- Se ha propuesto una expresión para el cálculo de la fracción del momento angular del torbellino que no se disipa por fricción durante la compresión, K_{CTM} .
- Se ha propuesto una expresión para el cálculo de la velocidad instantánea del gas debido al movimiento de *swirl*.
- Se ha fijado un valor constante de $r_W = \frac{C_{W1}}{C_{W2}}$ que permite ponderar adecuadamente el peso de los dos términos de velocidad en arrastre debido al movimiento del pistón y debido al *swirl*.
- Se ha comprobado la bondad de la constante del término de combustión.

El cálculo CFD se ha empleado como herramienta de ajuste de las mejoras en arrastre (las tres primeras), minimizándose la incertidumbre del error de

la transmisión de calor sin combustión. La diferencia máxima en combustión respecto al cálculo CFD ha sido un 8%, no despreciable para estudios precisos de transmisión de calor, pero adecuada para la obtención de la ley de liberación de calor.

Se ha implementado un **modelo nodal** equivalente a un modelo eléctrico, con tres nodos de pared principales para el cálculo de las temperaturas de cilindro, culata y pistón. El modelo ha mostrado ser capaz de predecir cambios en las temperaturas de paredes por variaciones en las condiciones termodinámicas en la cámara, en la refrigeración y en la temperatura del aceite. Además su error respecto a medidas experimentales, es muy satisfactorio y no consume apenas recursos de cálculo.

Mejoras relativas a la tasa de inyección y evaporación

Se ha propuesto un **procedimiento de simulación** de la tasa de inyección a partir de los datos de inicio y duración de la señal de comando eléctrico del inyector. A pesar de las incertidumbres en el inicio, final y forma de la tasa simulada, se ha visto que la incertidumbre en la dFQL es mucho menor que si no se considera tasa y que la liberación de calor total es la misma que con la tasa real.

Finalmente, se ha propuesto un modelo para el **cálculo del tiempo de atomización-evaporación** que cumple los requisitos de sencillez y robustez. El modelo está fundamentado en la teoría del chorro gaseoso, como ha sido convenientemente justificado.

6.2 Trabajos futuros

Aunque a lo largo de esta tesis se han abordado los aspectos más importantes para el diagnóstico de la combustión, algunos no han podido desarrollarse de forma completa o son demasiado ambiciosos para incluirse en un sólo trabajo. Merecen ser destacados los siguientes:

- Las aportaciones relativas a la transmisión de calor se han centrado en la mejora del coeficiente de película por convección, sin considerar la radiación de la llama, que puede ser importante en los motores Diesel de inyección directa actuales. Para abordar este problema sería necesario desarrollar un modelo de formación de partículas en el seno de la llama,

por ser su radiación más importante que la de los gases, como se suele asumir en los trabajos existentes.

- Otro aspecto interesante es la posible influencia del chorro en la transmisión de calor. En los motores actuales se asume que la cantidad de movimiento aportada por el chorro es una fuente importante de turbulencia en la cámara, de modo que es razonable que dicha turbulencia puede afectar a la transmisión de calor a las paredes; además del efecto que puede tener el choque de pared, en caso de que se produzca.
- En esta tesis se ha considerado un modelo termodinámico de una sola zona debido a la poca importancia de considerar varias zonas para el cálculo de la liberación de calor. Sin embargo, los dos puntos anteriores coinciden en la necesidad de modelar los procesos termofluidodinámicos que ocurren en el chorro. Esto, junto con la posibilidad de predecir otros aspectos de la inyección-combustión, como pueden ser la formación de contaminantes o el choque de pared, hacen interesante abordar una descripción más detallada del chorro Diesel que pasa por plantear un modelo de más de una zona.
- Aunque en el cálculo de la evaporación se ha tenido en cuenta el efecto de la densidad en la cámara, por ser el parámetro más influyente, uno de los puntos débiles del cálculo propuesto es no considerar la influencia de la geometría de la tobera y la presión de inyección, si existe cavitación, para el cálculo de la tasa de mezcla, TM_{eje} . Se propone como trabajo futuro la búsqueda de una expresión de este parámetro en la que se tengan en cuenta los efectos no considerados en este trabajo.
- En esta tesis se ha tratado el diagnóstico de la combustión en motores Diesel en condiciones de funcionamiento de motor estacionarias. Sin embargo, hay diversos aspectos que no son directamente extrapolables al caso de transitorios de carga o de régimen. Así, la transmisión de calor a las paredes de la cámara, el cambio de la temperatura de estas, la necesidad de un análisis de la combustión ciclo a ciclo o la problemática de la medida de las variables medias en condiciones transitorias, merecen una mayor profundidad de estudio.

Bibliografía

- [1] Macian V. *Contribución al estudio de la influencia del movimiento del fluido sobre la dispersión cíclica y su caracterización*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 1984.
- [2] Tinaut F.V. *Contribución al estudio del proceso de combustión en motores de encendido por compresión de inyección directa*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 1986.
- [3] Oliver E. *Estudio de sistemas de adquisición y tratamiento de datos en motores de combustión interna alternativos*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 1991.
- [4] Armas O. *Diagnóstico experimental del proceso de combustión en motores Diesel de inyección directa*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 1998.

Índice Bibliográfico

Fluent. FLUENT 5 User's guide.

Fluent incorporated, 1998.

(citado en pp. 234, 241, 307)

Engine combustion pressure analysis (User's manual).

Yokogawa Electric Corporation, 2002.

(citado en pp. 49, 204)

Abramovich G.N.

The theory of turbulents jets.

MIT Press, ISBN 0-262-01008-9, 1963.

(citado en p. 316)

Alberts T.E., Liu S. y Lally R.W.

Investigation of an inexpensive piezoelectric pressure sensor for internal combustion engine spark timing control.

SAE Paper 2006-01-0183, 2006.

(citado en p. 193)

Albrecht A., Moulin P., Grondin O y Corde G.

Control design for HCCI combustion engine based on virtual engine simulator: from control development to real time calibration.

THIESEL 2006 Conference on Thermo-and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines, pp. 471–489, 2006.

(citado en p. 197)

Amann C.A.

Cylinder-pressure measurement and its use in engine research.

SAE Paper 852067, 1985.

(citado en p. 22)

Amsden A.

KIVA-3: A KIVA program with block-structured mesh for complex geometries, report LA-12503-MS.

Los Alamos National Laboratory, 1993.

(citado en pp. 203, 307)

Angström H.

Cylinder pressure indicating with multiple transducer, accurate TDC-evaluating, zero levels and analysis of mechanical vibrations.

3 Internationales indiziersymposium, pp. 103–108, 1998.

(citado en pp. 26, 49)

Annand W.J.D.

Heat transfer in the cylinders of reciprocating internal combustion engines.

Proc. Inst. Mech. Engrs., Vol. 177, pp. 973–990, 1963.

(citado en pp. 29, 30, 31)

Annand W.J.D. y Ma T.H.

Instantaneous heat transfer rates to the cylinder head surfaces of a small compression-ignition engine.

Proc. Inst. Mech. Engrs., Vol. 185, pp. 976–987, 1970-71. (citado en p. 32)

Armas O.

Diagnóstico experimental del proceso de combustión en motores Diesel de inyección directa.

Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 1998. (citado

en pp. 5, 31, 41, 44, 45, 46, 60, 62, 64, 67, 75, 97, 126, 128, 167, 193, 194, 202, 209, 345)

Armas O., Rodríguez J., Payri F., Martín J. y Agudelo J.R.

Effect of the trapped mass and its composition on the heat transfer in the compression cycle of a reciprocating engine.

Applied thermal engineering, Vol. 25, pp. 2842–2853, 2005. (citado en pp. 128, 136, 167)

Arrègle J.

Análisis de la estructura y dinámica interna de chorros Diesel.

Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 1997.

(citado en pp. 20, 309, 310)

Arrègle J., López J.J., García J.M. y Fenollosa C.

Development of a zero-dimensional Diesel combustion model. Part 1: analysis of the quasi-steady diffusion combustion phase.

Applied thermal engineering, Vol. 23, pp. 1301–1317, 2003. (citado en pp. 202, 239, 309)

Arrègle J., López J.J., García J.M. y Fenollosa C.

Development of a zero-dimensional Diesel combustion model. Part 2: analysis of the transient initial and final diffusion combustion phases.

Applied thermal engineering, Vol. 23, pp. 1319–1331, 2003. (citado en pp. 202, 239, 309)

Arrègle J., Pastor J.V. y Ruiz S.

The influence of injection parameters on Diesel spray characteristics.

SAE Paper 1999-01-0200, 1999.

(citado en p. 316)

Austen A.E.W. y Lyn W.T.

Relation between fuel injection and heat release in a direct injection engine and the nature of the combustion processes.

Proc. Inst. Mech. Engrs., Vol. 1, pp. 47–62, 1960. (citado en p. 50)

AVL.

AVL digital analyzer 650.

Manual de operación.

(citado en p. 61)

AVL.

424 TDC sensor.

Operating Manual, 1993.

(citado en p. 26)

Barba C., Burkhardt C., Boulouchos K. y Bargende M.

A phenomenological combustion model for heat release rate prediction in high-speed DI Diesel engines with common rail injection.

SAE Paper 2001-01-2933, 2001.

(citado en pp. 19, 308)

- Beasley M., Cornwell R., Fussey P., King R., Noble A., Salamon T. y Truscott A.**
Reducing Diesel emissions dispersion by coordinated combustion feedback control.
SAE Paper 2006-01-0186, 2006. (citado en pp. 21, 194)
- Benajes J.**
Contribución al estudio del movimiento del aire en el interior del cilindro de un motor térmico alternativo.
Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 1987. (citado en p. 19)
- Bermúdez V., García J.M., Juliá E. y Martínez S.**
Engine with optical accessible cylinder head: a research tool for injection and combustion processes.
SAE Paper 2003-01-1110, 2003. (citado en p. 316)
- Blumberg P.N., Lavoie G.A. y Tabaczynski R.J.**
Phenomenological models for reciprocating internal combustion engines.
Progress in Energy and Combustion Science, Vol. 5, pp. 123–167, 1979.
(citado en pp. 206, 239)
- Bohac S.V., Baker D.M. y Assanis D.N.**
A global model for steady state and transient SI engine heat transfer studies.
SAE Paper 960073, 1996. (citado en pp. 30, 33, 259)
- Bosch W.**
The fuel rate indicator: a new measuring instrument for display of the characteristics of individual injection.
SAE Paper 660749, 1966. (citado en p. 50)
- Brown W.L.**
Methods for evaluating requirements and errors in cylinder pressure measurement.
SAE Paper 670008, 1967. (citado en pp. 26, 27, 48)
- Brunt M.F.J. y Emtage A.L.**
Evaluation of IMEP routines and analysis errors.
SAE Paper 960609, 1996. (citado en p. 46)
- Brunt M.F.J. y Platts K.C.**
Calculation of heat release in direct injection Diesel engines.
SAE Paper 1999-01-0187, 1999. (citado en pp. 21, 32, 61)
- Brunt M.F.J. y Pond C.R.**
Evaluation of techniques for absolute cylinder pressure correction.
SAE Paper 970036, 1997. (citado en pp. 48, 49)
- Brunt M.F.J., Rai H. y Emtage A.L.**
The calculation of heat release energy from engine cylinder pressure data.
SAE Paper 981052, 1998. (citado en pp. 21, 30, 32, 58, 61, 62, 204)
- Callahan T.J., Douglas M.Y. y Ryan T.W.**
Acquisition and interpretation of Diesel engine heat release data.
SAE Paper 852068, 1985. (citado en pp. 21, 192, 198)
- Cartwright A. y Fleck R.**
Cylinder pressure analysis in high performance two-stroke engines.
SAE Paper 962535, 1996. (citado en p. 46)

Cheung H.M. y Heywood J.B.

Evaluation of a one-zone burn-rate analysis procedure using production SI engine pressure data.

SAE Paper 932749, 1993.

(citado en pp. 30, 32, 61, 97, 202)

Chmela F.G. y Orthaber G.C.

Rate of heat release prediction for direct injection Diesel engines based on purely mixing controlled combustion.

SAE Paper 1999-01-0186, 1999.

(citado en pp. 307, 308)

Conte S.D. y De Boor C.W.

Análisis numérico elemental.

McGraw-Hill, ISBN 968-451-194-9, 1985.

(citado en p. 199)

Correas D.

Estudio teórico-experimental del chorro libre Diesel isoterma.

Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 1998.

(citado en pp. 19, 21, 310, 312)

Dec J.E.

A conceptual model of DI Diesel combustion based on lasersheet image.

SAE Paper 970873, 1997.

(citado en pp. 29, 50, 307)

Degobert P.

Automobiles and pollution.

SAE Inc. ISBN 2-7108-0676-2, 1995.

(citado en p. 57)

Degraeuwe B.M.

Contribution to the thermal management of DI Diesel engines.

Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 2007.

(citado en pp. 32, 33, 256)

Desantes J.M., Arrègle J., Pastor J.V. y Delange A.

Influence of fuel characteristics on the injection process in a DI Diesel engine.

SAE Paper 980802s, 1998.

(citado en p. 316)

Desantes J.M., Boada F. y Macián V.

Determinación del PMS a partir del diagrama de indicador del motor arrastrado.

I Coloquio sobre Técnicas de Instrumentación en Motores Térmicos, Tarrasa, 1983.

(citado en p. 27)

Desantes J.M., López J.J., García J.M. y Pastor J.M.

Evaporative Diesel spray modeling.

Atomization and Sprays, Vol. 17, 2007.

(citado en p. 315)

Desantes J.M., Pastor J.V., Payri R. y Pastor J.M.

Experimental characterization of internal nozzle flow and Diesel spray behaviour. Part II: evaporative conditions.

Atomization and Sprays, Vol. 15, pp. 517-543, 2005.

(citado en p. 316)

Desantes J.M., Payri R. y Soare V.

Study for the influence of geometrical and injection parameters on Diesel sprays characteristics in isothermal conditions.

SAE Paper 2005-01-0913, 2005.

(citado en p. 316)

Douaud A. y Eyzat P.

Die Auswirkung verschiedener Parameter auf die Mitteldruckberechnung bei Verbrennungsmotoren.

MTZ, Noviembre, 1981.

(citado en pp. 26, 27)

Douglas R., Kee R.J. y Carberry B.P.

Analysis of in-cylinder pressure data in two stroke engines.

SAE Paper 972792, 1997.

(citado en p. 193)

Egnell R.

Combustion diagnostics by means of multizone heat release analysis and NO calculation.

SAE Paper 981424, 1998.

(citado en pp. 21, 31, 61, 202, 239)

Eichelberg G.

Some new investigations on old combustion-engine problems.

Engineering, Vol. 148, pp. 463–547, 1939.

(citado en p. 31)

Eriksson L.

Requirements for a systematic method for identifying heat-release model parameters.

SAE Paper 980626, 1998.

(citado en pp. 21, 32, 61)

Faeth G.M.

Spray combustion phenomena.

Twenty-Sixth Symposium International on Combustion. The Combustion Institute, pp. 1593–1612, 1996.

(citado en pp. 60, 308)

Fenollosa C.

Aportación a la descripción fenomenológica del proceso de combustión por difusión Diesel.

Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 2003.

(citado en pp. 3, 30, 53, 309, 330)

Flynn P.F., Durrett R.P., Hunter G.L., zur Loye A.O., Akinyemi O.C., Dec J.E. y Westbrook C.K.

Diesel combustion: an integrated view combining laser diagnostics, chemical kinetics, and empirical validation.

SAE Paper 1999-01-0509, 1999.

(citado en pp. 50, 307)

Fox J.W., Cheng W.K. y Heywood J.B.

A model for predicting residual gas fraction in spark-ignition engines.

SAE Paper 931025, 1993.

(citado en pp. 203, 206, 217, 220, 342)

Gale N.F.

Accuracy of the Ricardo steady state flow rig.

Ricardo Engineering Report, Vol. DP.20395, 1975.

(citado en p. 35)

Galindo J., Bermudez V., Serrano J.R. y López J.J.

Cycle to cycle Diesel combustion characterization during engine transient operation.

SAE Transactions, 01ATT-366, pp. 2056–2070, 2002.

(citado en pp. 185, 202)

Galindo J., Luján J.M., Serrano J.R. y Hernández L.

Combustion simulation of turbochargers HSDI Diesel engines during transient operation using neuronal networks.

Applied thermal engineering, Vol. 25, pp. 877–898, 2005.

(citado en p. 185)

García J.M.

Aportaciones al estudio del proceso de combustión turbulenta de chorros en motores Diesel de inyección directa.

Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 2004.

(citado en pp. 3, 19, 21, 308, 310, 312, 313, 314, 315, 317, 330)

Gatowski J.A., Balles E.N., Chun K.M., Nelson F.E., Ekchian J.A. y Heywood J.B.

Heat release analysis of engine pressure data.

SAE Paper 841359, 1984.

(citado en pp. 21, 30, 31, 49, 61, 204)

Ghojel J. y Honnery D.

Heat release model for the combustion of diesel oil emulsions in DI Diesel engines.

Applied thermal engineering, Vol. 25, pp. 2072–7085, 2005. (citado en pp. 49, 61, 204)

Giannattasio P. y Micheli D.

Phenomenological modelling of IDI Diesel engine.

SAE Paper 971592, 1997.

(citado en pp. 19, 204, 239)

Gil A.

Caracterización del flujo de aire en el cilindro de motores Diesel DI mediante cálculo tridimensional.

Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 2003.

(citado en pp. 19, 34, 35, 36, 239, 243, 245, 246)

Glassman I.

Combustion.

Academic Press, ISBN 0-12-285850-6, 1987.

(citado en pp. 60, 308)

Guardiola C.

Detección y compensación de irregularidades de inyección a través de la medida del régimen instantáneo del turbogrupo.

Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 2005.

(citado en p. 54)

Guezennec Y.G. y Hamama W.

Two-zone heat release analysis of combustion data and calibration of heat transfer correlation in an I.C. engine.

SAE Paper 1999-01-0218, 1999.

(citado en pp. 21, 31, 61)

Hampel R., Kurr D. y Shafenaker H.

Electronisches zur digitalen Erfassung und Auswertung von Indikatordiagrammen.

MTZ 36, 2, 1975.

(citado en p. 26)

Harris F.J.

On the use of windows for harmonic analysis with the discrete Fourier transform.

Proceedings of the IEEE, Vol. 66, pp. 51–83, 1978.

(citado en p. 187)

Heywood J.B.

Internal combustion engine fundamentals.

McGraw-Hill, ISBN 0-07-100499-8, 1988.

(citado en pp. 17, 18, 29, 30, 58, 60, 61, 202, 204, 308, 314)

Hiroyasu H. y Arai M.

Structures of fuel sprays in Diesel engine.

SAE Paper 900475, 1990.

(citado en pp. 309, 310)

Hiroyasu H. y Kadota T.

Models for combustion and nitric oxide and soot formation in direct injection Diesel engines.

SAE Paper 760129, 1976.

(citado en p. 29)

Hiroyasu H., Kadota T. y Arai M.

Development and use of a spray combustion modelling to predict Diesel engine efficiency and pollutants emissions (part 1).

Bulletin of the JSME, Vol. 26 n° 214, pp. 569–575, 1983.

(citado en pp. 19, 307)

Hohenberg G.

Definition und Eigenschaften des thermodynamischen Verlustwinkels von Kolbenmaschinen.

Automobil-Industrie, Vol. 4, pp. 15–21, 1976.

(citado en pp. 25, 26, 69, 149, 152, 272, 281)

Hohenberg G.

Experimentelle Erfassung der Wandwarme in Kolbenmotoren (Experimental acquisition of the wall heat in piston engines).

Tesis Doctoral, Technical University of Graz, Graz, Austria, 1980.

(citado en p. 49)

Homsy S.C. y Atreya A.

An experimental heat release rate analysis of a Diesel engine operating under steady conditions.

SAE Paper 970889, 1997.

(citado en pp. 21, 40, 276, 294)

Incropera F.P. y De Witt D.P.

Heat and mass transfer.

John Wiley and Sons, ISBN 0-471-38650-2, 2002.

(citado en p. 261)

Kamimoto T., Akiyoshi M. y Kosaka H.

A numerical simulation of ignition delay in Diesel engines.

SAE Paper 980501, 1998.

(citado en p. 202)

Kamimoto T., Minagawa T. y Kobori S.

A two-zone model analysis of heat release rate in Diesel engines.

SAE Paper 972959, 1997.

(citado en pp. 61, 204)

Klein M. y Eriksson L.

A specific heat ratio model for single-zone heat release models.

SAE Paper 2004-01-1464, 2004.

(citado en p. 204)

Klein M., Eriksson L. y Aslund J.

Compression ratio estimation based on cylinder pressure data.

Control Engineering Practice, Vol. 14, pp. 197–211, 2006.

(citado en p. 22)

Knight B.E.

The problem of predicting heat transfer in Diesel engines.

Proc. Inst. Mech. Engrs., Vol. 179, pp. 99–115, 1964-65.

(citado en pp. 30, 32)

Krieger R.B. y Borman G.L.

The computation of apparent heat release for internal combustion engines.

ASME Paper 66-WA/DGP-4, 1966.

(citado en p. 61)

Kuratle R.H. y Märki B.

Influencing parameters and error sources during indication on internal combustion engines.
SAE Paper 920233, 1992. (citado en p. 42)

Kwon S., Arai M. y Hiroyasu H.

Ignition delay of a Diesel spray injected into a residual gas mixture.
SAE Paper 911841, 1991. (citado en p. 202)

Lancaster D.R., Krieger R.B. y Lienesch J.H.

Measurements and analysis of engine pressure data.
SAE Paper 750026, 1975. (citado en pp. 40, 44, 46, 48, 49, 276, 294)

Lapuerta M.

Un modelo de combustión fenomenológico para un motor Diesel de inyección directa rápido.
Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 1988.
(citado en pp. 16, 18, 19, 239, 307)

Lapuerta M., Armas O. y Bermudez V.

Sensitivity of Diesel engine thermodynamic cycle calculation to measurement errors and estimated parameters.
Applied thermal engineering, Vol. 20, pp. 843–861, 2000.
(citado en pp. 5, 92, 99, 100, 112, 126, 127, 167)

Lapuerta M., Armas O. y Hernández J.J.

Diagnosis of DI Diesel combustion from in-cylinder pressure signal by estimation of mean thermodynamic properties of the gas.
Applied thermal engineering, Vol. 19, pp. 513–529, 1999. (citado en pp. 61, 70, 75, 139)

Lapuerta M., Armas O. y Molina S.

Study of the compression cycle of a reciprocating engine through the polytropic coefficient.
Applied thermal engineering, Vol. 23, pp. 313–323, 2003. (citado en pp. 23, 49, 126, 167)

Leonhardt S., Müller N. e Isermann R.

Methods for engine supervision and control based on cylinder pressure information.
IEEE/ASME Transactions on mechatronic, Vol. 4, pp. 235–245, 1999.
(citado en pp. 21, 59)

Li J., Chae J.O., Park S.B., Paik H.J., Park J.K., Jeong Y.S., Lee S.M. y Choi Y.J.

Effect of intake composition on combustion and emission characteristics of DI Diesel engine at high intake pressure.
SAE Paper 970322, 1997. (citado en p. 202)

Liu Y. y Reitz R.D.

Multidimensional modeling of engine combustion chamber surface temperatures.
SAE Paper 971593, 1997. (citado en pp. 30, 32, 33)

López J.J.

Estudio teórico-experimental del chorro Diesel no evaporativo y de su interacción con el movimiento del aire.
Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 2003.
(citado en pp. 19, 21, 309, 312, 313, 314, 316, 317)

Lyn W.T.

Study of the burning rate and nature of combustion in Diesel engines.

Proceedings of ninth international symposium on combustion, pp. 1069–1082, 1962.

(citado en p. 50)

Macian V.

Contribución al estudio de la influencia del movimiento del fluido sobre la dispersión cíclica y su caracterización.

Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 1984.

(citado en pp. 5, 46, 184, 345)

Martínez S.

Desarrollo de una instalación experimental para el estudio de chorros Diesel evaporativos en atmósfera inerte y reactiva.

Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 2003.

(citado en pp. 17, 307)

Mayer K.P.

Swirl measurements on the stationary flow test bench by means of a momentum meter.

AVL Report, Vol. Memo 618, 1982.

(citado en pp. 35, 36)

Mladek M. y Onder C.

A model for the estimation of inducted air mass and the residual gas fraction using cylinder pressure measurements.

SAE Paper 2000-01-0958, 2000.

(citado en p. 226)

Müller R., Hart M., Truscott A., Noble A., Krötz G., Eickhoff M., Cavalloni C. y Gnielka M.

Combustion pressure based engine management system.

SAE Paper 2000-01-0928, 2000.

(citado en p. 39)

Molina S.

Estudio de la influencia de los parámetros de inyección y la recirculación de gases de escape sobre el proceso de combustión, las prestaciones y las emisiones de un motor diesel de 1.8 litros de cilindrada.

Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 2003.

(citado en pp. 56, 330)

Morel T. y Keribar R.

Heat radiation in DI Diesel engines.

SAE Paper 860445, 1986.

(citado en pp. 29, 30)

Morishita M. y Kushiya T.

An improved method for determining the TDC position in a pV-diagram (first report).

SAE Paper 970062, 1997.

(citado en pp. 26, 28)

Morishita M. y Kushiya T.

An improved method for determining the TDC position in a pV-diagram.

SAE Paper 980625, 1998.

(citado en pp. 26, 28)

Naber J.D. y Siebers D.L.

Effects of gas density and vaporization on penetration and dispersion of Diesel sprays.

SAE Paper 960034, 1996.

(citado en pp. 312, 316)

Neo G.H. y Collings N.

Pressure data analysis of formula one racing engines.

SAE Paper 970061, 1997.

(citado en pp. 40, 49)

Nusselt W.

Die Wärmeübergang in der Verbrennungskraftmaschinen.

Z. Ver. dtsh. Ing., Vol. 67, pp. 692–708, 1923.

(citado en pp. 30, 31)

Oliver E.

Estudio de sistemas de adquisición y tratamiento de datos en motores de combustión interna alternativos.

Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 1991.

(citado en pp. 5, 26, 27, 37, 38, 40, 41, 44, 45, 46, 47, 184, 187, 192, 193, 345)

Olmeda P.C.

Diagnóstico de fallos de motores Diesel mediante el análisis de la oscilación del bloque.

Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 2003.

(citado en p. 20)

Palomares A.

Análisis de imágenes de chorros Diesel.

Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 2001.

(citado en p. 307)

Pastor J.V.

Movimiento del aire en motores Diesel de inyección directa.

Servicio de publicaciones de la UPV, ISBN 84-7721-523-5, 1997.

(citado en pp. 20, 243)

Pastor J.V., Margot X., Gil A. y Donayre J. C.

A methodology to estimate the swirl number at TDC in DI Diesel engines through the combination of CFD and steady flow rig results.

SAE Paper 2004-01-1876, 2004.

(citado en p. 245)

Payri F., Armas O., Desantes R. y Leiva A.

Modelo termodinámico para el diagnóstico experimental del proceso de combustión en motores Diesel de inyección directa (ID).

III Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica, La Habana, 1997.

(citado en p. 61)

Payri F., Benajes J., Galindo J. y Serrano J.R.

Modelling of turbocharged Diesel engines in transient operation. Part 2: wave action models for calculating the transient operation in a high speed direct injection engine.

Proc. Instn. Mech. Engrs. Part D, D06501, Vol. 216, pp. 479–493, 2002.

(citado en pp. 18, 30, 49, 234, 239)

Payri F., Benajes J., Margot X. y Gil A.

CFD modelling of the in-cylinder flow in direct injection Diesel engines.

Computers and Fluids, Vol. 33, pp. 995–1021, 2004.

(citado en pp. 239, 245)

Payri F., Broatch A., Tormos B. y Marant V.

New methodology for in-cylinder pressure analysis in direct injection Diesel engines-application to combustion noise.

Measurement Science and Technology, Vol. 16, pp. 540–547, 2005.

(citado en pp. 21, 197)

Payri F., Desantes J.M. y Corberan J.M.

A quasi-steady model on gas-exchange process, some results.
Motor Sympo'88, Praghe, 1988. (citado en pp. 18, 203, 204)

Payri F., Margot X., Gil A. y Martín J.

Computational study of the heat transfer to the walls of a DI Diesel engine.
SAE Paper 2005-01-0210, 2005. (citado en pp. 19, 241)

Payri F., Margot X., Gil A. y Martín J.

Prediction of heat transfer to the walls in DI Diesel engines.
Proceedings of the 2nd EACC (European Automotive CFD Conference), pp. 197–212, Frankfurt, 2005. (citado en p. 241)

Payri F., Reyes E. y Galindo J.

Analysis and modelling of the fluid-dynamic effects in branched exhaust junctions of I.C.E.
International Journal for Gas Turbine and Power: Transactions of the ASME, Vol. 123, pp. 197–203, 2001. (citado en pp. 18, 30)

Payri F., Torregrosa A., Broatch A. y Monelletta L.

An innovative approach to level reduction and sound quality enhancement of combustion noise in Diesel engines.
International Congress of Innovative Solutions for the Advancement of the Transport Industry TRANSFAC'06, San Sebastian, 2006. (citado en pp. 21, 197)

Pinchon P. y Molinier M.

Calage du PMH des moteurs a piston.
Institut Francais du Petrole, Ref. 30576, Noviembre, 1982. (citado en pp. 26, 27)

Qiong W., Xin Z., Pinwen J. y Jianhua L.

Comparison of radiation model with experiment in a Diesel engine.
SAE Paper 981452, 1998. (citado en p. 30)

Rakopoulos C.D., D.C. Rakopoulos, Giacoumis E.G. y Kyritsis D.C.

Validation and sensitivity analysis of a two zone Diesel engine model for combustion and emissions prediction.
Energy Conversion and Management, Vol. 45, pp. 1471–1495, 2004. (citado en pp. 19, 30, 31, 61)

Randolph A.L.

Methods of processing cylinder-pressure transducer signals to maximize data accuracy.
SAE Paper 900170, 1990. (citado en pp. 45, 46, 194)

Randolph A.L.

Cylinder-pressure-based combustion analysis in race engines.
SAE Paper 942487, 1994. (citado en pp. 47, 48, 49)

Ranz W.E. y Marshall W.R.

Evaporation from drops.
Chemical Engineering Progress, Vol. 48, pp. 141–146, 173–180, 1952. (citado en p. 311)

Rassweiler G.M. y Withrow L.

Motion pictures of engine flames correlated with pressure cards.
SAE Transaction, Vol. 83, pp. 185–204, 1938. Reeditado como SAE Paper 800131, 1980. (citado en pp. 59, 61)

Reitz R.D. y Bracco F.V.

Mechanism of atomization of a liquid jet.

Physics of Fluids, Vol. 25 n°10, pp. 1730–1742, 1982.

(citado en p. 309)

Rodríguez P.

Métodos para la evaluación y medida de los errores en presión y ángulo del ciclo indicativo en motores alternativos.

Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Madrid, Madrid, 1985.

(citado en pp. 26, 148)

Salvador F.J.

Estudio teórico-experimental de la influencia de la geometría de toberas de inyección Diesel sobre las características del flujo interno y del chorro.

Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 2003.

(citado en p. 316)

Sastry G.V.J. y Chandra H.

A three-zone heat release model for DI Diesel engines.

SAE Paper 940671, 1994.

(citado en p. 204)

Sellnau M.C., Matekunas F.A., Battiston P.A., Chang C. y Lancaster D.R.

Cylinder-pressure-based engine control using pressure-ratio-management and low-cost non-intrusive cylinder pressure sensors.

SAE Paper 2000-01-0932, 2000.

(citado en pp. 21, 59)

Senecal P.K., Xin J. y R.D. Reitz.

Predictions of residual gas fraction in IC engines.

SAE Paper 962052, 1996.

(citado en pp. 203, 206, 217, 220, 342)

Serrano J.R.

Análisis y modelado del transitorio de carga en motores turboalimentados de encendido por compresión.

Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 1999.

(citado en p. 94)

Shi S.X. y Sheng H.Z.

Numerical simulation and digital signal processing in measurements of cylinder pressure of internal combustion engines.

IMechE, Vol. C20/87, pp. 211–218, 1987.

(citado en pp. 193, 194)

Shimasaki Y., Kobayashi M., Sakamoto H., Ueno M., Hasegawa M., Yamaguchi S. y Suzuki T.

Study on engine management system using in-cylinder pressure sensor integrated with spark plug.

SAE Paper 2004-01-0519, 2004.

(citado en p. 40)

Siebers D.L.

Liquid-phase fuel penetration in Diesel sprays.

SAE Paper 980809, 1998.

(citado en p. 312)

Siebers D.L.

Scaling liquid-phase fuel penetration in Diesel sprays based on mixing-limited vaporization.

SAE Paper 1999-01-0528, 1999.

(citado en pp. 312, 315)

Sonntag R., Brechbühl S., Schnepf M. y Wolfer P.

New ways to measure pressure inside Diesel engines without the use of individual bore holes.
THIESEL 2002 Conference on Thermo-and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines, pp. 569–578, 2002. (citado en p. 194)

Spalding D.B.

Combustion and mass transfer.
Pergamon Press, ISBN 0-08-022105-8, 1979. (citado en p. 316)

Stas M.J.

Thermodynamic determination of TDC in piston combustion engines.
SAE Paper 960610, 1996. (citado en pp. 26, 28)

Stas M.J.

An universally applicable thermodynamic method for TDC determination.
SAE Paper 2000-01-0561, 2000. (citado en pp. 26, 28)

Stiesch G y Merker G.P.

A phenomenological model for accurate and time efficient prediction of heat release and exhaust emissions in direct-injection Diesel engines.
SAE Paper 1999-01-1535, 1999. (citado en p. 239)

Taylor C.F. y Toong T.Y.

Heat transfer in internal combustion engines.
ASME Paper, Vol. 57-HT-17, 1957. (citado en p. 30)

Tazerout M., Le Corre O. y Rousseau S.

TDC determination in IC engines based on the thermodynamic analysis of the temperature-entropy diagram.
SAE Paper 1999-01-1489, 1999. (citado en pp. 26, 28, 29)

Thien G.

Entwicklungsarbeiten an ventilkänaalen von Viertakt Dieselmotoren.
Österreichische Ingenieur Zeitschrift, Vol. 9, pp. 292, 1965. (citado en pp. 35, 36)

Thring M.W. y Newby M.P.

Combustion length of enclosed turbulent jet flames.
4th International Symposium on Combustion, pp. 789–796, 1952. (citado en p. 313)

Timoney D.J.

Problems with heat release analysis in DI diesels.
SAE Paper 870270, 1987. (citado en pp. 44, 204, 239, 270)

Tinaut F.V.

Contribución al estudio del proceso de combustión en motores de encendido por compresión de inyección directa.
Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 1986.
(citado en pp. 5, 19, 92, 99, 100, 101, 126, 167, 202, 239, 307, 345)

Tinaut F.V., Melgar A., Laget H. y Domínguez J.I.

Determinación del punto muerto superior de un motor de combustión interna alternativo a partir del régimen instantáneo.
Anales de ingeniería mecánica (XVI Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica, León), Vol. 3, pp. 1925–1930, 2004. (citado en p. 26)

Tippelmann G.

A new method of investigation of swirl ports.

SAE Paper 770404, 1977.

(citado en pp. 35, 36)

Tomaselli L.

Amélioration de la consommation et de la dépollution des moteurs thermiques automobiles par optimisation des systèmes de refroidissement.

Tesis Doctoral, Universidad de Poitiers, Poitiers, 2000.

(citado en pp. 30, 33)

Torregrosa A.J., Olmeda P., Degraeuwe B. y Reyes M.

A concise wall temperature model for DI Diesel engines.

Applied Thermal Engineering, Vol. 26, pp. 1320–1327, 2006.

(citado en pp. 30, 33, 241, 257)

Torregrosa A.J., Olmeda P., Martín J. y Degraeuwe B.

Experiments on the influence of inlet charge and coolant temperature on performance and emissions of a DI Diesel engine.

Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 30, pp. 633–641, 2006. (citado en p. 240)

Turns S.R.

An introduction to combustion. Concepts and applications.

McGraw-Hill, ISBN 0-07-911812-7, 1996.

(citado en p. 311)

Urchueguía J.

Metodología de caracterización fluidodinámica de culatas basada en anemometría láser-Doppler.

Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 1992.

(citado en pp. 16, 33)

Van Aken A.

Adapter errors in indicator diagrams of combustion engines.

IMEchE, Vol. 191,8/77, pp. 125–134, 1977.

(citado en pp. 45, 194)

Watson N., Pilley A.D. y Marzouk M.

A combustion correlation for Diesel engine simulation.

SAE Paper 800029, 1980.

(citado en pp. 19, 92, 239)

Whitehouse N.D. y Way R.J.B.

A simple method for the calculation of heat release rates in Diesel engines based on the fuel injection rate.

SAE Paper 710134, 1971.

(citado en pp. 31, 239)

Wiebe I.

Halbempirische Formel für die Verbrennungs-Geschwindigkeit.

Verlag der akademie der Wissenschaften der Vd SSR (Academia de las ciencias de la URSS),

Moscow, 1956.

(citado en pp. 19, 94, 239)

Wlodarczyk M.T.

High accuracy glow plug-integrated cylinder pressure sensor for closed loop engine control.

SAE Paper 2006-01-0184, 2006.

(citado en p. 39)

Wlodarczyk M.T.

High accuracy glow plug-integrated cylinder pressure sensor for closed loop engine control.

SAE Paper 2006-01-0184, 2006.

(citado en p. 194)

Worm J.

An evaluation of several methods for calculating transient trapped air mass with emphasis on the "Delta P" approach.

SAE Paper 2005-01-0990, 2005.

(citado en pp. 226, 228)

Woschni G.

A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine.

SAE Paper 670931, 1967.

(citado en pp. 4, 27, 30, 31, 32, 64, 65, 208)

Woschni G.

Die Berechnung der Wandverluste und der thermischen Belastung der Bauteile von Dieselmotoren.

MTZ 31/12, pp. 491–499, 1970.

(citado en pp. 4, 64, 65, 208)

Yamanaka T., Esaki M. y Kinoshita M.

Measurement of TDC in engine by microwaves technique.

IEEE transaction, Vol. MTT-33, 12, 1985.

(citado en pp. 24, 26)