

UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA
DEPARTAMENTO DE MÁQUINAS Y MOTORES TÉRMICOS



**Aportación al modelado de emisiones y
consumo basado en la señal de presión en
el cilindro en motores Diesel**

TESIS DOCTORAL

Realizada por:

D. Daniel García Sarmiento

Dirigida por:

Dr. D. Jaime Martín Díaz

Valencia, Enero de 2016

TESIS DOCTORAL

APORTACIÓN AL MODELADO DE EMISIONES
Y CONSUMO BASADO EN LA SEÑAL DE
PRESIÓN EN EL CILINDRO EN MOTORES
DIESEL

presentada por

DANIEL GARCÍA SARMIENTO

en el

DEPARTAMENTO DE MÁQUINAS Y MOTORES
TÉRMICOS DE LA UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE
VALÈNCIA

Para la obtención del grado de

DOCTOR POR LA UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE
VALÈNCIA

Valencia, Enero de 2016

TESIS DOCTORAL

APORTACIÓN AL MODELADO DE EMISIONES
Y CONSUMO BASADO EN LA SEÑAL DE
PRESIÓN EN EL CILINDRO EN MOTORES
DIESEL

Realizada por: D. Daniel García Sarmiento
Dirigida por: Dr. D. Jaime Martín Díaz

TRIBUNAL CALIFICADOR:

Presidente: Dr. D. Jesús Benajes Calvo
Secretario: Dr. D. Octavio Armas Vergel
Vocales: Dr. D. Francisco Vera García

Vocales suplentes:

Dr. D. Francisco Payri González
Dr. D. Andrés Melgar Bachiller
Dr. D. Magín Lapuerta Amigo

Valencia, Enero de 2016

Resumen

En los últimos años se han desarrollado diversos trabajos de modelado de NO_x , hollín y consumo de combustible en motores Diesel, Algunos de ellos enfocan el problema mediante la determinación de las relaciones entre los parámetros de entrada y las salidas del motor siguiendo un enfoque causa-efecto basado en la experimentación. En el extremo contrario, también son habituales los modelos más o menos complejos que abordan el problema teniendo en cuenta toda la física implicada en los fenómenos relevantes. Sin embargo, no son muy habituales los modelos que utilizan la información de la señal de presión en el cilindro como entrada fundamental para caracterizar los fenómenos que van a determinar las prestaciones del motor en términos de emisiones y consumo. El presente trabajo tiene como objetivo fundamental explorar el potencial de dicha señal para modelar, junto con otras variables medias del motor, las emisiones y prestaciones. Para ello se han empleado dos enfoques: el primero semi-empírico en el que se combinan sub-modelos fenomenológicos sencillos con correcciones empíricas, y otro puramente empírico basado en correlaciones estadísticas. Los modelos semi-empíricos propuestos permiten obtener las emisiones de NO_x en el escape basándose en la ley de liberación de calor y la temperatura adiabática de llama e incluyen sendas correcciones para tener en cuenta el fenómeno de “reburning” y las emisiones locales en puntos nominales de referencia. Por otro lado, la estimación del consumo se basa en el cálculo de los parámetros efectivos a partir de los indicados y las pérdidas mecánicas. Estas son obtenidas con sub-modelos específicos para la fricción en los contactos de los elementos con movimiento relativo y de accionamiento de auxiliares. Los modelos empíricos de NO_x , hollín y consumo se basan en la metodología de Diseño de Experimentos y de Superficie de Respuesta que, con un enfoque estadístico, permite ajustar expresiones matemáticas en función de diferentes variables de entrada (tanto relacionadas con la renovación de la carga como con la inyección) y ángulos característicos de combustión. El modelo ha permitido cuantificar el efecto de usar la señal de presión experimental para obtener los ángulos de combustión, frente a la alternativa de modelarlos sólo con las entradas. Finalmente, se presentan dos aplicaciones de los modelos propuestos donde, en primer lugar, se ha evaluado sus prestaciones en condiciones transitorias, y en segundo lugar, se han empleado para realizar una optimización multi-objetivo para reducir simultáneamente emisiones y consumo.

Resum

En els últims anys s'han desenvolupat diversos treballs de modelatge de NO_x , s'utge i consum de combustible en motors dièsel. Alguns d'ells enfoquen el problema mitjançant la determinació de les relacions entre els paràmetres d'entrada i d'eixida del motor amb un enfocament causa-efecte basat en l'experimentació. D'una altra banda, també són habituals els models més o menys complexos que aborden el problema tenint en compte tota la física implicada en els fenòmens rellevants. No obstant això, no són molt habituals els models que utilitzen informació del senyal de pressió en el cilindre com a entrada fonamental per caracteritzar els fenòmens que determinen les prestacions del motor en termes d'emissions i consum. El present treball té com a objectiu fonamental explorar el potencial d'aquest senyal per a modelar, juntament amb altres variables promedi del motor, les emissions i prestacions. Per això s'han emprat dos enfocaments: el primer semi-empíric en el qual es combinen sub-models fenomenològics senzills amb correccions empíriques, i un altre purament empíric basat en correlacions estadístiques. Els models semi-empírics proposats permeten obtenir les emissions de NO_x en el escapament basant-se en la equació d'alliberament de calor i la temperatura adiabàtica de flama i inclouen sengles correccions per tindre en compte el fenomen de "reburning" i les emissions locals en punts nominals de referència. D'una altra banda, l'estimació del consum es basa en el càlcul dels paràmetres efectius a partir dels indicats i les pèrdues mecàniques. Aquestes són obtingudes amb sub-models específics per a la fricció en els contactes dels elements amb moviment relatiu i d'accionament d'auxiliars. Els models empírics de NO_x , s'utge i consum es basen en la metodologia de Disseny d'Experiments i de Superfície de Resposta que, amb un enfocament estadístic, permet ajustar expressions matemàtiques en funció de diferents variables d'entrada (tant relacionades amb la renovació de la càrrega com amb l'injecció) i angles característics de combustió. El model ha permès quantificar l'efecte d'usar el senyal de pressió experimental per obtindre els angles de combustió, davant l'alternativa de modelar utilitzant les entrades. Finalment, es presenten dues aplicacions dels models proposats on, en primer lloc, s'ha avaluat les seues prestacions amb condicions transitòries, i en segon lloc, s'han emprat per a realitzar una optimització multi-objectiu per reduir simultàniament emissions i consum.

Abstract

In the last years, many modelling works of NO_x , soot and fuel consumption in Diesel engines have been developed; some of them approach the problem determining the interactions between the engine inputs and outputs, following a causal approach based on experimentation. On the opposite side, it is common to find more or less complex models that address the problem taking into account all the physical phenomena related. Nevertheless, it is not usual the use of in-cylinder pressure as a fundamental signal to characterise the process to determine the engine performance in terms of emissions and fuel consumption. The present work has as main goal to explore the potential of such signal to use it with a few mean variables in order to model emissions and performance. Based on that, two approaches were raised: the first is semi-empirical combining a simple phenomenological sub-model with empirical corrections, the other approach consider a purely empirical correlations based on statistics. The proposed semi-empirical models allows to obtain NO_x emissions in the exhaust based on heat release law and flame adiabatic temperature, including corrections to take into account the “reburning” phenomena and the local emissions in nominal reference points. On the other hand, the consumption estimation is based on the effective parameters calculation from indicated parameters and mechanical losses. These are obtained with specific sub-models of friction between the contact surfaces with relative movement and auxiliary devices power. Regarding the NO_x , soot and fuel consumption empirical models, these are based on Design of Experiment and Response Surface Methodology, in which with an statistical focus, allows to fit mathematical expressions as function of some input variables (from injection and air path systems) and combustion burnt angles. The model has allowed quantifying the effect of using in-cylinder pressure signal to obtain the combustion burnt angles, facing the alternative to model it only taking into account the inputs. Finally, two applications of the model were presented: in one side, their performance was evaluated in transient conditions. On the other hand, the models have been used to perform a multi-objective optimisation to reduce emissions and fuel consumption simultaneously.

A mis tres M: Marc, Marielena y Mery

Agradecimientos

En primer lugar quiero darle las gracias a mi director, Jaime Martín Díaz quien me brindó la oportunidad de trabajar con él en el tema que queda plasmado en el presente trabajo de tesis doctoral, ha sido una experiencia enriquecedora y de la que me llevo muchos conocimientos y aprendizajes que me están siendo muy útiles a día de hoy. Gracias por cultivar una visión crítica de las cosas y de siempre hallar un porqué ya que para mí de eso va la ciencia. Quiero extender mi agradecimiento a Francisco Payri y a la dirección del CMT- Motores Térmicos por haberme permitido completar mi formación doctoral en uno de los centros de referencia del área en Europa y el Mundo. Por otro lado quisiera dar un especial agradecimiento a Carlos Guardiola, Santi Molina, Javi López y Ricardo Novella por haber sido los referentes y víctimas de mis consultas, y por haberme brindado la oportunidad de publicar con ellos. Al personal administrativo y de secretaría del departamento, que siempre con mucho profesionalismo y amabilidad me ayudaron a resolver engorrosos procesos de papeleos a lo largo de estos años. A los técnicos, Toni, Gabri y Berni, gracias por vuestra paciencia y esmero en los bancos. Mi reconocimiento y agradecimiento a Gerard Bertomeu, a Jordi Alcaráz y a Dani Santiago por su inestimable ayuda a través de sus pfc. Una especial mención quiero hacer a Ricardo Carreño quien gracias a su desinteresada, amable y profesional ayuda pude avanzar en muchos temas de la tesis. Mucha fue la gente con la que compartí a lo largo de estos años, me gustaría nombrarlos a todos pero el espacio no me lo permite, porque gracias a las experiencias que he vivido con cada uno de ellos es que esta etapa fué agradable, llevadera y de crecimiento personal. A Marielena, esta va por ti; gracias por tenerme siempre atado al suelo y que nunca dejaste que perdiera la perspectiva de lo real y de lo importante. Viviste y padeciste todo esta experiencia con mucho aplomo y siempre con una sonrisa y palabras de aliento incluso en los momentos más difíciles, el éxito de terminar este producto es tan mío como tuyo. A mi hijo Marc por brindarme una alegría y una sonrisa siempre. Por su puesto a mi madre para quien también va dedicado este esfuerzo y quien dedicó su vida a formarme en quien soy y haberme hecho llegar hasta aquí. Y a mi tía Zaida quien también fue un apoyo enorme estos años. Al resto de mi familia y finalmente a los que no están y/o se quedaron en el camino, que se que velaron por mí en todo momento para llegar a buen término.

"Yo no sé cómo es el alma, pero si es que existe, los motores deben tener una porque se quejan, se desesperan, se rebelan y se comportan como niños a los que se forma, día a día".

Enzo Ferrari

Empresario y fundador de la Scuderia Ferrari

Índice general

1. Introducción	1
1.1. Justificación	1
1.2. Objetivos	8
1.3. Metodología	9
1.4. Estructura de la tesis	13
Bibliografía	15
2. Estado del arte del modelado basado en la señal de presión en el cilindro	17
2.1. Introducción	18
2.2. Emisiones y consumo en motores Diesel de inyección directa . .	19
2.2.1. Aspectos generales de la combustión Diesel convencional	19
2.2.2. Formación de emisiones contaminantes	22
2.2.2.1. NO_x	23
2.2.2.2. Partículas	25
2.2.2.3. CO_2	29
2.2.2.4. Otras emisiones	29
2.2.3. Consumo específico en motores Diesel	32
2.2.4. Enfoques del modelado de emisiones y consumo	35
2.3. Modelado basado en la presión en cámara	37
Bibliografía	44

3. Herramientas teóricas y experimentales	53
3.1. Introducción	53
3.2. Herramientas teóricas	54
3.2.1. Modelo de diagnóstico de la combustión	55
3.2.2. Diseño de experimentos	58
3.2.2.1. Tipos de diseños experimentales	61
3.2.2.2. Metodología de Superficies de Respuesta	62
3.2.2.3. Optimización	64
3.3. Herramientas experimentales	64
3.3.1. Motor monocilíndrico	65
3.3.2. Motor policilíndrico	69
3.3.3. Equipos de análisis de gases	73
Bibliografía	76
4. Aportación al modelado de emisiones y consumo basado en la presión en el cilindro	79
4.1. Introducción	80
4.2. Modelado semi-empírico	80
4.2.1. Modelado de NO_x	81
4.2.1.1. Parámetros de entrada	82
4.2.1.2. Desarrollo del modelo	83
4.2.1.3. Ajuste del modelo	87
4.2.1.4. Validación del modelo	93
4.2.1.5. Aspectos computacionales	94
4.2.2. Modelado de hollín	95
4.2.3. Modelado de pérdidas mecánicas	97
4.2.3.1. Estimación de pérdidas por fricción	97
4.2.3.2. Estimación de pérdidas por dispositivos auxiliares al motor	112
4.2.3.3. Ajuste del modelo	116

4.2.3.4.	Análisis de tendencias	117
4.2.3.5.	Aspectos computacionales	120
4.3.	Modelado empírico	122
4.3.1.	Metodología	122
4.3.2.	Desarrollo del modelo	124
4.3.2.1.	Definición de las condiciones de operación de referencia	124
4.3.2.2.	Selección de las variables de entradas	127
4.3.2.3.	Cálculo de las superficies de respuesta de los parámetros de cámara	130
4.3.2.4.	Cálculo de las superficies de respuesta de las variables de salida	136
4.3.3.	Aspectos computacionales	142
4.4.	Conclusiones	143
4.A.	Apéndice: Cálculo del mecanismo de reducción de NO_X . .	146
4.A.1.	Reducción de NO_X de los gases recirculados	146
4.A.2.	Reducción del NO_X producido durante el proceso de combustión	147
4.B.	Apéndice: Descripción cinemática y dinámica del mecanis- mo biela-manivela	147
4.B.1.	Estudio Cinemático del mecanismo biela-manivela . . .	148
4.B.2.	Estudio Dinámico del mecanismo biela-manivela	151
	Bibliografía	153
5.	Aplicaciones	159
5.1.	Introducción	159
5.2.	Predicción de emisiones y consumo en condiciones transitorias .	160
5.2.1.	Sincronización de señales	161
5.2.2.	Evaluación de los modelos semi-empíricos	162
5.2.3.	Evaluación de los modelos empíricos	164

5.3. Optimización multiobjetivo de emisiones y consumo de combustible	168
5.3.1. Planteamiento de la optimización y objetivos	170
5.3.2. Función de mérito	174
5.3.3. Resultados y validación	175
5.4. Conclusiones	178
Bibliografía	180
6. Conclusiones y trabajos futuros	183
6.1. Conclusiones	183
6.1.1. Conclusiones relativas al desarrollo de modelos predictivos de NO_x , hollín y consumo	184
6.1.2. Conclusiones respecto a la evaluación del comportamiento de los modelos en condiciones dinámicas	186
6.1.3. Conclusiones relativas a la evaluación del potencial de los modelos para la optimización de los setting de motor	186
6.2. Trabajos futuros	187
Bibliografía	188
Índice bibliográfico	189

Tabla de símbolos

Latinos

c_{bb}	Coefficiente de descarga experimental para el cálculo del gasto de <i>blow-by</i>	$[-]$
C_{W1}, C_{W2}	Constantes de la ecuación de transmisión de calor de Woschni	$[-]$
D	Diámetro del cilindro	$[m]$
F_e	Proporción másica combustible-aire estequiométrica	$[-]$
F_r	Dosado relativo	$[-]$
g_{ef}	Gasto efectivo de combustible	$[\frac{g}{kW_h}]$
h	Coefficiente de película gas-pared	$[W/m^2 K]$
h	Entalpía específica	$[J/kg]$
L_b	Longitud de la biela	$[m]$
L_m	Longitud de la manivela	$[m]$
m	Masa	$[kg]$
\dot{m}	Gasto másico	$[kg/s]$
N	Régimen del motor	$[rpm]$
p	Presión	$[Pa]$
P	Potencia	$[W]$
Q	Calor transmitido a las paredes de motor	$[J], [W], [J/^\circ]$ o $[J/rad]$
R	Constante específica de los gases	$[J/kg K]$
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	$[^\circ]$
β	Ángulo formado entre la biela y la línea paralela del eje del cilindro	$[^\circ]$
η	Rendimiento	$[-]$
γ	Cociente de calores específicos (exponente adiabático)	$[-]$
ρ	Densidad	$[kg/m^3]$
ω_M	Velocidad angular de giro del motor	$[rad/s]$

Subíndices y superíndices

a	Relativo al aire
adm	Relativo a la admisión
ad	Relativo adiabático
amb	Relativo a las condiciones ambientales
bb	Relativo al <i>blow-by</i>
$base$	Relativo a condiciones base
c	Relativo a la carga del cilindro
$carter$	Relativo al cárter
cil	Relativo al cilindro
$comb$	Relativo a la combustión
$cool$	Relativo al refrigerante
dis	Relativo a la disociación
e	Relativo a efectivo
EGR	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>iny</i>	Relativo a la inyección de combustible
<i>max</i>	Valor máximo
<i>min</i>	Valor mínimo
O_2	Relativo a la especie oxígeno
O_2, adm	Relativo a la especie oxígeno en admisión
<i>oil</i>	Relativo al aceite lubricante
<i>pil</i>	Relativo a la inyección piloto
<i>pis</i>	Relativo al pistón
<i>prin</i>	Relativo a la inyección principal
<i>ref</i>	Valor de referencia
<i>W</i>	Relativo al modelo de transmisión de calor de Woschni

Siglas

ANOVA	Análisis de la varianza (del inglés <i>Analysis of Variance</i>)	
CFD	Dinámica de fluidos computacional (del inglés <i>Computational Fluid Dynamics</i>)	
CLD	Detección quimioluminiscente (del inglés <i>Chemiluminescence Detection</i>)	
DOC	Catalizador de oxidación para Diesel (del inglés <i>Diesel Oxidation Catalyzer</i>)	
DoE	Diseño de experimentos (del inglés <i>Design of experiments</i>)	
DPF	Filtro de partículas (del inglés <i>Diesel Particulate Filter</i>)	
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>)	
FSN	Número de fitro de humos (del inglés <i>Filter smoke number</i>)	
DI	Inyección directa (del inglés <i>Direct Injection</i>)	
dFQL	Tasa de calor liberado	$[J/^\circ]$
FQL	Calor liberado acumulado	$[J]$
MCIA	Motor de Combustión Interna Alternativo	

MEC	Motor de Encendido por Compresión	
MEP	Motor de Encendido Provocado	
OBD	Diagnóstico de a bordo (del inglés <i>On-Board Diagnosis</i>)	
pme	Presión Media Efectiva	[bar]
pmi	Presión Media Indicada	[bar]
RNA	Redes Neuronales Artificiales	
RCA	Ángulo de Retraso del Cierre de la(s) válvula(s) de Admisión	[°]
RSM	Metodología de superficies de respuesta (del inglés <i>Response Surface Methodology</i>)	
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

Índice

1.1. Justificación	1
1.2. Objetivos	8
1.3. Metodología	9
1.4. Estructura de la tesis	13
Bibliografía	15

1.1. Justificación

Tradicionalmente los motores Diesel han sido utilizados principalmente para aplicaciones en vehículos pesados y/o de transportes de mercancías, pero el desarrollo de nuevas tecnologías, los precios cada vez más elevados del petróleo y la urgente necesidad de reducir las emisiones de dióxido de carbono (CO_2), principal causante del fenómeno del calentamiento global, ha causado que en los últimos años se haya observado un importante incremento en las ventas de vehículos ligeros equipados con motores Diesel.

Los motores Diesel ofrecen como ventaja una alta eficiencia y bajo consumo de combustible, lo cual repercute en bajos niveles de emisiones de CO_2 (en comparación a un motor de características semejantes de gasolina), además, gracias a su proceso de combustión, menor cantidad de hidrocarburos sin quemar (HC) y monóxido de carbono (CO). Sin embargo, emiten óxido de

nitrógeno (NO_x) y partículas (PM), los cuales son perjudiciales para la salud de los seres vivos y el medio ambiente.

Por las razones descritas, en los últimos 25 años se han implantado en todo el mundo diferentes normas medioambientales para el control de emisiones contaminantes producidas por vehículos equipados con motores de combustión interna alternativos (MCIAs). Específicamente en Europa, tales regulaciones son conocidas como las normas Euro. Estas entraron en vigencia a partir de 1992 marcando estrictas reducciones en los niveles de emisiones y convirtiendo esto en un tema de vital importancia para las empresas fabricantes de vehículos tanto de pasajeros, como comerciales y de transporte pesado [1–3]. La figura 1.1 muestra las progresivas reducciones impuestas por las normas Euro en los motores Diesel de automoción desde su fecha de implantación. Como puede observarse, si se compara la norma vigente (Euro 6b) con la norma Euro 3¹ (primera en la que se fijó separadamente los niveles de NO_x), se observa una reducción en los niveles de NO_x del 84 %, mientras que las emisiones de partículas se han reducido un 96 % desde la norma Euro 1. Esto ha supuesto un reto en el desarrollo de nuevos MCIAs.

Al margen de las emisiones indicadas, la eficiencia en el consumo de combustible ha sido un aspecto que tradicionalmente preocupaba principalmente al usuario. No obstante, el problema del calentamiento global y sus efectos conocidos como el derretimiento de los glaciares, el aumento del nivel del mar en las costas y el aumento del rango de temperaturas en cada estación climática ha puesto el foco de interés en el consumo y las emisiones de CO_2 . Debido a esto, en 1999 la comisión medioambiental de la Unión Europea (UE) propuso un acuerdo voluntario para limitar los niveles de CO_2 producidos por vehículos equipados con MCIAs. Tal acuerdo fue firmado por las principales asociaciones que agrupan a la mayoría de los fabricantes que producen y/o suministran vehículos a la UE (ACEA, JAMA Y KAMA que por sus siglas en inglés son las asociaciones de fabricantes del sector de la automoción de Europa, Japón y Corea del sur respectivamente). El objetivo fue marcado en 140 g/km para 2009, y a pesar de lograr reducciones significativas, ninguna de las tres asociaciones fueron capaces de satisfacer tal objetivo “voluntario”, ya que estas estaban fuertemente orientadas a satisfacer las normas de cumplimiento obligatorio [5]. Tal y como se ve en la figura 1.2, en respuesta a ello, a partir de 2009 se redactaron normas de obligatorio cumplimiento, las cuales fijan los niveles de emisiones de CO_2 con objetivos a medio plazo de 130 g/km

¹En las normas Euro 1 y 2 se fijaban los límites totales de $\text{HC}+\text{NO}_x$. A partir de la aplicación de la norma Euro 3 se fijan límites específicos solo para NO_x

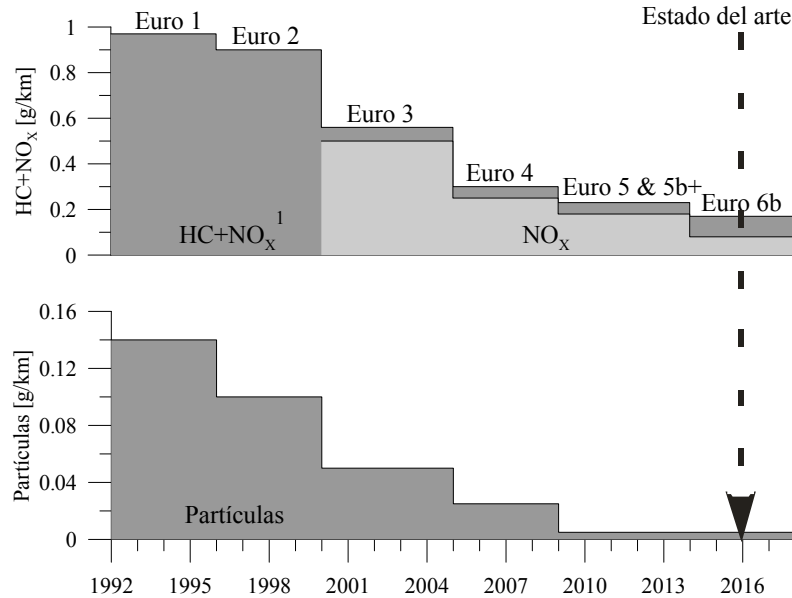


Figura 1.1. Evolución cronológica de las normas europeas (EURO) para la restricción de emisiones contaminantes, NO_x (arriba) y partículas (abajo). Fuente: www.dieselnets.com [4].

antes de 2015 y de largo plazo de 95 g/km para 2020 [6]. Esto ha causado que los fabricantes del sector de automoción cada vez dediquen más esfuerzos y recursos en satisfacer estos objetivos en paralelo con las normas Euro.

En los motores Diesel, el proceso de combustión tiene lugar con mezclas pobres de aire-combustible; debido a esto, alcanzar reducciones importantes en los niveles de NO_x y PM de forma simultánea (a la vez que mantener una alta eficiencia en el consumo de combustible) no es tarea fácil ya que los procesos de formación de estas dos especies responden con tendencias opuestas ante variaciones de determinados parámetros de motor. Así por ejemplo, los NO_x se generan fundamentalmente a altas temperaturas y con dosados locales bajos, mientras que la oxidación de PM se ve favorecida por elevadas temperaturas y fracciones másicas de oxígeno. Debido a este *tradeoff* entre NO_x y PM, es difícil reducir ambas al mismo tiempo. Por otro lado, la mezcla pobre impide el postratamiento de los NO_x mediante sistemas de reducción y las PM no se oxidan eficazmente a las bajas temperaturas del escape. Adicionalmente, el autoencendido en los motores Diesel es un factor decisivo para la generación de ruido durante el proceso de combustión.

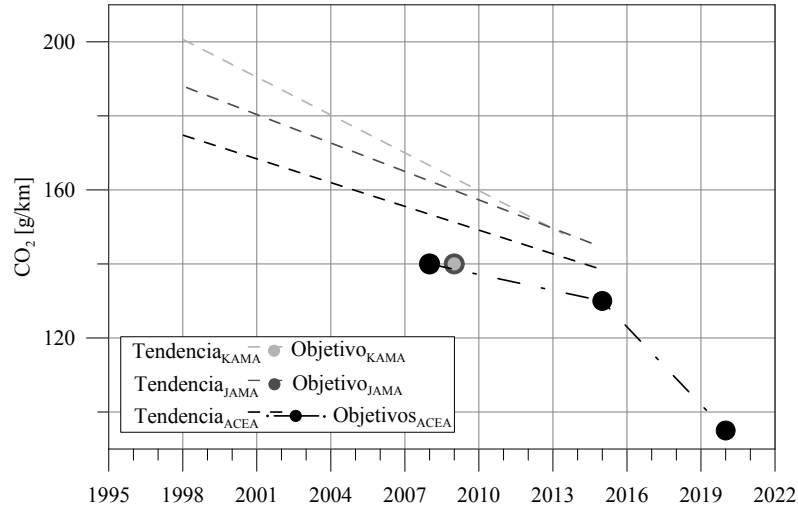


Figura 1.2. Evolución cronológica de las restricciones sobre emisiones de CO_2 impuestas a la ACEA, JAMA y KAMA, para vehículos ligeros que circulen dentro de la UE [5].

Para alcanzar los objetivos de reducción de emisiones que imponen las regulaciones mencionadas, así como la mejora del consumo y la reducción del ruido, un elevado número de novedosas tecnologías han sido incorporadas al desarrollo de los motores Diesel, tales como: altos niveles de recirculación de gases de escape, sistemas electrónicos que permiten múltiples inyecciones y en cualquier instante del ciclo, sistemas de inyección capaces de llegar a presiones muy elevadas (mayores que 2000 bares), combinación de varios métodos de sobrealimentación y nuevas técnicas de post-tratamiento (filtros de partículas -DPF-, sistemas de reducción catalítica selectiva -SCR-) entre otros. Sin embargo, implementar dichas tecnologías dificulta las labores de diseño y puesta a punto de los motores. Es ahí donde el modelado se plantea como una solución eficaz en el proceso de desarrollo de los motores, aportando una considerable reducción de tiempo y recursos invertidos ante la evaluación experimental propiamente dicha. En los últimos años, la progresiva evolución del modelado en motores ha permitido aproximar el complejo problema de predecir las emisiones contaminantes con apreciable nivel de exactitud.

Varias alternativas se pueden plantear para modelar las emisiones en los motores. En el presente trabajo tales alternativas serán englobadas en dos grandes grupos:

- **Modelos semi-empíricos:** simplifican la complejidad de la combustión Diesel y, según Hernández [7], tienen en cuenta el estado termodinámico de la mezcla, evaluando las variables dominantes en el proceso de formación de las emisiones. Estos modelos pueden ser desde modelos cero-dimensionales muy simples hasta modelos complejos con alto nivel de detalle en la explicación de los mecanismos de formación [8], pero fuertemente penalizados en cuanto a la demanda computacional y, por ende, en los tiempos de ejecución. Independientemente de su naturaleza, los modelos semi-empíricos deben ser ajustados a partir de información experimental.
- **Modelos empíricos:** son modelos que se basan exclusivamente en la evidencia experimental y no necesariamente respaldados por ninguna teoría establecida o ley física. La validez y/o aplicabilidad de este tipo de modelos se limita normalmente al rango de datos en el cual fue desarrollado; adicionalmente suelen simplificar la relación causa-efecto entre las variables de entrada y la respuesta ofreciendo tiempos de cálculo reducidos. Son apropiados para aplicaciones donde sea importante obtener la respuesta en tiempo real [9] (por ejemplo aplicaciones orientadas a control, entre otras).

Además, siguiendo la clasificación de técnicas activas y pasivas para el control de emisiones, se pueden considerar dos puntos de vista también en su modelado. Así, el problema puede ser abordado de dos maneras diferentes. Por un lado, enfocando el análisis en los procesos de formación y reducción (según la especie contaminante) en el seno de la combustión dentro del cilindro (a la que afectarán sistemas del motor como la inyección, EGR o sobrealimentación) [10]. Por otro lado, se puede abordar el modelado fuera del cilindro (una vez ya formada la especie contaminante) donde se estudian diferentes técnicas de post-tratamiento tales como sistemas de almacenamiento y/o reducción de NO_x , filtros de partículas, oxidación catalítica, entre otros [11]. El modelado de emisiones siguiendo el primer punto de vista mencionado (se denominará de aquí en adelante estrategias “en cilindro” siguiendo lo propuesto por deRudder [12]) lleva abordándose varias décadas, mientras que el segundo punto de vista se ha desarrollado sobre todo en los últimos 15 años, en paralelo con la generalización de los sistemas de post-tratamiento.

Ambos puntos de vista no son independientes, de hecho mediante modelos predictivos basados en los procesos de formación en cilindro se pueden aportar mejoras a los métodos de post-tratamiento. Algunos ejemplos son la

extensión de la vida útil en el caso de la dosificación de urea para NO_x [13] o la regeneración de la trampa de partículas a través del control de la temperatura en la cámara [14], solo por citar algunas.

A la hora de estudiar las emisiones y el consumo en el motor, las variables medias relacionadas con los sistemas propios o auxiliares del motor como el gasto de aire, combustible y/o temperatura de los fluidos (variables de entrada) son importantes, pero durante la operación del motor en el vehículo pueden no ser del todo sensibles a cambios del proceso de combustión provocado por derivas de sensores o desgaste de sistemas por el envejecimiento. Adicionalmente, los valores de dichas variables suelen ser promedios de varios ciclos y generalmente de todos los cilindros, lo cual impide determinar dispersiones cíclicas y entre cilindros. Debido a esto, es de gran importancia disponer de una variable que aporte información adicional y de manera instantánea sobre el proceso de combustión en el cilindro.

La presión en cámara es una señal fundamental para el estudio de la combustión y siempre ha sido una herramienta clave para la investigación y el monitorizado del motor. El análisis de la presión en el cilindro permite tanto disponer de parámetros para el control de las limitaciones mecánicas como determinar a partir de ella parámetros que permiten caracterizar el proceso de combustión. Para ello, el cálculo de la ley de liberación de calor (FQL) permite conocer cómo y cuándo el combustible es quemado durante el ciclo de operación del motor; este proceso se suele denominar diagnóstico de la combustión a partir de la presión.

El diagnóstico de la combustión se basa en la aplicación de la primera ley de la termodinámica para llevar a cabo un balance de energía dentro del cilindro. Además, es posible obtener otras variables que aportan información para explicar la formación de emisiones contaminantes, tales como la temperatura de los productos de la combustión y la composición de las especies dentro del cilindro.

Debido a estas razones y otras que se presentarán a lo largo del presente trabajo, es interesante plantearse cuál es el potencial y la utilidad de la señal de presión en el cilindro para el desarrollo de modelos predictivos de emisiones y consumo de combustible, fiables y robustos; bien sean de base semi-empírica o completamente empíricos.

El modelado de emisiones contaminantes a través de la información aportada por la presión en el cilindro es una herramienta para mejorar las estrategias de control de los sistemas de inyección y renovación de la carga del

motor, así como los sistemas OBD (*On Board Diagnosis*) que, desde 2005 y según legislación europea, son de obligatoria implementación en los vehículos producidos desde esa fecha ². Con la ayuda de modelos predictivos de emisiones y consumo de combustible, que usen la presión en el cilindro como información fundamental, dichos sistemas pueden operar de forma más eficiente las estrategias que lleven las emisiones y el consumo a los límites establecidos, basándose en información directa de la combustión.

El trabajo desarrollado en esta tesis se enmarca dentro del contexto descrito, y estará enfocado principalmente al modelado predictivo de NO_x , PM y consumo efectivo en motores Diesel mediante modelos de naturaleza semi-empírica y completamente empírica basados en la señal de presión en el cilindro. Así mismo, las diferentes propuestas se compararán teniendo en cuenta aspectos como exactitud, robustez y requerimientos computacionales, entre otros; evaluando también sus potenciales aplicaciones.

Durante el desarrollo y aplicación de los diferentes modelos, se han tenido presente los siguientes trabajos desarrollados anteriormente en el Departamento de Máquinas y Motores Térmicos:

- Hernandez [7] en 2004, desarrolla las herramientas de Redes Neuronales Artificiales o RNA para la predicción de las emisiones y el consumo en motores Diesel, a partir de las condiciones de funcionamiento de motor.
- deRudder [12] en 2007, se centra en la exploración de modos novedosos de operación, caracterizados por niveles de NO_x muy reducidos y bajo nivel de ruido. Estos resultados son alcanzados por medio de una optimización hacia objetivos representativos de un motor con postratamiento de PM, HC y CO.
- Martin [15] en 2007, desarrolla un trabajo encaminado a la mejora del proceso de diagnóstico de la combustión a partir de la señal de presión en el cilindro en los motores Diesel de inyección directa.
- Monin [16] en 2009, caracteriza en detalle el comportamiento de la llama de difusión Diesel con baja concentración de oxígeno, definiendo criterios para llegar a condiciones de formación de hollín prácticamente nula.

²Los sistemas OBD están diseñados para detectar rápidamente fallos en los componentes y sistemas del vehículo que afecten a los niveles de emisiones [7]

Algunos de estos trabajos son afines al tema de investigación de esta tesis [7, 12], otros son fundamentales para el análisis de la señal de presión [15] y otros han permitido profundizar en la comprensión de ciertos procesos que tienen lugar dentro del cilindro [16].

1.2. Objetivos

Tal y como se explicó en la sección anterior, la introducción de normas cada vez más exigentes que obligan a reducir los niveles de NO_x y PM, así como de CO_2 , ha impulsado la profundización en la investigación y desarrollo de novedosas tecnologías y procedimientos de operación en los MCIAs con el propósito de alcanzar los niveles exigidos por tales normativas.

En los últimos años se han desarrollado numerosos trabajos para el modelado de NO_x , PM y consumo de combustible, la mayoría de ellos enfocados en la relación entre los parámetros de entrada del motor y las respuestas a modelar siguiendo un enfoque causa-efecto. Sin embargo, salvo alguna excepción, esto se ha hecho sin tener en cuenta información instantánea relacionada con los procesos en el seno de la combustión. Por tanto, se propone como objetivo fundamental *evaluar el potencial de la señal de presión en cámara para el modelado de emisiones contaminantes y consumo en motores Diesel*.

En dicho marco se plantean los siguientes objetivos específicos:

1. *Desarrollar modelos predictivos de NO_x , hollín y consumo específico de combustible, tomando como señal fundamental la presión en el cilindro p_{cil} y parámetros característicos de la combustión obtenidos de ella.* Con este primer objetivo se pretende evaluar las ventajas de modelar emisiones y consumo, a partir de la información extraída directamente del cilindro. Se tendrán en cuenta dos enfoques para dicho modelado, uno de corte teórico-experimental (semi-empírico) y otro completamente experimental (empírico), comparando sus prestaciones.
2. *Evaluar el comportamiento en condiciones dinámicas de operación de los modelos desarrollados.* Este objetivo está estrechamente relacionado con los resultados obtenidos con el objetivo anterior. Consiste en estudiar el comportamiento en condiciones transitorias de los modelos propuestos como parte de una estrategia orientada a incrementar su aplicabilidad.

Así, se estudiará su uso extrapolando de las condiciones de operación estacionarias en que son ajustados, a condiciones transitorias entre puntos de operación.

3. *Evaluar el potencial de los modelos predictivos propuestos para la optimización de los setting de motor.* Para ello se presentará finalmente una aplicación para ilustrar la utilidad de un modelo predictivo de NO_x , hollín y consumo para prever tendencias ante la variación de variables de entrada del motor, y como mediante funciones de mérito se pueden condicionar las respuestas óptimas.

1.3. Metodología

La metodología seguida para la realización del presente trabajo está marcada por los objetivos planteados en la sección anterior y aborda, con dos enfoques distintos, el modelado de emisiones y consumo de combustible a partir de la presión en el cilindro. En la figuras 1.3 y 1.4 se muestran esquemas detallados del conjunto de pasos seguidos para el desarrollo, ajuste, validación y aplicación de los modelos.

Tradicionalmente el modelado de las variables de respuesta del motor se plantea desde un punto de vista de entrada-salida; el principal aporte de este trabajo consiste en tener en cuenta información intermedia entre entradas y salidas (en la cámara) para mejorar la respuesta predictiva a partir de la caracterización de la combustión. La razón fundamental es que el comportamiento de la combustión se refleja en las salidas o respuestas del motor de forma más sensible que los parámetros de entrada. Como se ha indicado, se siguen dos enfoques para el modelado debido a que, dependiendo del tipo de aplicación a que esté destinado, el modelo deberá tener unas características específicas de robustez, fiabilidad y tiempo de cálculo, entre otras.

La metodología seguida contempla tres grandes etapas que se describen a continuación.

Modelado semi-empírico

Por un lado la metodología plantea el desarrollo de modelos de NO_x , hollín y consumo específico de combustible desde un punto de vista semi-empírico con base física. Así, se tiene en cuenta como están afectadas tales

variables por el proceso de combustión, afinando el ajuste a los resultados experimentales a través de la realimentación con datos empíricos. Se parte de la identificación de las variables de entrada (parámetros de renovación de la carga y de inyección) que más afectan a las emisiones y al consumo y, adicionalmente, se considera la presión en el cilindro como la variable fundamental para la caracterización de la combustión. Mediante el diagnóstico de la combustión se determinarán parámetros como la ley de combustión o la temperatura del gas en la cámara que, junto con la propia presión y otras variables de entrada del motor, alimentarán modelos de formación de NO_x y pérdidas mecánicas que serán propuestos y evaluados.

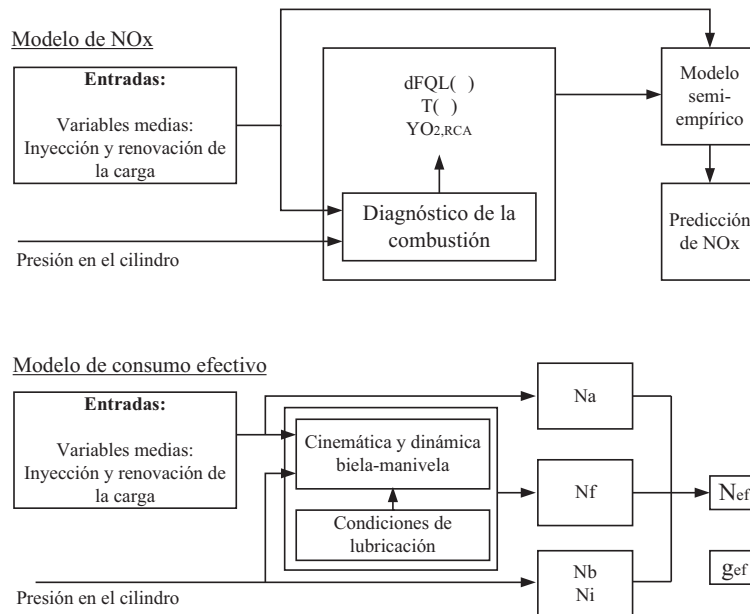


Figura 1.3. Esquema metodológico de los modelos semi-empíricos.

Por otro lado, para modelar el consumo específico de combustible (g_{ef}) mediante este enfoque se ha tenido en cuenta que la presión media indicada (p_{mi}) es mermada por varias pérdidas. En primer lugar por las pérdidas debidas al trabajo negativo de bombeo que deben ejercer los pistones durante la carrera de admisión y escape para renovar la carga (la presión media asociada al fenómeno es la de bombeo, p_{mb}). Otra fuente de disipación son las pérdidas debido a la fricción entre los elementos con movimiento relativo dentro del motor (segmentos, cojinetes y sistema de distribución fundamentalmente).

En el presente trabajo se aborda el cálculo de dichas pérdidas teniendo en cuenta las condiciones de lubricación y la presión instantánea en el cilindro. El tercer término son las pérdidas de accionamiento de elementos auxiliares del motor (bombas de inyección, refrigerante y lubricación entre otros). Todas ellas conforman las pérdidas mecánicas. Finalmente, la presión media efectiva disponible en el eje y el consumo específico de combustible se obtendrán partiendo de la p_{mi} descontando las pérdidas mecánicas.

Modelado empírico

El otro enfoque seguido consiste en el desarrollo de modelos de tipo empírico que permitan predecir NO_x , hollín y consumo específico de combustible desde un punto de vista causa-efecto sin tener en cuenta las leyes físicas que describen o rigen tal relación. Igualmente que en el enfoque semi-empírico, se parte de la identificación de las variables de entrada (parámetros de renovación de la carga y de inyección) y de la presión en el cilindro para obtener los parámetros característicos de la combustión (ángulos de quemado $B\%$, presión máxima p_{max} , gradiente de presión $dp/d\alpha$, entre otros). A diferencia del enfoque anterior, estos parámetros son “observadores” no basados en la física de los procesos. En este punto se propondrán modelos predictivos de NO_x , hollín y consumo con dos alternativas: usar los parámetros de combustión modelados a partir de las entradas (más rápido y no requiere p_{cil} experimental) o los obtenidos a partir de la presión experimental (en ambos casos harán falta otros parámetros de entrada adicionales). De este modo se establecerá cuál es el aporte de p_{cil} a la predicción.

Una vez desarrollados y validados los modelos, estos son sometidos a un estudio comparativo para establecer las diferencias, ventajas y defectos entre ambos enfoques seguidos en el modelado empírico.

Aplicaciones

Llegado a este punto, los modelos desarrollados proporcionan predicciones de emisiones contaminantes y entrega de prestaciones/consumo en motores de encendido por compresión, siguiendo dos perspectivas diferentes. Uno de los mayores aportes de dichos modelos es la posibilidad de identificar tendencias y sensibilidad a los parámetros que controlan los procesos y cómo estos afectan a las respuestas o predicciones para las cuales han sido propuestos.

Tomando en cuenta lo expuesto, se proponen dos aplicaciones de los modelos desarrollados:

presión en el cilindro. Entre dichas restricciones se incluyen la presión máxima y el centrado de la combustión (AQ50), entre otros.

1.4. Estructura de la tesis

El **capítulo 1** presenta la motivación del trabajo de la tesis, así como los objetivos que se persiguen y la metodología a seguir para lograr su consecución. El desarrollo del trabajo se inicia en el **capítulo 2**, donde se presenta un análisis bibliográfico del estado del arte sobre el modelado de emisiones y consumos a partir de la señal de presión en cámara, con ejemplos de aplicaciones y los modelos más notables desarrollados en los últimos años. Al principio de dicho capítulo se sientan las bases teóricas sobre los aspectos fundamentales de la combustión Diesel y la formación de emisiones en estos motores (específicamente NO_X y PM), así como sus prestaciones.

En el presente trabajo se van a presentar varios modelos semi-empíricos y empíricos para cuyo desarrollo es necesario el uso de herramientas teóricas y experimentales, descritas en el **capítulo 3**. Las herramientas teóricas están constituidas, en primer lugar, por el modelo de diagnóstico de la combustión. Dentro de este grupo de herramientas se incluirá el uso de técnicas estadísticas de diseño de experimentos (DoE), que va a permitir maximizar la calidad de los resultados con la mínima carga experimental para lograr un eficiente proceso de modelado. Por otro lado, se presentarán las herramientas experimentales constituidas por varias salas de ensayos de motores con su correspondiente instrumentación empleada para obtener las medidas requeridas.

A partir de los objetivos planteados y una vez obtenida la información experimental, esta será procesada mediante el modelo de diagnóstico de la combustión. Sus resultados, una vez tratados, permitirán el ajuste de los modelos semi-empíricos y empíricos de NO_X , hollín y pérdidas mecánicas que se presentarán en el **capítulo 4**. Para el desarrollo de dichos modelos se utilizará información basada en la física de los fenómenos a modelar (en el enfoque semi-empírico) y ajustes estadísticos (en el enfoque empírico) a partir de la información experimental. En dicho capítulo se evaluarán aspectos como la exactitud que ofrecen y los requerimientos computacionales en cada caso, para así llevar a cabo un estudio comparativo.

Habiendo presentado los modelos desarrollados en el capítulo 4, es importante establecer su potencial. Esto se hará en el **capítulo 5**, donde se describirán dos posibles aplicaciones que abordarán varios aspectos relativos

a la predicción de NO_x , hollín y pérdidas mecánicas. Como se ha descrito, dichas aplicaciones incluirán:

- La evaluación de la capacidad predictiva de los modelos en condiciones transitorias.
- El uso de los modelos para optimizar los *setting de motor cumpliendo objetivos simultáneos de reducción de emisiones contaminantes y reducción de consumo (sometido una de restricciones en las condiciones en la cámara de combustión $-p_{max}, dp/d\alpha\dots-$)*

Por último, en el **capítulo 6** se ofrece una síntesis de las principales conclusiones obtenidas durante el desarrollo del presente trabajo de investigación, así como las sugerencias y líneas directrices para enfocar posibles trabajos futuros.

Es importante indicar que cada capítulo tiene su correspondiente bibliografía (listada por orden de aparición de las citas) y que, para facilitar las consultas al lector, al final del documento se agrupan todas las referencias bibliográficas por orden alfabético, indicando en que páginas han sido citadas.

Bibliografía

- [1] “Council Directive 91/441/EEC of 26 June 1991 on the Approximation of the Laws of the Member States Relating to Measures to Be Taken Against Air Pollution by Emissions from Motor Vehicles”. *Official Journal of the European Union*, pp. 1–106, 08 1991.
- [2] “Council Directive 98/69/EEC of 13 October 1998 on the Approximation of the Laws of the Member States Relating to Measures to be Taken Against Air Pollution by Emissions from Motor Vehicles”. *Official Journal of the European Union*, pp. 1–65, 12 1998.
- [3] “Regulation 715/2007 of the European Parliament and of the Council of 20 June 2007 on Type Approval of Motor Vehicles with Respect to Emissions from Light Passenger and Commercial Vehicles (Euro 5 and Euro 6) and on Access to Vehicle Repair and Maintenance Informations”. *Official Journal of the European Union*, Vol. L171, pp. 1–16, 06 2007.
- [4] “DieselNet: Diesel emissions online”. *Información disponible en <http://www.dieselnets.com>*.
- [5] “How Clean is Your Car Brand?. The car industry’s commitment to the EU to reduce CO₂ emissions: a brand-by-brand progress report”. *T&E publications – European Federation for Transport and Environment*, Vol. 3, pp. 1–8, 10.
- [6] “Regulation 443/2009 of the European Parliament and of the Council of 23 April 2009 Setting Emission Performance Standards for New Passenger Cars as Part of the Community’s Integrated Approach to Reduce CO₂ Emissions from Light-Duty Vehicles”. *Official Journal of the European Union*, Vol. L140, pp. 1–15, 06 2009.
- [7] Hernández L. *Desarrollo de una metodología para la predicción y optimización de emisiones contaminantes y consumo en motores Diesel de automoción mediante Redes Neuronales Artificiales*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 2004.
- [8] C.T. Bowman. *Pollutants from combustion: formation and impact on atmospheric chemistry*. SPRINGER-VERLAG, ISBN:9780792361343, Berlin, 2000.

-
- [9] M. Andersson, B. Johansson A. Hultqvist y C. Noehre. “A predictive real time NO_x model for conventional and partially premixed diesel combustion”. *SAE Paper 2006-01-3329*, 2006.
- [10] D.T. Montgomery y R.D. Reitz. “Effects of multiple injections and flexible control of boost and EGR on emissions and fuel consumption of a heavy-duty Diesel engine”. *SAE Paper 2001-01-0195*, 2001.
- [11] Chaize E., Webster D.E. Krutzsch B. Wenninger G. Weibel M. Hodjati Sh. Petit C. Pitchon V. Kiennemann A. Loenders R. Monticelli O. Jacobs P.A. Martens J.A. y Kasemo B. “Reduction of NO_x in lean exhaust by selective NO_x recirculation (SNR-technique) part II: NO_x storage materials”. *SAE paper 982593*.
- [12] deRudder K. *An approach to low temperature combustion in a small HSDI diesel engine*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 2007.
- [13] Devarakonda M., Parker G. Johnson J.H. y Strots V. “Model-based control system design in a urea-SCR aftertreatment system based on NH₃ sensor feedback”. *International Journal of Automotive Technology*, Vol. 10, pp. 653–662.
- [14] Theis, J. Ura J. y McCabe R. “The Effects of Sulfur Poisoning and Desulfation Temperature on the NO_x Conversion of LNT+SCR Systems for Diesel Application”. *SAE paper 2010-01-0300*, 2010.
- [15] Martín J. *Aportación al diagnóstico de la combustión en motores Diesel de inyección directa*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 2007.
- [16] Monin C. *Caracterización del Proceso de Formación de Hollín en una Llama de Difusión Diesel de Baja Temperatura*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 2009.

Capítulo 2

Estado del arte del modelado basado en la señal de presión en el cilindro

Índice

2.1. Introducción	18
2.2. Emisiones y consumo en motores Diesel de inyección directa	19
2.2.1. Aspectos generales de la combustión Diesel convencional	19
2.2.2. Formación de emisiones contaminantes	22
2.2.2.1. NO _x	23
2.2.2.2. Partículas	25
2.2.2.3. CO ₂	29
2.2.2.4. Otras emisiones	29
2.2.3. Consumo específico en motores Diesel	32
2.2.4. Enfoques del modelado de emisiones y consumo	35
2.3. Modelado basado en la presión en cámara	37
Bibliografía	44

2.1. Introducción

La clave para la optimización de la combustión en motores Diesel DI se basa en la comprensión de los fenómenos que tienen lugar en la cámara de combustión, siendo la presión en cámara una señal idónea para lograrlo [1], con un gran potencial para modelar parámetros de respuesta fiables. El objetivo de este capítulo es dar al lector una descripción del estado del arte del uso de la señal de presión en cámara para el modelado de las emisiones y consumo en un MCIA.

De forma resumida, la estructura de este capítulo es la siguiente:

- Antes de abordar el modelado predictivo propiamente, se hará una descripción de los aspectos fundamentales de la combustión Diesel, así como de los procesos de formación de emisiones contaminantes. Se tratarán a continuación una serie de conceptos básicos relacionados con los parámetros indicados y pérdidas mecánicas que van a determinar el consumo efectivo del motor. De este modo se sentarán las bases para, en capítulos posteriores, proponer modelos para predecir y reducir simultáneamente emisiones y consumo.
- A continuación, se presentarán de forma resumida los posibles enfoques en cuanto al modelado de las emisiones y consumo, incidiendo en las ventajas e inconvenientes de cada uno de los tipos.
- Las relaciones causa-efecto entre los parámetros de entrada que afectan a la combustión Diesel y las salidas (emisiones y consumo) se va a tratar en la tesis teniendo en cuenta una serie de parámetros característicos que permiten describir los fenómenos de la cámara, para lo cual se empleará el diagnóstico de la combustión [1]. Por ello, se hará una revisión bibliográfica de las propuestas basadas en la señal de presión en cámara existentes. Primero, desde un enfoque de diagnóstico y finalmente predictivo. De esta manera se establecerá un contexto global del estado del arte del modelado de emisiones contaminantes y consumo a partir de la presión en cámara, donde se enmarca la propuesta de esta tesis.

Con la información del presente capítulo, se estará en disposición de abordar el proceso de desarrollo de los modelos y sus aplicaciones, que serán tratados en los **capítulos 4 y 5** respectivamente.

2.2. Emisiones y consumo en motores Diesel de inyección directa

Las emisiones contaminantes y el consumo en MCIAs están estrechamente relacionadas con su principio de funcionamiento. En los últimos años se ha generalizado el uso de la inyección directa en los motores de encendido por compresión (MEC), debido a que esta ofrece un mayor rendimiento gracias a sus menores pérdidas de calor si se compara con la inyección indirecta. Esto ha impulsado que casi la totalidad de los MEC que se producen a día de hoy sean de inyección directa, por lo que toda la investigación relacionada se realiza en este tipo de motores.

En los motores Diesel de inyección directa, en los que se centrará este trabajo, el combustible es inyectado a alta presión directamente en la cámara de combustión, iniciándose una serie de procesos físico-químicos relacionados con la atomización, evaporación, mezcla aire-combustible, autoencendido y posteriores fases de combustión. Dichos procesos van a determinar sus emisiones, y rendimiento, como se describe en los siguientes apartados.

2.2.1. Aspectos generales de la combustión Diesel convencional

La combustión del motor Diesel de inyección directa, es un proceso complejo debido a la heterogeneidad, tridimensionalidad y alta transitoriedad de los fenómenos implicados, como describen diversos autores [2–6]. De acuerdo con García [7] la forma más clásica de estudiar la evolución del proceso consiste en comparar la evolución temporal de la tasa de inyección de combustible con la tasa de liberación de calor debido a la combustión, pudiéndose identificar varias fases, como se describe a continuación. Dependiendo del autor, la combustión Diesel convencional se divide en 3 [7, 8] o 4 fases [9], como se indica a continuación:

Fase 1. Retraso al autoencendido.

Tras el comienzo de la inyección de combustible empieza el desarrollo del chorro, el cual va englobando aire de la cámara dando lugar al proceso de mezcla. Los procesos secuenciales que tienen lugar se detallan a continuación:

- *Atomización*: En esta etapa el paso del combustible a través de las toberas hace que la vena líquida deje de formar un medio continuo [7],

fraccionándose en muchas gotas de diferentes tamaños y haciendo que la superficie de contacto con el aire aumente considerablemente fomentando la mezcla de ambos. Cuanto menor es el tamaño de las gotas disgregadas mayor es su relación superficie/masa, mejorándose así el posterior proceso de evaporación [9]. La atomización tiene lugar a partir de cierta separación de la tobera de salida del inyector [10] que depende de las propiedades del combustible y de la tobera, así como de las condiciones de inyección y ambiente. No obstante, según concluye García [7], en las condiciones de motor actuales la fase líquida está disgregada casi desde la salida de la tobera.

- *Coalescencia*: tras la atomización primaria de la vena líquida, las gotas empiezan a tener interacciones con su medio y entre ellas mismas haciendo que se reagrupen formando gotas mayores. También durante esta fase puede tener lugar una atomización secundaria.
- *Englobamiento*: En cuanto la vena líquida se desintegra y a medida que se produce la atomización del combustible, comienza el fenómeno de englobamiento. Este es el mecanismo mediante el cual el chorro inyectado, al interactuar con el gas ambiente, hace entrar este mismo gas dentro del seno del propio chorro. El englobamiento es uno de los fenómenos más importantes ya que caracteriza el proceso de mezcla que controla la combustión. [9, 11, 12].
- *Evaporación*: El combustible ya atomizado en gotas está rodeado de una mezcla de gases (aire fresco y gases recirculados producto de combustiones anteriores) a una temperatura mayor. El englobamiento de gas caliente junto con la difusión de energía y masa entre el líquido y gas que lo rodea determinan el proceso de evaporación, siendo el primero de ellos el controlante por ser más lento. A medida que la transmisión de calor desde el gas caliente eleva la temperatura del líquido hasta su temperatura de vaporización, las gotas de combustible se desintegren y pasan a estado gaseoso [7, 9, 11].

Una vez completados los procesos descritos se obtiene una mezcla de aire más gases recirculados con combustible. Esta mezcla rica no es estable y tras un cierto tiempo desde el inicio de la inyección, desencadena una reacción de autoencendido [7, 9]. La forma en que se da dicho autoencendido depende de varios factores, pero comienzan siendo pre-reacciones de baja intensidad y culminan con el autoencendido rápido de la mezcla, marcando el final de esta

fase. El autoencendido se detecta debido a un crecimiento súbito de la ley de liberación de calor.

Fase 2. Combustión premezclada.

Finalizada la fase de retraso al autoencendido, comienza una fase con características transitorias. Durante esta fase el combustible que se ha mezclado durante la fase de retraso al autoencendido desencadena una reacción de combustión brusca y rápida en un amplio rango de dosados delimitados por los rangos de inflamabilidad [8]. Este proceso provoca una liberación de calor elevada en un intervalo corto de tiempo, originando importantes gradientes de presión en la cámara de combustión [1, 7, 9]. Además, se puede concluir que los parámetros que determinan la intensidad de la combustión premezclada son la tasa de mezcla y el tiempo de retraso.

Una vez que la masa de combustible en premezcla se ha quemado, se puede asegurar que las condiciones en cámara permiten el establecimiento de una reacción auto-sustentada. En esta nueva fase aparece un frente de llama de difusión estable que estructuralmente se mantendrá mientras dure el proceso de inyección.

Fase 3. Combustión por difusión.

Tras la etapa de combustión premezclada, la combustión se extiende hasta que se consume todo el combustible inyectado. El término difusión se refiere a que el combustible y el comburente están inicialmente sin mezclar y el proceso de mezcla y combustión se da simultáneamente. En esta etapa se mantiene el frente de llama establecido en la fase de combustión premezclada, que continua desarrollándose gracias al transporte de masa, energía y cantidad de movimiento debido al campo de velocidades asociado movimiento del chorro. Según Fenolosa [9] en esta fase la estructura de la llama alcanza una quasi-estacionalidad, que se mantiene mientras se siga inyectando combustible.

En esta llama de difusión se alcanzan elevadas temperaturas en el frente de llama, dado que el dosado local es estequiométrico [7]. Esto tendrá importantes repercusiones en la formación de NO_x , como se verá posteriormente. Dependiendo de las condiciones de inyección y en cámara, determinadas por el punto de operación de motor, la combustión por difusión puede tener mayor o menor peso, pero un valor de referencia en los motores actuales rondaría el 80-85 % de la energía del combustible [8].

Dentro de esta fase de difusión, algunos autores consideran la distinción entre fase de difusión cuasiestacionaria y el transitorio final de **combustión**

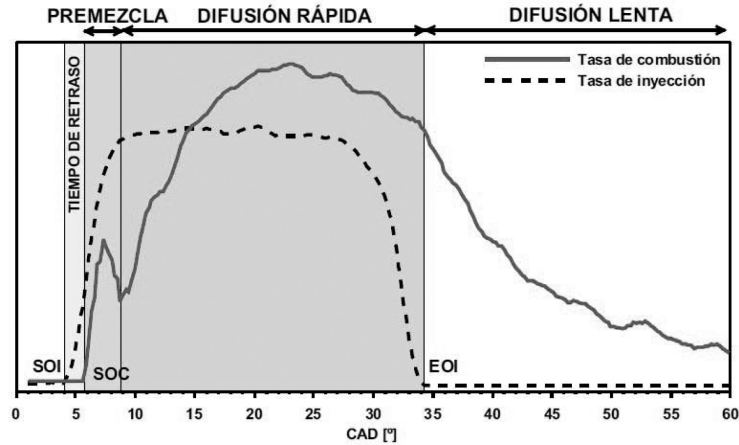


Figura 2.1. Fases de la combustión en función de la tasa de combustión . Fuente: [8].

por difusión lenta una vez que finaliza la inyección de combustible. En esta fase final en la cámara todavía queda combustible sin mezclar y la mezcla se ralentiza debido a que cesa el aporte de cantidad de movimiento del chorro, principal mecanismo de generación de energía cinética turbulenta en el interior de la cámara de combustión [3, 9]. En esta fase final se observa un decaimiento progresivo de la tasa de liberación de calor (ver figura 2.1) originado por el deterioro del proceso de mezcla aire/combustible descrito.

2.2.2. Formación de emisiones contaminantes

En caso de que el proceso de combustión en el motor fuese completo, los productos finales de dicha combustión serían N_2 , H_2O y CO_2 , sin embargo durante la reacción aparecen varias especies contaminantes entre las cuales las más destacadas son: óxidos de nitrógeno NO_x , monóxido de carbono CO , dióxido de carbono CO_2 , partículas PM e hidrocarburos sin quemar HC .

La mejor manera de describir su formación es teniendo en cuenta la cinética química, ya que el modelado de emisiones de escape usando hipótesis de equilibrio proporciona resultados que difieren de los reales. No obstante, integrar dicha cinética dentro de modelos termodinámicos que predigan la evolución en la cámara de forma física no es tarea sencilla, ya que plantear el modelado predictivo de estas especies de forma fiable está limitado por

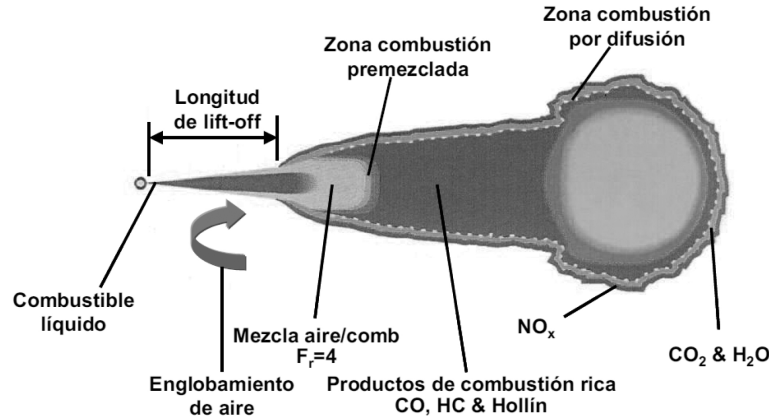


Figura 2.2. Llama Diesel en la fase de combustión por difusión (parte cuasiestacionaria). Fuente: [2, 7].

variables de las cuales no se tiene control pleno y dependen de las condiciones locales de la combustión, como se esquematiza en la figura 2.2.

A continuación se describen los mecanismos cinéticos que gobiernan la formación de los contaminantes indicados, en especial NO_x y partículas, en los que se centrará esta tesis.

2.2.2.1. NO_x

Genéricamente a los diferentes tipos de óxidos de nitrógeno, principalmente NO y NO_2 , se les denomina NO_x . Durante la combustión se produce mayoritariamente NO [13] (y a partir de él NO_2), de modo que el modelado de NO_x se suele simplificar considerando solamente NO [8, 13, 14].

El NO se puede formar a través de cuatro mecanismos [15]: el térmico, el de prompt o súbito, el debido a N_2O intermedio y el debido a la presencia de nitrógeno en el combustible. Se dará una breve explicación de cada uno.

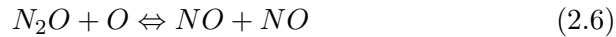
- **Mecanismo térmico o de Zeldovich extendido:** está constituido por tres reacciones, las dos primeras fueron propuestas originalmente por Zeldovich en su trabajo de 1946 [16, 17], posteriormente fue extendido a una tercera reacción [10, 16, 18, 19].





Este mecanismo es el causante principal de la formación de NO. Es debido a la oxidación del nitrógeno del aire y debe su nombre a la elevada energía de activación debido a las grandes fuerzas de enlace del N₂ [15, 18], lo que requiere elevadas temperaturas para su rotura. En los motores Diesel, la alta concentración de oxígeno y las altas temperaturas del frente de llama resultan en una elevada tasa de formación de NO [10, 13]. El NO es térmicamente inestable y reacciona con el oxígeno produciendo NO₂ y N₂O [13, 15]. La cantidad de NO_x que se forma es directamente dependiente de la temperatura de reacción y del tiempo de residencia, así como del volumen de la región a alta temperatura y de los valores locales de A/F [20].

- Mecanismo del N₂O intermedio.** Su importancia se hace latente en la formación de NO a temperaturas menores a 1500 K con dosado pobre. Este mecanismo viene dado principalmente a las reacciones del N₂ molecular del aire con átomos de oxígeno formando N₂O en mezclas pobres [8, 21]. Dicho N₂O, muy inestable, es una vía intermedia para la formación posterior de NO. Lavoie et al. desarrollaron un trabajo [19] donde destacan cuáles son las principales reacciones a tener en cuenta en este mecanismo:



Este proceso tiene una baja energía de activación, por tanto estas reacciones se suelen dar en bajas temperaturas [20].

Según indica Payri [21], tener en cuenta el N₂O como especie integrante de los productos de la combustión adquiere cada vez mayor relevancia en los MEC modernos debido a que estos siguen nuevas estrategias de reducción de NO_x basadas en combustiones altamente premezcladas y con altas tasas de EGR. Con estas técnicas se busca disminuir la temperatura de combustión, limitando la formación de NO y promoviendo la formación de N₂O.

- **Mecanismo prompt o súbito.** Se ha determinado que en las cercanías de la llama las concentraciones de NO son mucho mayores que las que explica el mecanismo térmico [15, 17, 18]. Esto se debe a que en condiciones de dosado rico, el N₂ molecular reacciona con los hidrocarburos formando compuestos intermedios como cianidas (HCN) que reaccionan principalmente con radicales de oxígeno formando NO.



- **Mecanismo del nitrógeno presente en el combustible.** En aplicaciones donde el combustible contiene altos niveles de N₂ (por ejemplo el carbón), este mecanismo debe ser tenido en cuenta. En el caso del gas-oil el contenido de N₂ es muy bajo, con lo cual el efecto de este mecanismo en MEC es casi inexistente [10].

La figura 2.3 muestra un esquema con la importancia de cada uno de los mecanismos comentados en diferentes sistemas de combustión. Como puede apreciarse, en combustión Diesel convencional los mecanismos más importantes son el térmico y el N₂O intermedio [8, 20, 22].

2.2.2.2. Partículas

Las partículas componen un aerosol que se emite con los gases de escape y cuya composición es heterogénea dependiendo del motor y condiciones de operación. Son uno de los problemas fundamentales en los motores con combustión estratificada, y en particular en los motores diesel de inyección directa. Según la normativa europea [23] las partículas se pueden definir como: “todo material que pueda ser acumulado en un medio filtrante una vez diluidos los gases de escape con aire limpio, y a una temperatura que no supere los 52°C”. Las partículas (denominadas en la literatura como PM, del inglés “Particulate Matter”) pueden presentar una amplia variedad en cuanto a composición, estado (con fase sólida o líquida), tamaño y estructura [12].

Para una mayor comprensión acerca de las causas de tal diversidad, se va a describir los procesos involucrados en su formación, partiendo del sustrato inicial (hollín), y como varían sus características morfológicas [21].

Según [11, 12] la generación de **hollín** se puede dar en tres grandes etapas: la formación, la oxidación (de forma simultánea o secuencial a la formación, según el caso) y finalmente la absorción y la condensación en el hollín

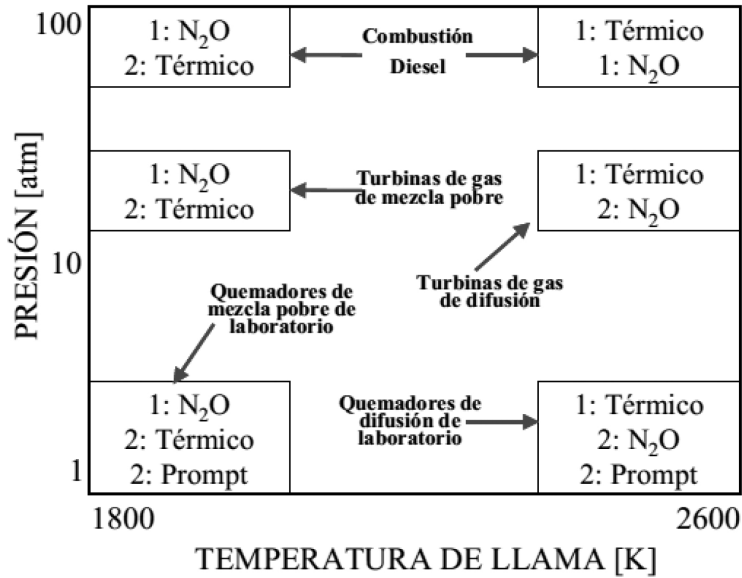


Figura 2.3. Mecanismos de formación de NOx en función de la temperatura de llama y la presión . Fuente: [8].

no oxidado de ciertas sustancias presentes en los gases de combustión debido a la menor temperatura de escape (ver figura 2.4).

La formación de hollín se da en la llama en zonas donde localmente se alcanzan dosados muy ricos [12] (típicamente por encima de 2) y altas temperaturas. La secuencia de procesos en la formación de hollín es: pirólisis, nucleación y crecimiento (superficial, coagulación y aglomeración). La pirólisis es un proceso en el que el combustible sufre una alteración de la estructura molecular a altas temperaturas, degradándose en cadenas más cortas de hidrocarburos policíclicos aromáticos, que en la literatura suelen denominarse como precursores del hollín [9, 11, 12]. Seguidamente empieza el proceso de nucleación, consistente en la formación de las verdaderas partículas de hollín a partir de precursores macromoleculares. Se componen de partículas carbonosas de redes cristalinas con una cantidad muy baja de hidrógeno y con muy poco tamaño (no representan una gran fracción de masa final del hollín), sin embargo su influencia es muy significativa, ya que actúan como núcleos para el posterior crecimiento superficial [11, 12, 21].

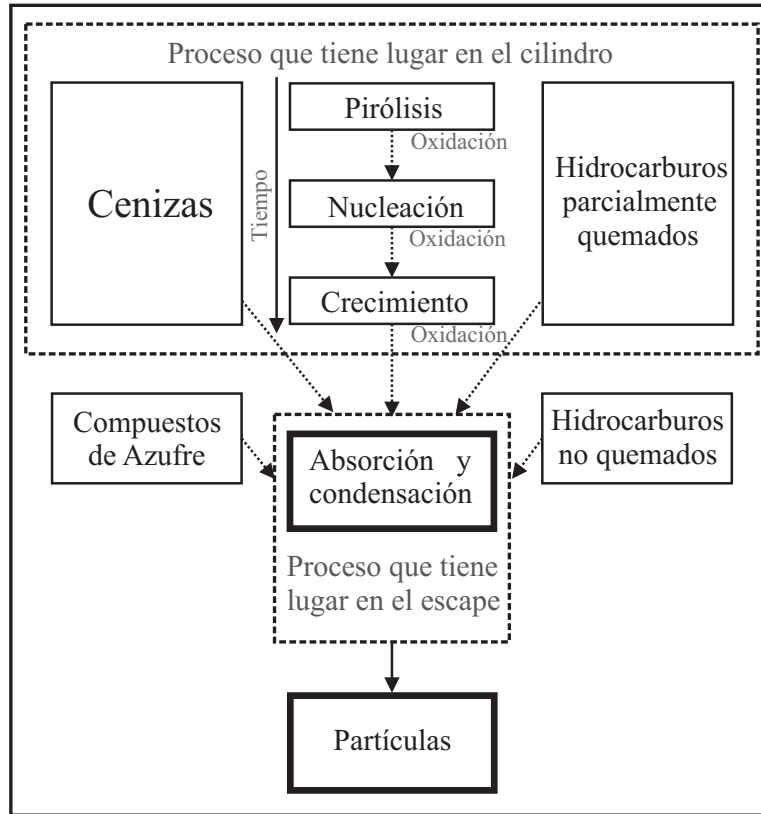


Figura 2.4. Procesos y especies que intervienen en el proceso de absorción y condensación durante la formación de partículas.

El crecimiento superficial consiste en la incorporación de masa en la superficie, durante la cual el número de partículas permanecerá invariable aunque la masa se incrementará de modo que los núcleos de hollín aumentarán desde 1 nm hasta 30 nm [10]. La velocidad de crecimiento varía en función de la reactividad de las partículas, de modo que las recién formadas crecen más rápidamente que las de mayor tiempo debido a un fenómeno de envejecimiento [24]. Al mismo tiempo, va ocurriendo el fenómeno de la coagulación en las partículas más pequeñas y con menor tiempo. Este fenómeno consiste en la unión de dos partículas (normalmente esféricas) a través de una colisión, formando una partícula de mayor tamaño, manteniendo la morfología más o menos esférica y aumentando su masa [25]. Finalmente, la aglomeración con-

siste en el crecimiento gracias a la formación de cadenas de partículas sin que haya fusión entre ellas, como sí ocurre en la coagulación.

La oxidación del hollín consiste en la conversión del carbono e hidrocarburos a productos finales de la combustión (si la combustión es completa CO_2 y H_2O , si no aparecerá CO y hollín no oxidado). Las fuentes de oxígeno para este proceso son el oxígeno presente en el gas admitido, además del oxígeno atómico proveniente de la disociación del gas a altas temperaturas y productos intermedios de la combustión como los radicales hidroxilo OH . El proceso de oxidación se suele dar en la superficie del hollín y puede ocurrir en cualquier etapa de formación del hollín, desde la pirólisis hasta la coagulación [12]. No obstante, según Nagle et al. [26] una condición primordial para determinar si se da o no la oxidación es garantizar que la temperatura de llama sea superior a los 1100K, ya que por debajo de ese valor se da un fenómeno llamado bloqueo térmico y las partículas ya formadas no se oxidan.

La cantidad de hollín presente en el escape dependerá del resultado de la tasa de formación y oxidación descritas. Los modelos predictivos para el modelado de dichas tasas pueden ser empíricos, semiempíricos o de química detallada [8], siendo muy habitual el propuesto por Hiroyasu [27].

Los procesos descritos tienen la secuencia de ocurrencia y los tiempos característicos mostrados en el cuadro 2.1.

Proceso	Escala temporal
Formación de precursores	Pocos μs
Coagulación	0.05 ms después de la nucleación
Formación de partículas primarias	Finalizada la coagulación
Aglomeración	Pocos ms después de la coagulación
Oxidación del hollín	\sim
Ciclo completo de combustión	3-4 ms
Deposición de hidrocarburos	Durante la expansión y el escape

Cuadro 2.1. *Tiempos característicos de los procesos que conducen a la formación de hollín y de partículas para un ciclo completo de combustión en un motor diesel. Fuente: [12].*

Como se ha indicado, el hollín no es el único componente de las partículas, puesto que también forman parte de ellas hidrocarburos procedentes del

combustible y del aceite, cenizas, trazas metálicas y compuestos sulfatados [8]. No obstante, en términos relativos el hollín es su componente mayoritario.

2.2.2.3. CO₂

El dióxido de carbono es una de las especies principales resultantes del proceso de combustión de los hidrocarburos. Aunque su producción está asociada al metabolismo de los seres vivos, su exceso, debido en parte a la combustión en los MCIAs, es uno de los causantes del efecto invernadero. Su formación proviene de la oxidación completa de los hidrocarburos del combustible y su producción, por unidad de masa de combustible quemado, es función de las proporciones H/C y O/C del combustible [21].

El CO₂ producido por los vehículos equipados con motores de combustión interna alternativos no está regulado en la actualidad. No obstante, al estar proporcionalmente relacionado con el consumo de combustible, se ha convertido en una gran preocupación y se están adoptando medidas (hasta ahora voluntarias) por parte de los fabricantes de vehículos para mejorar la eficiencia de sus motores y reducir el CO₂ emitido. Gracias a esto se han puesto en funcionamiento en los últimos años innovaciones como son la hibridización, sistemas de parada momentánea en ralentí, mejora de los sistemas auxiliares y sistemas de baja fricción, además de las mejoras en el proceso de inyección y combustión, que será uno de los puntos clave abordados en esta tesis.

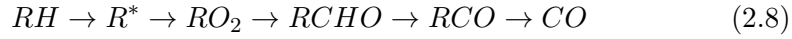
2.2.2.4. Otras emisiones

Además de las emisiones descritas, las siguientes emisiones pueden ser importantes en función del tipo de motor y condiciones de funcionamiento, aunque no serán abordadas en el trabajo de esta tesis.

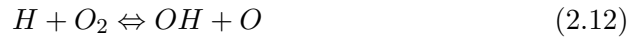
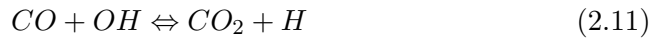
Monóxido de carbono (CO)

El CO es una especie intermedia durante la combustión, de modo que si se dan las condiciones adecuadas el CO es oxidado a CO₂. La eficiencia de dicha oxidación depende de la concentración local de oxígeno (O₂) y de la temperatura [28], lo que hace que este no sea un problema fundamental en los motores diesel con dosados pobres, aunque sí en las condiciones de mezcla rica típica de los MEP [21].

La formación de CO está gobernada por mecanismos cinéticos bajo el siguiente esquema:



donde R son los radicales de los hidrocarburos [15]. El CO formado se oxida de forma lenta a menos que existan especies con átomos de hidrógeno como el radical OH. Teniendo en cuenta la presencia de agua en el proceso de combustión, las reacciones que gobiernan la oxidación de CO son las siguientes:



Debido a la naturaleza heterogénea de los motores diesel, hay dos principales fuentes de formación de CO [8]: la primera viene de zonas con dosado muy pobre con una combustión lenta que entorpece la propagación de la llama. En esta zona se forman productos provenientes de la pirólisis y la oxidación incompleta del combustible. Por otro lado, se encuentran las zonas excesivamente ricas con una baja capacidad de mezcla y en las que no hay suficiente aire para llegar a una oxidación completa.

El CO aparecerá en el escape cuando no sea capaz de recombinarse con el oxígeno durante la expansión o el escape. De forma específica, en los motores Diesel (donde el dosado globalmente es predominantemente pobre) el CO producido tiene más posibilidades de oxidarse antes de emitirse en comparación a los MEP, pero la heterogeneidad de la mezcla, las condiciones locales de presión y temperatura, así como los tiempos de residencia pueden dificultar que se dé la oxidación a CO₂ [8]. Esto ha favorecido que en los últimos años se haya extendido el uso de sistemas de post-tratamiento para su oxidación (DOC -Diesel Oxidation Catalyst-).

Hidrocarburos (HC)

La presencia de HC en los gases de escape está estrechamente relacionada con problemas de combustión incompleta del combustible, lo cual, de entrada, resulta en una disminución en el rendimiento de la combustión. Dado su alto grado de aleatoriedad, no es posible predecir su emisión a través de mecanismos de cinética química, si no que lo mejor para explicar su presencia son las condiciones de funcionamiento que favorecen unos mecanismos de oxidación

del combustible deficientes. En general, la presencia de HC en el escape de los motores Diesel suele ser debida al apagado de llama por efecto “pared”, dosado local extremo (pobre o rico), fugas de escape e insuficiente evaporación del combustible entre otros.

Aunque la normativa actual de emisiones no regula individualmente los diferentes compuestos (agrupándolos a todos como HC), para entender su procedencia se suelen clasificar en dos grandes grupos [10]: los hidrocarburos aromáticos policíclicos o PAH (por sus siglas en inglés), y los hidrocarburos carbonílicos.

Los PAH son compuestos orgánicos con moléculas formadas con dos o más anillos aromáticos, de los cuales al menos dos están unidos y comparten átomos de carbono adyacentes [21]. Los PAH se forman a partir de la pirosíntesis y la pirólisis; como características relevantes tienen una elevada toxicidad y a su vez desempeñan un papel fundamental en la formación del hollín de las partículas.

Por otro lado, los hidrocarburos carbonílicos se componen de compuestos oxigenados tales como: alcoholes, fenoles, aldehídos, cetonas, ácido carboxílico y radicales (hidroxilos, carbonilos y carboxilos). Estos compuestos son propios de las etapas intermedias de la combustión y aunque causan efectos sobre la salud no se considera de gran importancia debido al corto tiempo de reacción en la atmósfera. No obstante, fomentan la formación de ozono y compuestos altamente oxidantes en la baja atmósfera causante del smog fotoquímico.

Óxidos de azufre (SO_X)

El nombre SO_X es el nombre genérico que se le da a diferentes compuestos de la familia de los óxidos de azufre. El azufre es una especie que suele estar presente en los combustibles líquidos de baja calidad. Durante la combustión, si la mezcla es rica se forma mayoritariamente SO_2 , además de HS, H_2S y COS. En cambio si la mezcla es pobre (como suele ser el caso de la combustión diesel convencional) lo que se forma mayoritariamente es SO_3 [21].

En el empleo de nuevas tecnologías para el control de emisiones de cara al cumplimiento de la norma EURO 6b, se están usando trampas de NO_X Lean NO_X Trap (LNT) en los que el sustrato está bañado en una película de óxido de Bario BaO que capta las moléculas de NO_X . El problema asociado a estas trampas es la preferencia por el SO_X sobre el NO_X a ser captado por el sustrato. El SO_2 y SO reaccionan con el sustrato formando sulfatos que envenena la trampa, dichos sulfatos solo se pueden eliminar a través de

un proceso de regeneración o "purga" consistente en exponer periódicamente la trampa a elevadas temperaturas (600-800 °C de forma intermitente con dosados ricos por varios minutos), provocando como consecuencia la formación de H₂S que se libera al ambiente, compuesto altamente desagradable por lo agresivo del olor que emite [29].

Debido al nivel de peligrosidad de los compuestos sulfurados y a los problemas comentados, los combustibles comerciales para automoción deben tener niveles menores a 10 ppm de azufre [30].

2.2.3. Consumo específico en motores Diesel

Entre los parámetros de funcionamiento de un MCI se distingue entre parámetros indicados y efectivos. Los primeros se obtienen del diagrama de indicador (p-V) y son el trabajo (W_i), potencia (N_i), presión media (p_{mi}), rendimiento (η_i) y consumo (g_i) indicados, referidos a las condiciones dentro de la cámara. Aunque su definición no es unánime, la más aceptada consiste en calcularlos a partir de la evolución de la presión en el lazo de alta presión, entre los puntos muertos inferior y superior [10, 21], esta será la asumida en este trabajo. Por su lado, los parámetros efectivos se refieren a las condiciones en el eje (los que finalmente estarán disponibles) y, análogamente a los indicados, son el trabajo (W_e), potencia (N_e), presión media (p_{me}), rendimiento (η_e) y consumo (g_{ef}) efectivos. Estos parámetros se calculan a partir del par medido experimentalmente. La diferencia entre los parámetros indicados y efectivos son los correspondientes a las pérdidas mecánicas (trabajo (W_{pm}), potencia (N_{pm}), presión media (p_{mpm}), rendimiento mecánico (η_m)) que incluyen tanto el bombeo como la fricción en los elementos con movimiento relativo y el accionamiento de auxiliares.

Las definiciones de los parámetros indicados, efectivos y relativos a las pérdidas mecánicas pueden consultarse en [21], pero es de especial interés el consumo efectivo, cuya mejora será objetivo importante de los modelos que se presentarán en esta tesis. Por definición, el consumo específico de combustible g_{ef} (expresado habitualmente en g/kWh) es el cociente entre el gasto de combustible consumido y la potencia efectiva:

$$g_{ef} = \frac{\dot{m}_f}{N_e} \quad (2.13)$$

donde \dot{m}_f es el gasto másico de combustible.

Como describe Uyehara [31] este parámetro indica qué fracción de la entalpía del combustible disponible es convertido en trabajo efectivo en el motor. Su importancia viene dada por el hecho de estar correlacionado directamente con el consumo por distancia recorrida (muy relevante para la autonomía del vehículo en aplicaciones de automoción) y evidentemente por ser directamente proporcional al coste y la cantidad de CO₂ emitido. Además, con la incorporación de nuevos ciclos de homologación de emisiones para vehículos de pasajeros, la capacidad de predecir este parámetro está adquiriendo cada vez más relevancia, ya que se asume que en la próxima norma EU7 empezarán a limitarse las emisiones de CO₂.

En términos de la presión media efectiva, el gasto efectivo puede expresarse como:

$$g_{ef} = \frac{\dot{m}_f}{p_{me} \cdot i \cdot n \cdot V_T} \quad (2.14)$$

donde i es 1 o 0.5 si es un motor 2 o 4 tiempos respectivamente, n es el régimen del motor y V_T es el volumen total desplazado. La presión media efectiva puede expresarse como:

$$p_{me} = p_{mi} - p_{mpm} \quad (2.15)$$

siendo:

$$p_{mpm} = p_{mb} + p_{mf} + p_{ma} \quad (2.16)$$

donde p_{mb} es la presión media de bombeo (calculada como la p_{mi} , pero en el lazo de baja presión), p_{mf} es la presión media de pérdidas por fricción de los elementos con movimiento relativo y p_{ma} es la presión media debido a los dispositivos auxiliares acoplados.

Teniendo en cuenta lo indicado, es evidente que para mejorar el consumo efectivo de un motor alternativo y en particular de uno Diesel, es posible (y habitualmente necesario para conseguir mejoras apreciables) actuar sobre varios subsistemas, de modo que se optimicen p_{mi} y p_{mpm} para obtener la máxima p_{me} posible con una cantidad dada de combustible. Como es sabido, los parámetros indicados y las pérdidas mecánicas (y por consiguiente los parámetros efectivos) cambian fuertemente con el punto de funcionamiento del motor y son sensibles a diversidad de factores. Entre dichos parámetros

destacan el diseño del sistema de renovación de la carga y de inyección, la geometría de la cámara de combustión, el diseño de los elementos involucrados en la transmisión de potencia desde el pistón hasta el eje y el sistema de distribución, así como de los dispositivos auxiliares que estén acoplados al motor y que demandarán trabajo para su funcionamiento.

Respecto a la optimización de la p_{mi} (y demás parámetros indicados), son varias las imperfecciones que hacen que el η_i sea inferior al rendimiento de los ciclos teóricos. Entre estas cabe destacar fundamentalmente el efecto de la forma y centrado de la ley de combustión y, muy relacionada con esta, las pérdidas de transmisión de calor a las paredes de la cámara durante el ciclo cerrado. Otros efectos, como las pérdidas de gas por el *blow-by*, inquemados o distribución tienen un efecto muy inferior, mientras que el efecto del cambio del exponente adiabático con la temperatura es importante pero no puede ser controlado. Así pues, respecto a la optimización del rendimiento indicado, la mejor opción es actuar sobre la ley de combustión, de ahí que el análisis de la señal de presión sea una herramienta fundamental como se mostrará a lo largo de esta tesis.

Por otro lado, el primer componente de las pérdidas mecánicas es el bombeo, cuyo trabajo (W_b) es obtenido integrando la presión en cámara entre los puntos muertos durante el proceso de escape y admisión. Análogamente a los parámetros indicados y efectivos se pueden definir también la potencia requerida para la renovación de la carga (N_b) y, como se ha indicado, la presión media de bombeo (p_{mb}). El bombeo de los MCI está determinado por los procesos de admisión de gases frescos por la admisión y expulsión de productos quemados por el escape. En ellos juegan un papel fundamental tanto los parámetros de diseño del motor relacionados con los colectores, pipas y válvulas, el sistema de sobrealimentación, la distribución y parámetros de funcionamiento, como el régimen y la carga [21].

En cuanto a las pérdidas por fricción, los parámetros controlantes son el régimen de giro y el grado de carga [21], que a su vez determinan el estado térmico del motor, siendo la temperatura del aceite el tercer factor de relevancia [32]. Aunque existen enfoques tribológicos para abordar el cálculo de las pérdidas por fricción en motores [33], muchos otros autores proponen expresiones de tipo empíricas para cada uno de los elementos que generan pérdidas mecánicas en el motor, entre ellos los modelos más referenciados son las propuestas descritas en [10, 34–36]. En esta tesis se harán propuestas con los dos enfoques (ver capítulo 4), donde a partir de la información de la p_{mi} se

estimarán las pérdidas mediante un modelo semiempírico y uno empírico para estimar la *pme* y, a partir de ahí, obtener el consumo efectivo a optimizar.

2.2.4. Enfoques del modelado de emisiones y consumo

Abordar el modelado de emisiones y consumo depende fuertemente del conocimiento de la fenomenología asociada a estas salidas del motor. En general, a la hora de modelar diferentes aspectos de los MCIA, y en particular de los motores Diesel de inyección directa, existen diferentes enfoques [8, 18, 20, 21] que puede ser clasificados en dos grandes familias: modelos físico-químicos y modelos empíricos.

En los primeros se engloban los modelos basados en la descripción de los fenómenos físicos y químicos que intervienen en la combustión (incluyendo cálculos como la composición química y estado termodinámico de la mezcla) u otros procesos del motor. El mayor reto de esta familia de modelos es la dificultad para calcular, con la resolución temporal y espacial necesaria, las condiciones locales para reproducir los fenómenos modelados, como la formación de emisiones. Estos modelos se pueden clasificar a su vez en:

- **Modelos cero-dimensionales (0D):** son modelos basados principalmente en la ley de conservación de la energía y masa en los que se asume homogeneidad espacial de las variables implicadas en el proceso. Estos modelos tienen en cuenta sólo propiedades globales de la mezcla (modelos de una zona) o proporcionan algún tipo de variaciones de composición y temperatura en la cámara de combustión pero asumiendo presión uniforme (modelos de dos o más zonas). Las ventajas principales de este tipo de modelos son su rápido tiempo de cálculo y su sencillez, pero la falta de resolución espacial dificulta su uso para reproducir los fenómenos heterogéneos de la combustión y la formación de emisiones en motores Diesel [8].
- **Modelos cuasi-dimensionales o fenomenológicos:** son modelos que presentan un planteamiento cero-dimensional, pero pueden incluir algún aspecto geométrico característico del proceso (como la geometría del chorro) o detalles espaciales adicionales para alguno de los fenómenos involucrados (atomización, evaporación, mezcla de combustibles, etc.). En el caso de modelar procesos en la cámara, la consideran dividida en varias zonas, haciendo necesaria la resolución de las ecuaciones de

conservación de masa y energía para cada una de éstas. Los modelos cuasi-dimensionales permiten calcular la formación/destrucción de emisiones y tienen un bajo tiempo de cálculo computacional frente a los modelos multidimensionales [13].

Parte de los modelos a proponer en el presente trabajo cumplen las características descritas y serán también denominados a lo largo de la tesis como “**modelos semi-empíricos**”. Se hará uso de este tipo de modelos para predecir los NO_x en la cámara. Con un enfoque más general, algunos de los modelos de pérdidas mecánicas que se propondrán en el capítulo 4, también pueden ser considerados dentro de este grupo, ya que consideran por separado los diferentes fenómenos involucrados y las variables geométricas tendrán un papel fundamental.

- **Modelos multidimensionales:** o basados en CFD (Computational fluid dynamics) son modelos que tienen el potencial de describir individualmente cada uno de los fenómenos físicos y químicos asociados al proceso de inyección-combustión. Se basan en la resolución numérica local de las ecuaciones diferenciales que gobiernan los procesos que ocurren dentro de la cámara de combustión [9]. El desarrollo de este tipo de modelos se remonta a partir de finales de los años 70 y en ellos se suelen utilizar dos marcos de referencia principales: la descripción eulérica continua [37–39] y la descripción lagrangiana discreta [40]. Este último suele ser el más usado debido a que tiene ciertas ventajas desde el punto de vista de solución numérica. En ambos casos se dispone de resolución espacial y temporal fina, lo que suele conllevar una alta capacidad predictiva, así como un gran consumo de recursos de cálculo. Un caso particular del modelado multidimensional es el cálculo unidimensional, sin embargo este enfoque, aunque muy extendido para el estudio de los procesos de renovación de la carga, no suele ser adecuado para el estudio de procesos en la cámara.

Por otro lado, los **modelos empíricos** son aquellos que están basados completamente en los datos de la observación y experimentación y son considerados como conjuntos de ecuaciones heurísticas. Dichas ecuaciones suelen ser la descripción de una relación entre el proceso considerado y las condiciones en que se da, sin ninguna consideración o hipótesis entre variables y, por ende, tampoco ningún principio o teoría basados en la física del fenómeno o variable a modelar. Este tipo de modelos se apoyan habitualmente en el concepto del análisis de regresión.

Los modelos empíricos suelen ser poco versátiles y dependen fuertemente del "entrenamiento o aprendizaje" y del número de condiciones consideradas durante su desarrollo. Existen varios tipos de modelos empíricos [8], por ejemplo los basados en mapas o modelos más complejos basados en regresiones estadísticas [41] o redes neuronales [8]. Respecto a los modelos estadísticos (como los que se propondrán posteriormente), existe la dificultad de elegir la clase de ecuación a ajustar, siendo conveniente conocer anteriormente la física implicada en el problema. Habitualmente, la precisión de las regresiones es alta cuando el número de datos experimentales a usar para modelar es muy elevado.

En el presente trabajo se empleará como método de modelado la combinación de los llamados diseños de experimentos y metodología de superficies de respuestas (DOE y RSM respectivamente por sus siglas en inglés) [42–47]. Ambos métodos están basados en la consideración de las combinaciones más representativas desde un punto de vista meramente estadístico. De este modo se tiene en cuenta una lista completa de parámetros de entrada del motor relacionados con la inyección y la renovación de la carga, así como parámetros propios de la combustión, manteniendo un carga experimental razonable. Considerar el análisis estadístico conlleva la selección de las variables más relevantes de cara a los parámetros de salida (o de respuesta), permitiendo mantener la simplicidad.

En el capítulo 4 se abordará con mayor profundidad el desarrollo específico de los modelos indicados.

2.3. Modelado basado en la presión en cámara

Como se ha indicado, la respuesta del motor (emisiones y consumo) depende de las estrategias seguidas durante su operación como: cantidad de EGR, posición de los álabes de la turbina, números de inyecciones, avance de las inyecciones principales y pilotos, entre otros. Estas variables, sin embargo, no ofrecen información detallada de las relaciones causa-efecto, de los procesos en la cámara de combustión ni de la físico-química involucrada.

Existen diferentes técnicas experimentales para diagnosticar los procesos del motor basándose en la medida experimental de alguna señal instantánea, de tal modo que se pueden calcular parámetros derivados que permiten caracterizar el fenómeno [1, 48]. Esto se puede hacer mediante el modelado con

base física o empírica. Martín [1] clasifica las técnicas de diagnóstico de la combustión en tres tipos:

- Técnicas de detección de funcionamiento anómalo en el motor.
- Técnicas de visualización.
- Modelos termodinámicos de diagnóstico (a través de la presión en cámara).

De ellas, el diagnóstico de la combustión a partir de la señal instantánea de la presión en cámara es la mejor alternativa para monitorizar la combustión, gracias a las siguientes características:

- En comparación con otras técnicas experimentales, como las ópticas, es relativamente sencillo de aplicar e interpretar.
- Permite obtener diferentes parámetros para el análisis de la combustión como la ley de liberación de calor [1, 48, 49] y los parámetros indicados [48].
- Con un hardware potente en la ECU y el uso de modelos relativamente sencillos, es posible plantear aplicaciones en estrategias de control [13, 50, 51]

Los dispositivos de medida de la señal de presión han evolucionado desde los primeros sistemas mecánicos indicadores de muelle débil, presión media o presión máxima, seguido de sistemas electromecánicos, hasta llegar a los actuales sistemas. Aunque en su clasificación Martín [1] incluye tres tipos de sensores para la medida de presión en el cilindro (piezoresistivos, ópticos y piezoeléctricos), lo cierto es que sólo estos últimos tienen buenas prestaciones para la medida fiable y prolongada de la presión en cámara, por lo que son los más utilizados a día de hoy y prácticamente los únicos para aplicaciones de investigación.

Dado que la señal de presión es una información clave para estudiar los procesos en la cámara y las respuestas del motor, el uso de diferentes parámetros obtenidos mediante el diagnóstico de la combustión es habitual en diferentes aplicaciones. A modo de ejemplo no exhaustivo, el cuadro 2.2

Datos obtenidos	Diagnósis relativa
Presión máxima	Carga mecánica
pmi (total o neta)	Estabilidad de combustión (fluctuaciones cíclicas)
	Fallos de encendido
	Pérdida de prestaciones
	Pérdidas por fricción
pmi de baja presión	Pérdidas de bombeo
Vibración de alta frecuencia	Knocking
Gradiente de presión	Ruido de combustión
Ángulo de presión máxima	Eficiencia global
Curva de FQL y ángulos de combustión	Eficiencia de combustión
	Valores cualitativos del escape
	Calidad del sistema de encendido
	Balance de energía
Temperatura del gas	Valores cualitativos del escape
Caudal másico	Llenado del cilindro
	EGR residual en el cilindro
	Reflujo
	Pérdidas de bombeo
Tiempo de retraso	Formación de la mezcla

Cuadro 2.2. Datos obtenidos a partir de la señal de presión en el cilindro y sus uso potencial para diagnóstico [52].

muestra los principales usos para diagnóstico de algunos de los parámetro derivados de la señal de presión.

Aunque el uso de la señal de la presión en el cilindro es excepcional en los MCIA de serie, el desarrollo de sensores más económicos y la regulación más restrictiva hace que se plantee como un alternativa en un futuro, principalmente como apoyo a los diagnósticos OBD de los sistemas de post-tratamiento [52]. Sin embargo, en la investigación de motores actual ya es habitual el uso de diferentes parámetros derivados de la presión para tareas de optimización, regulación y control complejas como la estimación del flujo másico de aire que entra en el motor [50], detección de la combustión [53], detección de fallos [54], control de EGR [55], estimación de par [56] o control de ruido [57]. Así,

el modelado predictivo de emisiones y consumo basado en la señal de presión ha venido en aumento en los últimos años como base de dichas tareas. A continuación se describen varios trabajos relevantes relacionados con la predicción de **prestaciones/consumo**:

- J. Worn [58] hace una evaluación de varios métodos para el cálculo de la masa atrapada en el cilindro, centrándose en el método del “delta P” por su singular utilidad durante puntos de operaciones altamente transitorios.
- H. Ohyama [59] propone una combinación de varios modelos de tipo semi-empíricos para el control de nuevos conceptos de combustión (HC-CI, PCCI...). Lo hace modelando el proceso de admisión, la combustión (incluyendo la termodinámica del proceso) y la transmisión mecánica.
- Docquier y Candel [60] hacen un trabajo de revisión exhaustiva de las posibilidades de la implementación del control de la combustión en varios tipos de motores.
- Schiefer et al. [61] hacen un análisis global del potencial del control de la combustión en el motor en bucle cerrado a partir de la señal de presión en el cilindro, estableciendo las principales señales a obtener que permitan lograr la deseada realimentación de la combustión. Definen que es necesario obtener de forma precisa y en un margen de tiempo por debajo de un ciclo los siguientes parámetros: el pico de presión (magnitud y ubicación), pmi, sobrealimentación, inicio y final de la combustión y finalmente la tasa de calor liberado.
- Corti et al. [62] proponen una metodología basada en la medida de presión en el cilindro que permite corregir la dispersión en tiempo real basado en la ley de liberación de calor. Al igual que el trabajo de Seung-suc [63], con su metodología es posible realimentar el control del par del motor a partir de la señal de presión en el cilindro.
- Lujan et al. [53] consideran el uso de la señal de presión en el cilindro en operaciones en tiempo real. Los autores proponen utilizar un análisis directo de la señal de presión (alternativamente al cálculo de la ley de liberación de calor) para determinar parámetros característicos de la combustión (inicio, final, pico de la tasa de liberación de calor) que pueden ser utilizados para tareas de control. En su estudio se centran en el análisis en el dominio tiempo y frecuencia de la derivada de la presión.

- Las propuestas de [64–66] plantean distintas soluciones para el control de la combustión (en varios modos de combustión convencionales y no convencionales) basados en la ley de liberación de calor o métodos alternativos, bien para modelar parámetros de salida o para disponer de modelos rápidos para tareas de control.
- Reitz y Von der Ehe [44] desarrollaron un trabajo donde a través del uso de metodología de superficies de respuesta ajustan la separación entre inyecciones (ciclo a ciclo), tomando como señal fundamental la presión en el cilindro para realimentar el control de la combustión en bucle cerrado.
- Klos y Kokjohn [67] proponen una metodología donde se controla ciclo a ciclo en LTC, apoyándose en CFD, DoE y RSM como herramientas de trabajo. El control se ejerce sobre el centrado de la combustión [68], así como el pico de presión, regulándolos en valor y posición.
- En el trabajo de Chung et al. [69] además del centrado de la combustión se estima la pmi como parámetro a controlar, basándose en la señal de presión. En este caso se aplican métodos de estimación alternativos al balance de energía e integración del diagrama de indicador con el fin de conseguir menores requerimientos de muestreo y mayor velocidad de cálculo.

Por otro lado, con un mayor grado predictivo, los siguientes trabajos proponen estimar y/o controlar **emisiones y consumo** simultáneamente basándose en la señal de presión en cámara:

- Traver y Atkinson [70] proponen el modelado de emisiones y consumo de combustible a través de modelos predictivos basados en redes neuronales. Estos modelos son entrenados con información de parámetros de combustión obtenidos del diagnóstico de la presión.
- Sellnau et al. [71] proponen el control del motor basado en la estimación de la presión en el cilindro usando un sensor no intrusivo de bajo coste. La propuesta permite controlar el dosado de cada cilindro, así como la tasa de EGR, fallos de encendido y el arranque en frío. Otros ejemplo de trabajo basados en sensores de bajo coste es el propuesto por Alberts, Liu y Lally [72] donde se documenta el desarrollo de un sensor piezoeléctrico dedicado a la detección de picos de presión y reconstruyendo la señal de presión en el cilindro a través de la aplicación de modelos reducidos basados en elementos finitos.

- Atkinson y Mott [73] desarrollaron un modelo dinámico basado en los análisis de estados transitorios del motor para la optimización de los procesos de calibración pensando en la incorporación de dispositivos de post-tratamiento. Los análisis transitorios están basados en DoE y redes neuronales. En este caso se utilizan para el control, parámetros relativos a la presión en cilindro, como salidas no como entradas.
- Hasegawa et al [55] presentan un estudio donde controlan y estabilizan la combustión PCCI basándose en el avance de la combustión obtenido con la presión en el cilindro. Esto se logra controlando la cantidad de combustible y el avance de la inyección, así como la tasa de EGR. En el trabajo optimizan la combustión para, manteniendo bajos niveles de emisiones (propio de la combustión PCCI), conseguir una estabilidad comparable a la combustión convencional.
- Beasley y Landsman [74] proponen una metodología para reducir la dispersión de emisiones, aguas arriba de los dispositivos de postratamiento, a través del control preciso de la combustión mediante la regulación del dosado y la tasa EGR. Para ello utilizan un sensor de presión en el cilindro junto con un acelerómetro. La mayor ventaja de esta metodología es su aplicación a combustiones inestables como lo es la HPCC (de su nombre en inglés *Highly Premixed Charge Combustion*).
- Asprion, Chinellato y Guzzela [75] proponen la mejora de un modelo predictivo semi-empírico de NO_x haciéndolo más preciso, repetitivo y rápido. El modelo de partida está basado en la señal experimental de presión en el cilindro pero en este trabajo los autores proponen modelar el llenado del cilindro, la composición, el proceso de compresión y el retraso del encendido mediante correlaciones simples semi-empíricos y a partir de esta información modelan los NO_x . La optimización del modelo se realiza en un amplio rango de condiciones de operación, manteniendo la exactitud del modelo inicial pero con una mejora del 33 % en la velocidad de cálculo de los NO_x .
- Park et al. [76] presenta el desarrollo de un modelo predictivo de NO_x basado en la presión en el cilindro y datos disponibles en la ECU del motor. La metodología empleada consiste en usar el cálculo CFD y experimentación para obtener predicciones de NO_x en un amplio rango de condiciones nominales. A partir de esta información se utiliza la señal de

presión en cámara para estimar la masa de NO_x en diferentes condiciones de combustión, ciclo a ciclo y en tiempo real.

- Hay trabajos como los de d'Ambrosio et al. [77] y de Quérel et al. [78] que presentan modelos semi-empíricos de NO_x orientados a control. Estos modelos son capaces de hacer estimaciones precisas en condiciones tanto estacionarias como transitorias teniendo en cuenta la máxima temperatura de los gases quemados, el dosado, la masa de combustible inyectado, el régimen del motor y la presión de inyección. La evaluación de la temperatura de la masa quemada se hace mediante un modelo termodinámico de diagnóstico de la combustión de tres zonas en tiempo real [79], aunque hay ejemplos de trabajos semejantes con modelos de una zona [80]. El modelado semi-empírico que se propone en esta tesis se incluye en esta línea de modelado. Otro ejemplo de modelo semi-empíricos basado en presión en cámara que además considera otros parámetros de motor como la posición de pedal, marcha, settings de inyección, régimen motor o masa de aire admitido es el propuesto en [81].
- Aunque escasos, hay algún trabajo basado en la presión en cámara para estimar partículas PM [82]. En dicho trabajo se correla empíricamente dichas emisiones con una serie de variables tanto derivadas del diagnóstico de la combustión como medias. Entre estas variables destaca la cantidad de masa quemada al final de la inyección principal, el dosado, la concentración de oxígeno en la admisión y los settings de inyección.

A modo de resumen, se han presentado una recopilación de trabajos que, a partir de la señal de presión experimental o simulada, obtienen estimadores que, mediante modelos más o menos complejos (desde correlaciones empíricas hasta redes neuronales) predicen prestaciones o consumo y NO_x . Son muy escasos los trabajos orientados a la predicción de partículas u hollín, debido a lo complejo de su fenomenología, como se justificará posteriormente. En el capítulo 4, se van a presentar una serie de propuestas para predecir todos los parámetros comentados tanto con un enfoque empírico como semi-empírico.

Bibliografía

- [1] Martín J. *Aportación al diagnóstico de la combustión en motores Diesel de inyección directa*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 2007.
- [2] J.E. Dec. “A conceptual model of DI Diesel combustion based on laser-sheet image”. *SAE Paper 970873*, 1997.
- [3] F.G. Chmela y G.C. Orthaber. “Rate of heat release prediction for direct injection Diesel engines based on purely mixing controlled combustion”. *SAE Paper 1999-01-0186*, 1999.
- [4] Dec J.E. y Espey C. “Ignition and Early Soot Formation in a DI Diesel Engine Using Multiple 2D Imaging Diagnostics”. *SAE Paper 950456*, 1995.
- [5] Kano M. Saito K. y Basaki M. “Analysis of Mixture Formation of Direct Injection Gasoline Engine”. *SAE Paper 980147*, 1998.
- [6] 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.
- [7] J.M. García. *Aportaciones al estudio del proceso de combustión turbulenta de chorros en motores Diesel de inyección directa*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 2004.
- [8] Hernández L. *Desarrollo de una metodología para la predicción y optimización de emisiones contaminantes y consumo en motores Diesel de automoción mediante Redes Neuronales Artificiales*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 2004.
- [9] C. Fenollosa. *Aportación a la Descripción Fenomenológica del Proceso de Combustión por Difusión Diesel*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 2003.
- [10] J.B. Heywood. *Internal combustion engine fundamentals*. McGraw-Hill Series in Mechanical Engineering. McGraw-Hill, Inc., ISBN.0-07-028637-X, 1988.

-
- [11] J. Arrègle. *Análisis de la estructura y dinámica interna de chorros Diesel*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 1997.
- [12] Monin C. *Caracterización del Proceso de Formación de Hollín en una Llama de Difusión Diesel de Baja Temperatura*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 2009.
- [13] Guardiola C., López J.J. Martín J. y García-Sarmiento D. “Semiempirical in-cylinder pressure based model for NO_x prediction oriented to control applications”. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 31, pp. 3275–3286, 6.
- [14] Arregle J., López J.J. Guardiola C. y Monin C. “Sensitivity study of a NO_x estimation model for on-board applications”. *SAE Paper 2008-01-0640*, 2008.
- [15] C.T. Bowman. *Pollutants from combustion: formation and impact on atmospheric chemistry*. SPRINGER-VERLAG, ISBN:9780792361343, Berlin, 2000.
- [16] Y.B. Zeldovich. “The oxidation of nitrogen in combustion and explosions.”. *ACTA Physicochimica U.R.S.S.*, Vol. 21, pp. 577–628, 1946.
- [17] C.P. Fenimore. “Formation of nitric oxide in premixed hydrocarbon flames.”. *13th symposium international of combustion*, pp. 373–379, 1971.
- [18] Warnatz J. Maas U. y R.W. Dibble. *Combustion - physical and chemical fundamentals, modeling and simulation, experiments, pollutant formation*. SPRINGER-VERLAG, ISBN:978-3-540-25992-3, Berlin, 2006.
- [19] Lavoie G. Heywood J. y J. Keck. “Experimental and theoretical study of nitric oxide formation in internal combustion engines.”. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 1, pp. 313–326, 1970.
- [20] deRudder K. *An approach to low temperature combustion in a small HSDI diesel engine*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 2007.
- [21] F. Payri y J.M. Desantes. *Motores de combustión interna alternativos*. Editorial Reverte, ISBN:978-84-8364-0, 2011.
- [22] Funatsu K. y Nagase K. “Relation between NO_x formation in diesel exhaust and CN band spectra in diesel combustion flames”. *SAE Paper 950610*, 1995.

- [23] “Modificación del reglamento (CE) n o 715/2007 del Parlamento Europeo y del Consejo, sobre la homologación de tipo de los vehículos de motor por lo que se refiere a las emisiones procedentes de turismos y vehículos comerciales ligeros (Euro 5 y Euro 6) y sobre el acceso a la información relativa a la reparación y el mantenimiento de los vehículos”. *Revista oficial de la Unión Europea*, pp. 1–173, 07 2008.
- [24] Fuentes López E. *Caracterización de la influencia de las condiciones de operación de motor sobre la distribución de tamaños de las partículas diesel*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 2006.
- [25] B.S. Haynes y H.G. Wagner. “Soot Formation”. *Progress in Energy Combustion Science*, pp. 229–273, 1981.
- [26] J. Nagle y R.F Strickland-Constable. “Oxidation of carbon between 1000 and 2000 C”. *Progress in Energy Combustion Science*, Vol. 1, pp. 265–325, 1962.
- [27] Hiroyasu H., Kadota T. y Arai T. “Development and use of a spray combustion modelling to predict Diesel engine efficiency and pollutant emissions (Part I: “combustion modelling”)”. *Bulletin of the JSME*, Vol. 26, pp. 569–575.
- [28] Bhavé A., Kraft M. Montorsi L. y F. Mauss. “Sources of CO emissions in an HCCI engine: A numerical analysis.”. *Combustion and Flame*, Vol. 144, pp. 634–641.
- [29] Theis, J. Ura J. y McCabe R. “The Effects of Sulfur Poisoning and Desulfation Temperature on the NO_x Conversion of LNT+SCR Systems for Diesel Application”. *SAE paper 2010-01-0300*, 2010.
- [30] “COMMISSION REGULATION (EC) No 692/2008 of 18 July 2008 implementing and amending Regulation (EC) No 715/2007 of the European Parliament and of the Council on type-approval of motor vehicles with respect to emissions from light passenger and commercial vehicles (Euro 5 and Euro 6) and on access to vehicle repair and maintenance information”. *Official Journal of the European Union*, Vol. L199/1, pp. 91, 07 2008.
- [31] Uyehara O. “Factors that affect BSFC and emissions for Diesel Engines”. *SAE Paper 870343*, 1987.

-
- [32] Payri F., Olmeda P. Martín J. y Carreño R. “Experimental analysis of the global energy balance in a DI diesel engine”. *Applied thermal engineering*, Vol. 89, pp. 545–557.
- [33] Taraza D. Henein N. y W. Bryzik. “Friction Losses in Multi-Cylinder Diesel Engines”. *SAE Paper 2000-01-0921*, 2000.
- [34] Porter B.C., Ball W.F Jackson N.S. y A.D. Pilley. “The friction of a 1.6 litre automotive Engine-Gasoline and Diesel”. *SAE Paper 860418*, 1986.
- [35] R.C. Rosenberg. “General friction considerations for diesel engine design”. *SAE Paper 821576*, 1982.
- [36] I.N. Bishop. “Effect of Design Variables on friction and economy”. *SAE Transaction*, 1965.
- [37] Bracco F.V. “Applications of Steady-State Spray Equations to Combustion Modeling”. *AIAA Journal*, Vol. 12(11), pp. 1534–40, 1974.
- [38] A.A. Harlow F.H. and Amsden. “Numerical calculation of multiphase fluid flow”. *Journal of Computational Physics*, Vol. 17(1), pp. 19–52, 1975.
- [39] Gao Z, Wagner RM Sluder CS Daw CS y JB. Green Jr. “Using a phenomenological computer model to investigate advanced combustion trajectories in a CIDI engine”. *FUEL*, Vol. 90(5), pp. 1907–18, 2011.
- [40] Peng Kärholm F Tao F y N. Nordin. “Three-Dimensional Simulation of Diesel Spray Ignition and Flame Lift-Off Using OpenFOAM and KIVA-3V CFD Codes”. *SAE Paper 2008-01-0961*, 2008.
- [41] Molina S., Guardiola C. Martín J. y Garcia-Sarmiento D. “Development of a control-oriented model to optimise fuel consumption and NO_x emissions in a DI Diesel Engine”. *Applied Energy*, Vol. 119, pp. 405–416, 7.
- [42] Dimopoulos P., Schini A. Eggimann A. y C. Sparti. “Statistical methods for solving the fuel consumption/emission conflict on DI-Diesel engines”. *SAE Paper 1999-01-1077*, 1999.
- [43] D.T. Montgomery y R.D. Reitz. “Effects of multiple injections and flexible control of boost and EGR on emissions and fuel consumption of a heavy-duty Diesel engine”. *SAE Paper 2001-01-0195*, 2001.

- [44] R. Reitz y der Ehe J. Von. “Use of in-cylinder pressure measurement and the response surface method for combustion feedback control in a Diesel engine”. *Proc IMechE PartD. Journal of automob Engineering*, pp. 1657–66, 2006.
- [45] Win Z., Gakkhar R.P. JAin S. y M. Battacharya. “Parameter optimization of a Diesel engine to reduce noise, fuel consumptions and exhaust emission using response surface methodology”. *Proc IMechE PartD. Journal of automob Engineering*, pp. 1181–92, 2005.
- [46] Benajes J., Molina S. deRudder K. y Amorim R. “Optimization towards lowtemperature combustion in a HSDI Diesel engine, using consecutive screenings”. *SAE Paper 2007-01-0911*, 2007.
- [47] D.C. Montgomery. *Response surface methodology: process and product optimization using designed experiments*. Pearson Education Limited, 2004.
- [48] Armas O. *Diagnóstico experimental del proceso de combustión en motores Diesel de inyección directa*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 1998.
- [49] Varnier O. *Trends and Limits of Two-Stage Boosting Systems for Automotive Diesel Engines*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 2012.
- [50] J. Arregle, J.J. López C. Guardiola y C. Monin. “On board NOx prediction in diesel engines: a physical approach, in: Automotive Model Predictive Control: Models, Methods and Applications”. *Lecture Notes in Control and Information Sciences*, 2010.
- [51] M. Andersson, B. Johansson A. Hultqvist y C. Noehre. “A predictive real time NOx model for conventional and partially premixed diesel combustion”. *SAE Paper 2006-01-3329*, 2006.
- [52] Kistler. “Engine Pressure Measurement for Research and Development”. *Engine Combustion Analysis*.
- [53] J. M. Luján, V. Bermúdez C. Guardiola y A. Abbad. “A methodology for combustion detection in diesel engines through in-cylinder pressure derivative signal”. *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 24, pp. 2261–2275, 2010.

-
- [54] 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.
- [55] M. Hasegawa, Y. Shimasaki S. Yamaguchi M. Kobayashi H. Sakamoto N. Kitayama y T. Kanda. “Study on Ignition Timing Control for Diesel Engines Using In-Cylinder Pressure Sensor”. *SAE Paper 2006-01-0180*, 2006.
- [56] Shimasaki Y., Kobayashi M. Sakamoto H. Ueno M. Hasegawa M. Yamaguchi S. y Suzuki T. “Study on engine management system using chamber pressure sensor integrated with spark plug”. *SAE paper 2004-01-0519*.
- [57] 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 Technology*, Vol. 16, pp. 540–547.
- [58] 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.
- [59] Ohyama Y. “Engine Control Using Intake, Combustion and Transmission Models”. *SAE Paper 2001-01-0332*, 2001.
- [60] N. Docquier y S. Candel. “Combustion control and sensors: A review”. *Progress in Energy and Combustion Science*, Vol. 28, pp. 107–150, 2002.
- [61] D. Schiefer R. Maenel y W. Nardoni. “Advantages of Diesel Engine Control Using In-Cylinder Pressure Information for Closed Loop Control”. *SAE Paper 2003-01-0364*, 2003.
- [62] E. Corti D. Moro y L. Solieri. “Measurement Errors in Real-Time IMEP and ROHR Evaluation”. *SAE Paper 2008-01-0980*, 2008.
- [63] S. Oh, D. Kim J. Kim B. Oh K. Lee y M. Sunwoo. “Real-time IMEP Estimation for Torque-based Engine Control using an In-cylinder Pressure Sensor”. *SAE Paper 2009-01-0244*, 2009.
- [64] A.P. Carlucci, D. Laforgia S. Motz R. Saracino y S.P. Wenzel. “Advanced closed loop combustion control of a LTC diesel engine based on in-cylinder pressure signals”. *Energy Conversion and Management*, Vol. 77, pp. 193–207, 2014.

- [65] J.M.S. Mattson y C. Depcik. “Emissions-calibrated equilibrium heat release model for direct injection compression ignition engines”. *Fuel*, Vol. 117, pp. 1096–1110, 2014.
- [66] U. Asad y M. Zheng. “Fast heat release characterization of a diesel engine”. *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 47, pp. 1688–1700, 2008.
- [67] D. Klos y S.L. Kokjohn. “Investigation of the sources of combustion instability in low-temperature combustion engines using response surface models”. *International Journal of Engine Research*, Vol. 16, pp. 419–440, 2015.
- [68] F. Ponti, V. Ravaglioli D. Moro y G. Serra. “MFB50 on-board estimation methodology for combustion control”. *Control Engineering Practice*, Vol. 21, pp. 1821–1829, 2013.
- [69] J. Chung, S. Oh K. Min y M. Sunwoo. “Real-time combustion parameter estimation algorithm for light-duty diesel engines using in-cylinder pressure measurement”. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 60, pp. 33–43, 2013.
- [70] M. L. Traver R.J. Atkinson y C. M. Atkinson. “Neural Network-Based Diesel Engine Emissions Prediction Using In-Cylinder Combustion Pressure”. *SAE Paper 1999-01-1532*, 1999.
- [71] M.C. Sellnau, F.C. Matekunas P.A. Batiston C.F. Chang y D.R. Lancaster. “Cylinder-Pressure-Based Engine Control Using Pressure-Ratio-Management and Low-Cost Non-Intrusive Cylinder Pressure Sensor”. *SAE Paper 2000-01-0932*, 2000.
- [72] T.E. Alberts s. Liu y R.W. Lally. “Investigation of an Inexpensive Piezoelectric Pressure Sensor for Internal Combustion Engine Spark Timing Control”. *SAE Paper 2006-01-0183*, 2006.
- [73] y G. Mott C. Atkinson. “Dynamic Model-Based Calibration Optimization: An Introduction and Application to Diesel Engines”. *SAE Paper 2005-01-0026*, 2005.
- [74] M. Beasley, R. Cornwell P.Fussey R. King A. Noble T. Salamon A. Truscott y G. Landsman. “Reducing Diesel Emissions Dispersion by Coordinated Combustion Feedback Control”. *SAE Paper 2006-01-0186*, 2006.

-
- [75] J. Asprion O. Chinelato y L. Guzzella. “Optimisation-oriented modelling of the NO_x emissions of a Diesel engine”. *Energy Conversion and Management*, Vol. 75, pp. 61–73, 2013.
- [76] W. Park J. Lee K. Min J. Yu S. Parky S. Choa. “Prediction of real-time NO based on the in-cylinder pressure in Diesel engine”. *Energy Conversion and Management*, Vol. 34, pp. 3073–3082, 2013.
- [77] S. dAmbrosio R. Finesso L. Fu A.mittica y E. Spessa. “A control-oriented real-time semi-empirical model for the prediction of NO_x emissions in diesel engines”. *Applied Energy*, Vol. 130, pp. 265–279, 2014.
- [78] C. Quérel O. Grondin y C.Letelier. “Semi-physical mean-value NO_x model for diesel engine control”. *Control Engineering Practice*, Vol. 40, pp. 27–44, 2015.
- [79] R. Finesso y E. Spessa. “A real time zero-dimensional diagnostic model for the calculation of in-cylinder temperatures, HRR and nitrogen oxides in diesel engines”. *Energy Conversion and Management*, Vol. 79, pp. 489–510, 2014.
- [80] I. Arsie R. DiLeo C. Pianese y M. de cesare. “NO_x Estimation in Diesel Engines via In-Cylinder Pressure Measurement”. *Oil and Gas Science and Technology Rev. IFP Energies nouvelles*, Vol. 70, pp. 396–403, 2015.
- [81] S. Formentin M. Corno H. Waschl D. Alberer y S.Savaresi. “NO_x Estimation in Diesel Engines via In-Cylinder Pressure Measurement”. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, Vol. 22, pp. 396–403, 2014.
- [82] R. Finesso D. Misul y E. Spessa. “Development and validation of a semi-empirical model for the estimation of particulate matter in diesel engines”. *Energy Conversion and Management*, Vol. 84, pp. 374–389, 2014.

Capítulo 3

Herramientas teóricas y experimentales

Índice

3.1. Introducción	53
3.2. Herramientas teóricas	54
3.2.1. Modelo de diagnóstico de la combustión	55
3.2.2. Diseño de experimentos	58
3.2.2.1. Tipos de diseños experimentales	61
3.2.2.2. Metodología de Superficies de Respuesta	62
3.2.2.3. Optimización	64
3.3. Herramientas experimentales	64
3.3.1. Motor monocilíndrico	65
3.3.2. Motor policilíndrico	69
3.3.3. Equipos de análisis de gases	73
Bibliografía	76

3.1. Introducción

La incorporación de mejoras en los sistemas de los motores hace que su optimización sea compleja, y solo la combinación de técnicas experimentales

y herramientas de simulación apropiadas pueden conducir a la obtención de buenos resultados en tiempos de desarrollo razonables. Este capítulo está dedicado a las herramientas tanto teóricas como experimentales que han sido utilizadas para el desarrollo de los modelos que se presentarán en el capítulo 4. Con características muy diferentes, las herramientas teóricas son complementarias y cada una presenta ventajas y limitaciones que se detallarán a lo largo del trabajo, mientras que las herramientas experimentales permitirán la realización de las medidas necesarias para el desarrollo, ajuste y validación de los diferentes modelos. Estas herramientas se usarán de forma combinada para cumplir los objetivos planteados.

Por un lado, la información experimental requiere un modelo de diagnóstico de la combustión (CALMEC) que permita su interpretación. Además, para seleccionar las condiciones de operación, optimizando costos, y para la construcción de los modelos empíricos se hará uso de técnicas de diseño de experimentos y de la metodología de superficies de respuesta. Estas herramientas teóricas se van a describir brevemente.

Por otro lado, disponer de resultados experimentales precisos es un punto clave en el desarrollo de modelos tanto de corte semi-empírico o completamente empírico. Por ello es fundamental disponer de instalaciones adecuadas para reducir al mínimo las incertidumbres y garantizar que la variabilidad de las salidas observadas es debida sólo al cambio de los parámetros deseados en cada ensayo. Así pues, la segunda parte del capítulo trata de las herramientas de corte experimental empleadas y se dividirá en dos partes: en la primera se darán algunos detalles de los métodos y equipos de medida de las señales más relevantes, la segunda parte estará enfocada a la descripción de los motores y salas de ensayo utilizados.

3.2. Herramientas teóricas

En este apartado se describen los aspectos más relevantes de la herramienta de diagnóstico de la combustión basada en la presión en el cilindro [1], con la que se obtendrán algunas de las variables de entrada de los modelos predictivos, tanto empíricos como semi-empíricos. Dicha descripción incluye las hipótesis básicas, una descripción breve de los submodelos que conforman la herramienta y finalmente la información de entrada más importante.

Finalmente, se dará una breve explicación sobre el diseño de experimentos (DoE en inglés -*Design of Experiments*-) fundamentada en un plan-

teamiento estadístico y la metodología de superficies de respuesta (RSM en inglés -*Response Surface Methodology*-), donde se explicará el potencial de su uso para el modelado empírico.

3.2.1. Modelo de diagnóstico de la combustión

El modelo de diagnóstico de la combustión utilizado en el desarrollo del trabajo aquí expuesto es de tipo termodinámico y está basado en la medida de la presión en el cilindro. Según Martín [1], los modelos termodinámicos de diagnóstico a partir de la presión se basan en la resolución de las ecuaciones de conservación de la masa y energía, junto con una ley de estado del gas, para obtener las condiciones termodinámicas en la cámara (masa y temperatura, además de la presión experimental) y la ley de combustión (o de liberación de calor). La herramienta utilizada se denomina CALMEC y ha sido desarrollada en CMT Motores Térmicos, siendo notable el número de trabajos de investigación que se han apoyado en el uso de la misma o colaborado en su desarrollo [1–5].

Las hipótesis fundamentales del modelo son [2, 3]:

1. Se asume presión uniforme en el cilindro. Esta hipótesis es válida gracias a que las velocidades del fluido y de propagación de llama son subsónicas.
2. Se considera como fluido de trabajo una mezcla de aire, combustibles y productos quemados estequiométricamente.
3. La evolución de la mezcla se comporta siguiendo el comportamiento de gases perfectos.
4. El cálculo de la energía interna se hace mediante correlaciones en función de la temperatura media y la composición de cada especie.
5. El cálculo del calor transmitido a las paredes se hace mediante un modelo basado en el coeficiente de película que propone Woschni [6], pero con mejoras basadas en cálculo CFD [1].

La ecuación fundamental del modelo es la primera ley de la termodinámica en la cámara en cada instante (asumiendo un sistema abierto debido a la inyección y *blow-by*), con una mezcla de gases de aire fresco, combustible evaporado y gases quemados:

$$d(m \cdot u) = -p \cdot dV + h_f \cdot dm_f - h_m \cdot dm_{bb} - dQ_W \quad (3.1)$$

Donde m es la masa en el cilindro, u es la energía interna específica de la mezcla de gases, p es la presión en el cilindro, V es el volumen (incluyendo las deformaciones mecánicas), h_f es la entalpía del combustible en condiciones de inyección, m_f es la masa de combustible, h_m es la entalpía de la mezcla de gases en el cilindro, m_{bb} es la masa de *blow-by* y dQ_W es el calor transmitido a las paredes, que a su vez se calcula con:

$$dQ_W = h \cdot \sum_i A_{W,i} \cdot (T - T_{W,i}) \cdot dt \quad (3.2)$$

donde h es el coeficiente de película, i hace referencia a cada una de las tres paredes de la cámara (culata, cilindro y pistón), $A_{W,i}$ y $T_{W,i}$ son el área y la temperatura de la pared i y T es la temperatura del gas.

El coeficiente de película entre la pared y el gas sigue la forma del modelo de Woschni [6], aunque se añaden los cambios propuestos por Martín [1]:

$$h = cte \cdot D^{-0,2} \cdot p^{0,8} \cdot T^{-0,53} \cdot \left(C_1 \cdot c_m + C_2 \cdot \frac{V \cdot T_{CA}}{P_{CA} \cdot V_{CA}} \cdot (p - p_0) \right)^{0,8} \quad (3.3)$$

donde D es el diámetro del cilindro, C_1 depende del proceso (ciclo abierto o cerrado) y del movimiento del gas en la cámara y se ajusta mediante ensayos en arrastre [1], c_m es la velocidad lineal del pistón y C_2 tiene el valor propuesto por Woschni.

Las temperaturas de las paredes $T_{W,i}$ se obtienen mediante un modelo de conductancias térmicas alimentado por las condiciones en la cámara y que tiene como condiciones de contorno las del agua y el aceite del motor [1].

Operando en (3.1) y teniendo en cuenta el incremento de ángulo $d\alpha$, para el cálculo se puede obtener la tasa de liberación de energía química por la combustión en cada instante:

$$dFQL = m \cdot c_v \cdot \frac{dT}{d\alpha} + \frac{dQ_W}{d\alpha} + p \cdot \frac{dV}{d\alpha} - (h_f - u_{f,g}) \cdot \frac{dm_f}{d\alpha} + RT \frac{dm_{bb}}{d\alpha} \quad (3.4)$$

donde c_v es el calor específico del gas y $u_{f,g}$ es la energía interna del vapor de combustible a la temperatura del gas de la cámara. A partir de la $dFQL$, por integración, se obtiene el calor liberado acumulado hasta el instante dado (FQL)

En la figura 3.1 se muestra un esquema general de los modelos utilizados para calcular cada término de la ecuación. El análisis de los mismos está fuera del alcance del presente trabajo y puede consultarse en [1].

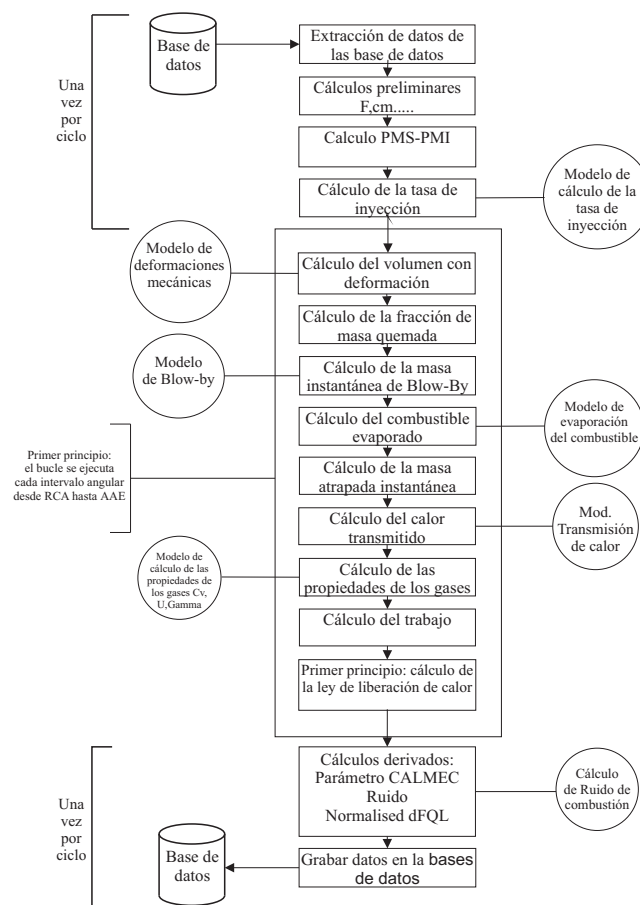


Figura 3.1. Esquema de los modelos que intervienen en el cálculo principal de CALMEC.

Antes de proceder al diagnóstico de la combustión, CALMEC requiere una configuración inicial donde se le proporcionan tres tipos de datos [7]:

- **Configuración motor:** Datos propios de la geometría del motor, diámetro del cilindro, carrera, levatamiento de válvulas, material del bloque, entre otros.
- **Características de los fluidos:** Poder calorífico del combustible, constante universal de los gases.
- **Sistema de adquisición:** Se detallan características de la cadena de adquisición de señales instantáneas desde la captación del fenómeno físico hasta su conversión en una señal digital que puede ser almacenada para su posterior procesamiento [1]. Destacan la constante de calibración del captador, número de puntos por ciclo y número de ciclos.

Las **variables medias** de entrada, para cada punto de operación son:

- Régimen de giro medio.
- Presión y temperatura del gas en los colectores de admisión y escape.
- Presión y *setting* de inyección.
- Temperatura del refrigerante, combustible y aceite.
- Gastos de aire, EGR, combustible y *blow-by*.
- Par.

Las **variables instantáneas** requeridas son la presión en cámara y la tasa de inyección. Esta última no es una variable indispensable pero es recomendable para mejorar la precisión del cálculo y para determinar el tiempo de retraso y otros parámetros asociados al aporte de la masa de combustible en la mezcla que evoluciona en el cilindro [7]. Si no se dispone de este dato se simula a partir de la información del *setting* de inyección.

3.2.2. Diseño de experimentos

En esta sección se describirá de forma general y breve el desarrollo y aplicación de la metodología de diseño de experimentos, herramienta imprescindible en este trabajo tanto para el planteamiento de los ensayos experimentales, como para los procesos de optimización [8].

Un **experimento** es una prueba donde se cambian controladamente algunas condiciones de operación de un sistema, con el objetivo de medir el efecto del cambio sobre una o varias variables de salida. Para ello es necesario establecer un **diseño experimental** consistente en planificar el conjunto de pruebas experimentales requerido, de manera que los datos obtenidos puedan analizarse estadísticamente para obtener conclusiones objetivas y válidas. El investigador deberá por tanto seguir un protocolo específico para observar y evaluar las implicaciones de las observaciones [8, 9]. De hecho, la validez y éxito (desde el punto de vista estadístico) de la experimentación dependerá fuertemente del cumplimiento de los **principios** de aleatorización, réplicas y bloqueo [8, 10, 11].

La metodología de DoE permite interpretar o modelar las **variables de respuestas** que se quiere caracterizar, y que dependerán de **factores controlables** o variables de entrada que el investigador fija. Los factores no necesariamente son independientes entre sí, presentando en ocasiones **interacción** entre ellos de modo que el efecto de un factor depende del nivel en que se encuentra el otro [12]. Por otro lado, siempre existen factores que generan ruido, (**factores no controlables**), y ejercen efectos indeseados sobre la variable de respuesta incrementando su incertidumbre. Algunos de dichos factores pueden ser controlados en la medida que se implementen mecanismos que los acoten, de ahí que la calidad de las medidas juegue un papel importante para asegurar una interpretación correcta [10, 11].

La metodología del DoE consta de las siguientes **etapas** principales con las tareas indicadas:

Preparación

- Identificación y definición del problema. Aunque la metodología del DoE tiene un carácter netamente estadístico, es necesario de antemano tener conocimientos del proceso [8] que permitan definir los objetivos y centrar el estudio en aquellos **factores** que, por conocimiento del proceso, puedan tener efectos significativos sobre las variables de respuesta [9]. Ello permitirá además mantener la coherencia con los principios físicos del fenómeno durante el análisis.
- Definición de la variable de respuesta que se quiere modelar. En este caso las emisiones contaminantes y consumo del motor.

- Determinación de los factores de entrada y sus niveles: una vez identificados los factores de interés se establecen sus **niveles y tratamientos**. Los niveles determinan cuantos valores discretos, dentro del rango de variación, va a adoptar un factor durante la medida experimental. Una combinación de niveles de todos los factores estudiados se denomina tratamiento [8, 10]. Es importante definir los rangos y niveles considerando no sólo un parámetro, si no teniendo en cuenta que si en la práctica estos dependen de otro (por ejemplo la presión de admisión y el EGR), las combinaciones han de ser viables.
- Selección del diseño o modelo más adecuado para el cumplimiento de los objetivos de la experimentación. Posteriormente se indicarán los más habituales.

Análisis

Es importante utilizar con rigor los métodos estadísticos establecidos para el análisis de las medidas experimentales, ya que de ello depende en parte que las respuestas empíricas sean coherentes con las tendencias físicas derivadas del conocimiento del proceso. El análisis estadístico permite validar las hipótesis asumidas y observar si la experimentación proporciona nuevo conocimiento [9]. Para ello, el análisis de la Varianza (ANOVA del inglés ANalysis Of VAriance) permitirá evitar la limitación de hacer comparaciones bilaterales si el número de factores k es mayor que 2.

Conclusiones

La experimentación es una parte esencial del aprendizaje científico, en el que se formulan hipótesis fundamentadas en el conocimiento del proceso estudiado [8]. Seguidamente, se planifica y se ejecutan experimentos para comprobar dichas hipótesis iniciales y formular nuevas, reiniciando el proceso. De ahí que las conclusiones obtenidas de la medida y análisis sean de gran importancia para avanzar en el conocimiento del fenómeno estudiado.

3.2.2.1. Tipos de diseños experimentales

A lo largo de los últimos 80 años se han desarrollado diversas técnicas para abordar la problemática del diseño de experimentos [10, 11]. De menor a mayor complejidad pueden destacarse las siguientes:

- El diseño más elemental es el **experimento de comparación simple** en el que se comparan dos propuestas o formulaciones distintas que ofrecen variables de respuesta equivalentes.
- El siguiente diseño es el de **factor simple y análisis de la Varianza ANOVA**, consistente en un experimento de comparación simple con dos o más niveles en un factor (el experimento por comparación simple es un caso del factor simple a 2 niveles).
- Por definición los diseños “simples” en muchas ocasiones no son suficientemente versátiles y no ofrecen una evaluación completa o en todas las direcciones de todos los efectos posibles o sus combinaciones. Así, en muchos experimentos es frecuente considerar dos o más factores y estudiar el efecto conjunto que dichos factores producen sobre la variable respuesta. Para resolver esta situación se utiliza el **Diseño Factorial** [8] en el que se investigan todas las posibles combinaciones de los niveles de los factores en cada réplica del experimento [10]. En estos diseños, los factores que intervienen tienen la misma importancia a priori y se supone la posible presencia de interacción. Si se consideran 2 niveles y k factores, una réplica completa requeriría $2 \times 2 \times 2 \times \dots \times 2 = 2^k$ observaciones y lleva por nombre **diseño factorial 2^k** [9–12]. Según [11, 13] los diseños factoriales 2^k son muy útiles para las primeras etapas de la investigación ya que permiten con el mínimo número de repeticiones obtener un barrido representativo completo.

En muchos casos no es suficiente un diseño 2^k para realizar un estudio experimental exitoso [13], por ello es necesario introducir un tercer nivel de variación (bajo, intermedio o nominal y alto), obteniéndose el **diseño factorial 3^k** . Cuando los factores son cuantitativos se obtienen modelos de regresiones cuadráticos [11].

- A pesar de las ventajas de los diseños factoriales, los diseños 3^k no son eficientes para modelar una correlación cuadrática, sino que hay diseños con menor número de ensayos que permiten obtener la **Superficies de respuesta** de forma alternativa, más potente y completa [9, 10] que

mediante diseños factoriales. Este es el planteamiento que se adoptará en esta tesis y que se describe en la siguiente sección.

3.2.2.2. Metodología de Superficies de Respuesta

La **Metodología de Superficies de Respuesta** o **RSM** son un grupo de técnicas matemáticas y estadísticas utilizadas para el modelado y análisis, en el cual la respuesta de interés está influenciada por varios factores (ver figura 3.2) y donde el objetivo es determinar su correlación y optimizar dicha respuesta [10, 14].

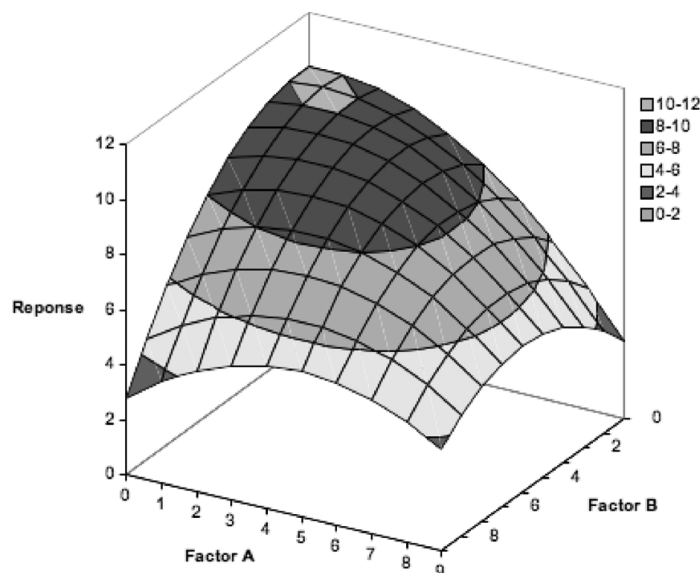


Figura 3.2. Representación tridimensional de una superficie de respuesta genérica. Fuente: [10].

Las RSM están basadas en modelos matemáticos de segundo orden (que determinan la curvatura que pueden adoptar la RSM) y los modelos polinomiales suelen ser muy empleados, por ofrecer aproximaciones razonables en todo el espacio de variables independientes. Si la superficie de respuesta ofrece una buena correlación, su análisis es equivalente a la respuesta real [13].

Hay dos características fundamentales que deben ser tomadas en cuenta a la hora de elegir el diseño para el ajuste de una superficie de respuesta. En primer lugar la **ortogonalidad**, que permite estimar los términos del modelo

de manera independiente y minimizar la variación en los coeficientes de regresión [15]. La otra característica es la **rotabilidad**, que establece que la varianza de predicción del modelo sea constante en todos los puntos que están equidistantes del centro del diseño [15].

Por capacidad y flexibilidad, los tipos de diseños más apropiados para la aplicación de RSM son los de tipo factorial de segundo orden [8]. Los diseños 3^k cumplen estas características, siendo $N=3^k$ el número de observaciones para k factores (con 3 niveles). Este número se puede hacer excesivamente grande, especialmente cuando se están estudiando muchos factores a la vez [16]. Además los diseños 3^k presentan el inconveniente de no ser ortogonales ni rotacionales.

Para evitar los inconvenientes de los diseños factoriales, se han desarrollado diseños más efectivos [17] entre los que destaca el diseño central compuesto o el de tipo **Box-Behnken**. El Box-Behnken es un diseño rotacional (o cuasi-rotacionales) de segundo orden formado por un diseño factorial incompleto. En el caso de un diseño a tres niveles, es posible graficarlo como se muestra en la figura 3.3. En caso de más de tres factores, matemáticamente sería un hipercubo [14].

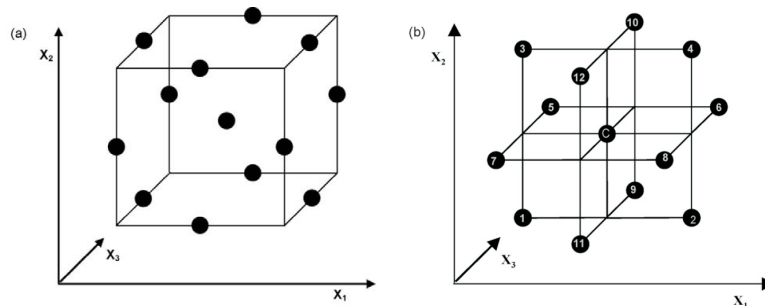


Figura 3.3. (a) Cubo del diseño Box-Behnken (b) 3 niveles del ensayo factorial (incompleto). Fuente: [14].

El número de experimentos (N) requeridos para el desarrollo en un Box-Behnken es $N = 2 \cdot k \cdot (k - 1) + C_0$, donde k es el número de factores y C_0 es el número de puntos centrales. Comparándolo con el diseño factorial de tres niveles, se aprecia una clara ventaja de dicho diseño en cuanto al número de ejecuciones para diseños de 3 o más factores, como se muestra en el cuadro 3.1. Es remarcable que el nivel de precisión de ambos es semejante. Así pues,

el diseño de experimentos que se adoptará en esta tesis para abordar el ajuste de la superficie de respuesta del modelo empírico es el Box-Behnken, como se verá en el capítulo 4.

Factores	Box Behnken	3^k Factorial
3	15	27
4	27	81
5	46	243
6	54	729
7	62	2187
9	130	19683
10	170	59049

Cuadro 3.1. Comparación del número de ensayos necesarios entre un diseño factorial 3^k frente a un Box Behnken.

3.2.2.3. Optimización

Una vez ajustada una superficie de respuesta, una aplicación natural de la misma es la optimización de las respuestas del motor, como se verá en el capítulo 5. La región para iniciar el proceso de optimización se determina una vez hechas las medidas y los modelos empíricos ajustados [16]. Desde un punto de vista matemático, el problema se reducirá a encontrar los valores de los factores (entradas) que maximizan o minimizan las variables de respuesta del sistema [16, 18].

Los métodos de optimización son variados y su explicación está fuera del alcance del presente trabajo. Simplemente se quiere dejar constancia de que el que se empleará en esta tesis será una optimización multiobjetivo (varias respuestas se tienen en cuenta) basado en funciones de mérito, como se tratará en el capítulo 5.

3.3. Herramientas experimentales

En esta sección se van a describir los recursos experimentales utilizados para obtener las medidas necesarias para el ajuste y validación de los modelos que se proponen en la presente tesis. Esta sección está dividida en dos

partes, la primera está dedicada a la descripción de las dos salas de ensayos: una con motor monocilíndrico y la segunda con policilíndrico. La descripción incluirá las características de cada motor y las particularidades de cada sala respecto a los sistemas auxiliares y sistema de medida de variables medias e instantáneas.

Por otro lado, salvo la medida de humos, que se describe para cada sala por ser diferente (en un caso se mide en FSN -monocilíndrico- y en el otro opacidad [%] -policilíndrico-), el resto de emisiones se tratan de forma conjunta en la segunda parte de la sección puesto que es común a ambas instalaciones. En este punto se dará una breve explicación del método de medida mediante el equipo HORIBA MEXA 7100DEGR.

3.3.1. Motor monocilíndrico

La figura 3.4 muestra un esquema de la sala de ensayos del motor monocilíndrico, describiéndose a continuación los aspectos más relevantes.

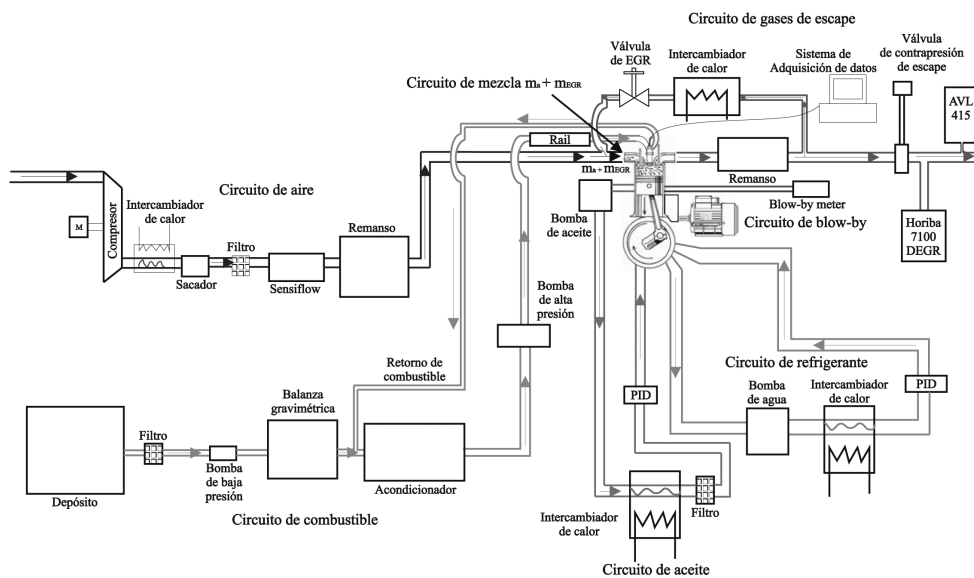


Figura 3.4. Esquema de la instalación de la sala de ensayos del motor monocilíndrico.

Motor

La versión comercial del motor monocilíndrico empleado es un motor Diesel de cuatro cilindros de inyección directa de 1599 cm^3 de desplazamiento y 80 kW de potencia, dotado de gestión electrónica Bosch EDC16C34. Es un motor preparado para el cumplimiento de emisiones Euro 4 en vehículos pequeños de pasajeros. Para su adaptación a la sala de ensayos, el bloque, el cigüeñal, la culata y distribución fueron acondicionados (y en algunos casos rediseñados) para mantener el funcionamiento de un solo cilindro. Para ello se sustituyeron los elementos auxiliares originales por sistemas de la sala, permitiendo así reproducir las condiciones de operación sin las limitaciones propias del sistema original. Las características fundamentales del motor adaptado se muestran en el cuadro 3.2.

Diámetro	76 mm
Carrera	88 mm
Desplazamiento unitario	399.2 cm^3
Longitud de biela	123.8 mm
Relación de compresión	17:1
Sistema de inyección	Bosch common rail

Cuadro 3.2. Características del motor monocilíndrico.

Sistema de inyección de combustible

El sistema de inyección es el Bosch CR/CP1H3, de tipo *Common Rail*, con una presión máxima de trabajo de 1600 bar. El sistema original ha sido adaptado para su uso en la configuración monocilíndrica y conectado a un balanza modelo AVL733S para la medida del gasto de combustible. El principio de medida es gravimétrico y emplea un recipiente de peso calibrado unido, mediante una viga de flexión, a un sensor de desplazamiento capacitivo. El gasto es obtenido por la tasa de variación del peso del recipiente, resultado del balance neto de lo que entra al motor y lo que retorna a la balanza. Este método hace que la temperatura del circuito de combustible sea más estable, compensando el efecto de la variación de densidad por cambio de temperatura [19].

Aunque el sistema de inyección es el original de la versión comercial, se dispone del control completo del mismo, pudiéndose actuar de forma flexible

sobre el número, duración y separación de las inyecciones, así como la presión de inyección.

Sistema de admisión

El sistema de admisión y sobrealimentación del motor original fue sustituido por un suministro de aire a presión y temperatura controladas. Dicho suministro viene de una instalación externa a la sala y que está constituida por un compresor de tornillo (movido por un motor eléctrico y controlado por un variador de frecuencia) que comprime el aire, un intercambiador aire-agua y un secador (para controlar la humedad relativa). Después de pasar por dichos elementos, el aire es transportado por medio de una red de tuberías hasta la sala.

Dentro de la sala, el aire pasa por una resistencia para controlar su temperatura, para luego ser filtrado y llegar al punto de medición donde se determina el gasto de aire admitido mediante un caudalímetro de hilo caliente. A continuación, llega a un remanso para amortiguar los pulsos de presión en el colector de admisión. En este punto de la instalación se mide la presión y temperatura medias.

La presión de admisión se regula con un PID que se realimenta con la medida de presión en el remanso y actúa sobre el variador de frecuencia del motor eléctrico del compresor.

Sistema de escape

El motor adaptado no cuenta con el sistema de sobrealimentación original, por tanto es necesario reproducir la contrapresión que hay en el escape de serie (producida por la turbina). Esto se realiza mediante un montaje consistente en un colector instalado a la salida de la pipa de escape, un remanso y a la salida de este una válvula con motor paso a paso que regula la presión del remanso.

Recirculación de gases de escape

La toma de gases de escape se hace justo después del remanso de escape. El flujo de gases se hace pasar a través de un intercambiador de calor y se descarga a un pequeño remanso donde se mide la presión y temperatura (ésta

puede ser regulada controlando el flujo de agua que circula por el intercambiador). Luego, los gases son recirculados hasta la admisión y regulados mediante una válvula que permite variar la cantidad de gases recirculados. La tasa de EGR es determinada a partir de las medidas de CO₂ entre la admisión y el escape y referenciada con la cantidad de CO₂ atmosférico.

Sistema de refrigeración

El sistema de acondicionamiento es externo al motor, al que se le suministra refrigerante mediante una bomba eléctrica. La regulación de la temperatura se hace a través de un intercambiador refrigerante-agua conectado al agua de la red.

Freno dinamométrico

Se utiliza un sistema de freno electromagnético acoplado al cigüeñal por medio de una transmisión elástica. El freno puede funcionar como una máquina generadora (recibe par desde el motor en combustión) o como máquina motora (entrega par al motor arrastrándolo cuando no hay combustión).

La medida de par se hace a través de una célula de carga y el régimen de giro es medido desde un sensor magnético en el eje.

El freno es controlado a través del sistema PUMA de AVL y, a su vez, con éste se registran los valores de las variables medias de interés, incluyendo las propios de la sala y algunas de la ECU de sensores que aún se conservan de la configuración original (ambos a 100 Hz de frecuencia).

Adquisición de p_{cil}

La adquisición de la señal de presión en el cilindro se hace a través de un sensor piezoeléctrico Kistler 6055 (instalado en un adaptador en el hueco de la bujía de precalentamiento) de rango de medida entre 0 y 250 bar y con una sensibilidad de 18.8 pC/bar. La carga eléctrica generada por el transductor es convertida en un voltaje proporcional en un amplificador Kistler 5011B. La señal se discretiza con incrementos angulares de 0.2° de giro del cigüeñal y es adquirida a través de un osciloscopio tipo Yokogawa DL708E.

Medida de humos

La normativa europea sobre contaminantes establece hacer la medida de partículas en masa y con los gases de escape diluidos y fríos. Este procedimiento requiere un túnel de dilución que no es viable en trabajos de investigación que demandan la medición de muchos puntos de operación, debido a los costes de operación y la complejidad de la medida, como indican los autores de diversos trabajos previos en esta misma instalación [7, 20–22].

En lugar de la medida de partículas, la instalación está dotada del equipo AVL415 “*Smokemeter*” para la medida de humos mediante el principio de funcionamiento basado en el ensuciamiento de un filtro. La muestra tomada en el escape se hace pasar a través de un papel de filtro limpio y blanco, causando un ennegrecimiento de dicho papel. Un cabezal fotoeléctrico registra la intensidad luminosa que es procesada por un microprocesador que devuelve una medida en FSN (del inglés “Filter Smoke Number”), donde el valor mínimo es 0 cuando el papel está blanco y 10 cuando no refleja luz (es el máximo equivalente a un filtro totalmente ennegrecido).

3.3.2. Motor policilíndrico

En esta sección se describirá la sala de ensayos del motor policilíndrico, donde el control está fundamentalmente a cargo de los sistemas de serie del motor, así como su adaptación a los sistemas y dispositivos de la sala para el acondicionamiento de fluidos y medida de las variables necesarias. Como es sabido, la principal ventaja de las instalaciones de motores policilíndricos es su proximidad a las condiciones reales de operación. En contrapartida, es menos flexible que los motores monocilíndricos para el control y la elección de los puntos de operación, así como las variaciones paramétricas. El esquema de sala se muestra en la figura 3.5. Sus principales características se describen a continuación.

Motor

El motor empleado es un motor Diesel de inyección directa de cuatro cilindros con cuatro válvulas por cilindro, 2179 cm³ de desplazamiento total y 125 kW de potencia, dotado de gestión electrónica Bosch EDC16C39. El motor está homologado para el cumplimiento de emisiones a nivel Euro 4 en vehículos

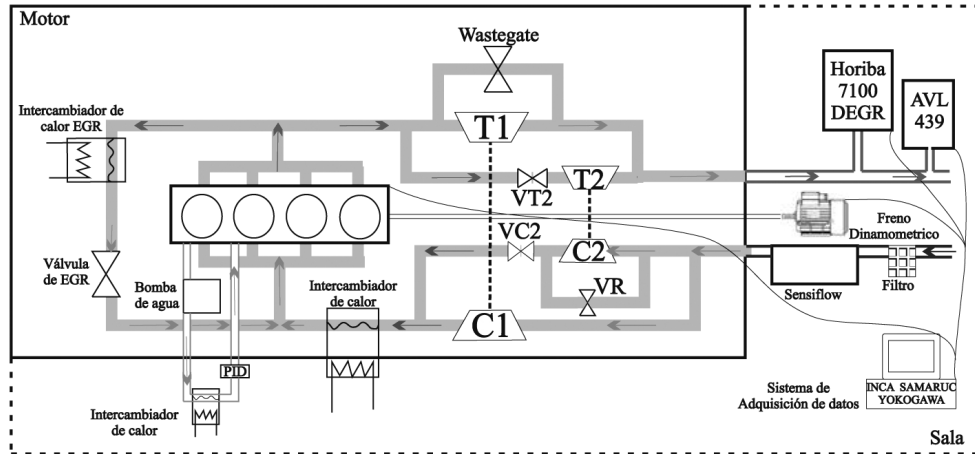


Figura 3.5. Esquema simplificado de la instalación de la sala de ensayos del motor policilíndrico.

pequeños de pasajeros. El motor mantiene los sistemas de inyección, recirculación de gases de escape EGR y sistema de sobrealimentación originales. Queda a cargo de la sala el desalajo de los gases de escape y el acondicionamiento de la refrigeración del motor, aparte del control del freno y la adquisición de las variables medias e instantáneas. Las características principales del motor se muestra en el cuadro 3.3.

Diámetro	85 mm
Carrera	96 mm
Desplazamiento unitario	544.74 cm ³
Longitud de biela	152 mm
Relación de compresión	17:1
Sistema de inyección	Bosch common rail

Cuadro 3.3. Características del motor policilíndrico.

Sistema de inyección de combustible

El sistema de inyección es el Bosch CR/CP1S3 de tipo *Common Rail*, con una presión máxima de trabajo de 1600 bares. La balanza de combustible es el mismo modelo AVL733S utilizado en el motor monocilíndrico ya descrito.

El control de la inyección se hace a través de la ECU, siendo posible controlar la presión de inyección, los inicios y las duraciones de hasta 5 inyecciones.

Sistema de admisión

El sistema de admisión y sobrealimentación del motor está conformado por un sistema biturbo secuencial paralelo (ver figura 3.5). Dicho sistema permite mejorar las prestaciones con respecto al uso de un solo turbogrupo [19], gracias a la baja inercia de uno de los turbogrupos y a la posibilidad de aumentar el par a bajo régimen (gracias a la menor tendencia de bombeo de un compresor de tamaño reducido). Adicionalmente el sistema cuenta con un sistema *waste-gate* que permite regular la presión de sobrealimentación [23].

El control de las condiciones en la admisión y la sobrealimentación se ejercen a partir de las lecturas de varios sensores. En primer lugar el gasto de aire se mide después del filtro mediante el caudalímetro del motor y un caudalímetro tipo *sensyflow*.

Finalmente, para garantizar la controlabilidad del complejo sistema de sobrealimentación, el motor cuenta con un sensor de posición de válvula de *waste-gate* para evitar histéresis en la sobrealimentación.

Sistema de escape

Tal y como se ha comentado, el motor tiene el turbogrupo de serie por lo que la configuración del escape se mantiene también, incluida la sonda lambda que está instalada después del turbogrupo y que realimenta a la ECU con información del dosado. La ubicación de la toma para la medida de opacidad se ubica después de la sonda lambda.

Recirculación de gases de escape EGR

El motor viene equipado por un sistema de EGR de alta presión que incluye el intercambiador de serie que utiliza el propio refrigerante del motor para enfriar los gases recirculados. La regulación de estos gases se hace a través de una válvula que actúa abriendo y cerrando en función del flujo deseado en cada punto de operación donde esté activa [24]. Dicha válvula está gobernada

por la ECU y el flujo másico de gases recirculados se fija de forma indirecta a través del gasto de aire aspirado, ya que el EGR es de sustitución.

Para evitar interferencias entre el control de la válvula de EGR y la sobrealimentación, el control de serie no actúa a la vez sobre la presión de admisión y la masa de aire admitido [19, 24]. En su lugar, en la zona con EGR activado, el motor controla la posición de la válvula del *waste-gate* y no la presión.

Sistema de refrigeración

Parte de la refrigeración es la propia del motor, se respetan el circuito de las galerías de refrigeración del motor y la bomba de agua, pero el enfriamiento se hace mediante un intercambiador refrigerante-agua en lugar del refrigerante-aire de serie. El suministro de agua es externo y la regulación de la temperatura se hace a través de un PID de control.

Freno dinamométrico

Se utilizó un sistema de freno electromagnético acoplado al cigüeñal por medio de una transmisión elástica. El freno puede funcionar como una máquina motora o como máquina generadora, como se explica en la sección 3.3.1. El freno es un SCHENCK PEGASUS LI250 de tipo asíncrono. La medición de par se hace a través de una célula de carga y el régimen de giro es medido desde un sensor magnético en el eje. Otra característica a destacar es la flexibilidad del freno dinamométrico para la realización de ensayos en transitorios de régimen y carga de forma controlada.

El freno es controlado a través de SAMARUC, un sistema propio desarrollado en Departamenteo de máquinas y motores térmicos, basado en LabVIEW. El sistema registra todas las señales de la instalación propios de la sala (a 100Hz de frecuencia). Adicionalmente todas las señales de la ECU se adquieren a través del software INCA y el módulo ETAS590, a frecuencias de 10 y 100 Hz dependiendo de la señal.

Adquisición p_{cil}

La adquisición de la señal de presión en el cilindro se hace a través de un sensor piezoeléctrico AVL GU13P (instalado en una bujía de precalentamiento

postiza) cuyo rango va de 0 a 200 bar, con una sensibilidad de 15.62 pC/bar. La carga eléctrica es acondicionada en un amplificador Kistler 5015. La señal se muestrea con incrementos angulares de 0.5° de giro del cigüeñal y es adquirida a través de un osciloscopio tipo Yokogawa DL708E.

Medida de humos

Para la medidas de humo la instalación está dotada del equipo AVL439 “*Opacimeter*” cuyo principio de funcionamiento se basa en atenuación de una señal luminosa en función de la concentración de hollín en el escape. Consiste en una cámara de medida de longitud definida y de superficie no reflectante, que es llenada de forma homogénea con los gases del escape. Un emisor genera un haz de luz y la pérdida de intensidad de luz entre dicho emisor y un receptor proporciona la medida de opacidad de la muestra de gases examinada. El cálculo se basa en la ley de Beer-Lambert que relaciona la absorción de luz con las propiedades del material atravesado.

La unidad de medida viene dada en [%] de opacidad, siendo 0% la ausencia de hollín y 100% el máximo valor de opacidad posible con total ausencia de luz transmitida. Una particularidad de la medida de este dispositivo es su rápida velocidad de respuesta (50Hz), que lo hace muy apropiado para las medidas en transitorios, una de las características a evaluar de los modelos propuestos en el presente trabajo.

3.3.3. Equipos de análisis de gases

Como se ha comentado, la medida de concentración de gases contaminantes en las instalaciones tanto del motor monocilíndrico como policilíndrico se hace con el mismo equipo: Horiba MEXA 7100 DEGR. A continuación se explica brevemente el principio de medida de CO, NO_X, HC y CO₂.

El muestreo de gases se hace a través de una sonda que se ubica en el colector de escape en una posición donde se garantice una presión inferior a 1.2 bar, ya que por encima de este valor el equipo no funciona correctamente [7, 20, 21]. Una vez extraídos los gases, son conducidos a través de una línea de muestreo calefactada a 190°C para evitar la condensación de los hidrocarburos antes de la medida (ver figura 3.6). La muestra de gases pasa por la primera etapa de medida (horno) donde se miden los NO_X secos y los HC sin quemar,

siguiendo a la segunda etapa de medida (cabina) donde se miden CO , CO_2 y O_2 secos.

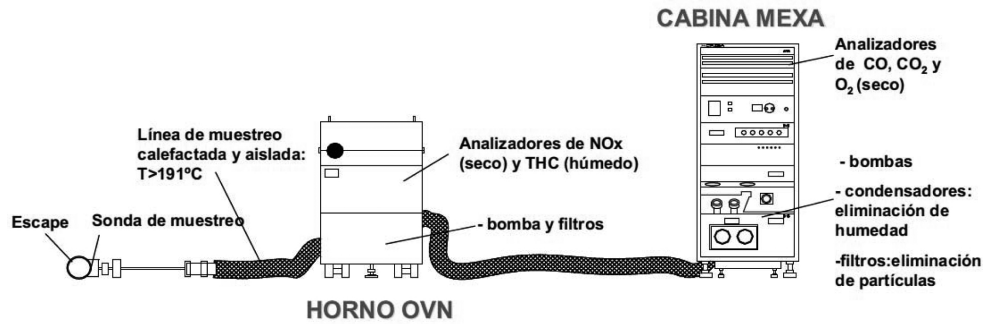


Figura 3.6. Esquema del analizador Horiba MEXA7100DEGR. Fuente: [20].

NO_X

La técnica de medición para los NO_X es denominada Análisis Quimio-luminiscente CLD (por sus siglas en inglés *ChemiLuminescence Detection*). El instrumental del CLD emite Ozono O_3 , el cual reacciona con el NO generando NO_2 electrónicamente excitado y O_2 . El NO_2 cuando pasa a su estado natural emite fotones con una longitud de onda de entre 600 y 3000 nm. Mediante un fotomultiplicador se obtiene una señal proporcional a la concentración de NO . Ya que el proceso de CLD solo detecta NO , el NO_2 es convertido catalíticamente en NO y cuantificado. La detección antes y después de la conversión catalítica corresponde al NO y el NO_X total respectivamente [25]. El CLD tiene que ser calibrado regularmente usando NO y NO_2 de concentraciones conocidas.

Un parámetro importante es el tiempo de procesamiento y respuesta del equipo de medición conocido como T10-T90. Consiste en el tiempo desde que la muestra es estable y empieza la medición hasta que se tiene el primer resultado, siendo este un parámetro crítico en condiciones transitorias y/o de difícil estabilización. Otro parámetro a tomar en cuenta es el "Td" y se refiere al tiempo que requiere el dispositivo para validar y referenciar los resultados de forma global y no solo por especie como es el caso del T10-T90. En el MEXA 7100DEGR cada medida de contaminante tiene su propio T10-T90 como se indica en el cuadro 3.4.

HC

Los hidrocarburos sin quemar se miden a través del Analizador de ionización de llama FID (por sus siglas en inglés *Flame Ionization Detectors*). La muestra en caliente se hace pasar por una llama libre de carbono (producida por una mezcla de H_2 y He) en un medio de aire sintético y alimentado con dos electrodos a los que se les aplica cierto voltaje. Los hidrocarburos en la llama se ionizan como carbonos con carga positiva y son atraídos por el electrodo negativo. La corriente resultante es proporcional al número de átomos de carbono presentes en HC [25]. El proceso de FID tiene que ser calibrado regularmente con un gas con contenido de HC cero, por ejemplo Nitrógeno, y un gas que contenga una concentración conocida de HC.

CO y CO₂

La detección de CO y CO₂ se hace a través de un Analizador no dispersivo en el infrarrojo o NDIR (por sus siglas en inglés *Non-dispersive InfraRed analyzer*). El analizador mide la absorción de la luz infrarroja, en ciertas longitudes de onda. Está compuesto por una celda de muestra, una de referencia y una de detección. El flujo de gases a analizar pasa a través de la celda de muestra mientras que la celda de referencia contiene aire. Las celdas de muestra y de referencia se iluminan con radiación IR y la radiación transmitida es detectada. El detector consiste en una tercera celda llena con el gas a ser medido, CO y CO₂. La celda de detección se divide con una membrana por la mitad: un lado de la membrana recoge la radiación transmitida a través de la celda de muestra y la otra recoge la radiación transmitida a través de la celda de referencia. El gas en los diferentes lados de la celda del detector se expandirá en proporción a la radiación absorbida, deformando la membrana. La deformación está relacionada con la concentración del gas medido. El NDIR debe ser calibrado regularmente usando una gas sin CO y CO₂, por ejemplo nitrógeno, y un gas con contenido de CO y CO₂ conocidos [25]. Respecto al T10-T90, esta es la especie que más tiempo consume.

Tipo de molécula	Td	T10-T90	Td-T90 (máxima tolerancia)	unidad
CO(L)	3.5	1.1	4.6 (+0.3)	[s]
CO(H), CO ₂	3.5	1.1	4.6 (+0.3)	[s]
NO/NO _X	2.8	1	3.8 (+0.2)	[s]
THC	2	0.7	2.7 (+0.3)	[s]
O ₂ (escape)	3.5	1	4.5 (+0.5)	[s]

Cuadro 3.4. Máximos tiempos de respuesta del equipo Horiba MEXA 7100 DEGR. Tiempos de referencia en líneas calefactadas de menos de 10 m. de longitud. Fuente: [26].

Bibliografía

- [1] Martín J. *Aportación al diagnóstico de la combustión en motores Diesel de inyección directa*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 2007.
- [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] Armas O. *Diagnóstico experimental del proceso de combustión en motores Diesel de inyección directa*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 1998.
- [4] Varnier O. *Trends and Limits of Two-Stage Boosting Systems for Automotive Diesel Engines*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 2012.
- [5] Lapuerta M. *Estudio fenomenológico de la combustión en motores diesel rápidos de inyección directa*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 1998.
- [6] Woschni G. "A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine". *SAE Paper 670931*.
- [7] 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.
- [8] Gutierrez H. y De la Vara Salzar R. *Análisis y Diseño de Experimentos, Segunda Edición*. Mc Graw Hill, 2012.
- [9] Oehlert G. *A First Course in Design and Analysis of Experiments*. Library of Congress Cataloging, 2012.
- [10] Montgomery D.C. *Design and Analysis of Experiments*. John Wiley and Sons Inc, ISBN 0-471-31649-0, 2001.
- [11] Lollanne C. *R Companion to Montgomery's Design and Analysis of Experiments*. John Wiley and Sons Inc, 2006.
- [12] 2009. SAS Institute Inc. *JMP 8 Design of Experiments, Second Edition*. SAS Institute Inc, ISBN 978-1-60764-303-6, 2009.
- [13] Lara Porras A.M. *Diseño Estadístico de Experimentos, Análisis de la Varianza y temas relacionados*. Proyecto Sur Ediciones, 2006.
- [14] Ferreira S.L.C., Bruns R.E. Ferreira H.S. Matos G.D. David J.M. Brando G.C. da Silva E.G.P. Portugal L.A. dos Reis P.S. Souza A.S. y dos Santos W.N.L. "Box-Behnken design: An alternative for the optimization of analytical methods". *Analytica Chimica Acta*, Vol. 597, pp. 179–186, 7.
- [15] Ryan Thomas P. *Statistical Methods for Quality Improvement*. John Wiley & Sons, 2000.
- [16] Del Castillo E. "Multiresponse Optimization Confidence Regions". *Journal of Quality Technology*, Vol. 28, pp. 61–70, 1.
- [17] Box G.E.P. y Draper N.R. *Empirical Model Building and Response Surfaces*. John Wiley & Sons, 1987.
- [18] Derringer G. y Suich R. "Simultaneous Optimization of Several Response Variables". *Journal of Quality Technology*, Vol. 12, pp. 214–219, 4.
- [19] Cabrera P. *Aplicación de la medida de NO_x para el control de motores diesel sobrealimentados*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 2013.

-
- [20] Hernández L. *Desarrollo de una metodología para la predicción y optimización de emisiones contaminantes y consumo en motores Diesel de automoción mediante Redes Neuronales Artificiales*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 2004.
- [21] deRudder K. *An approach to low temperature combustion in a small HSDI diesel engine*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 2007.
- [22] Fuentes López E. *Caracterización de la influencia de las condiciones de operación de motor sobre la distribución de tamaños de las partículas diesel*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 2006.
- [23] Payri F., Luján J.M. Guardiola C. y Rizzoni G. "Injection diagnosis through common-rail pressure measurement". *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, Vol. 220, pp. 347–357, 3.
- [24] Pla B. *Análisis del proceso de la recirculación de los gases de escape de baja presión en motores diesel sobrealimentados*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 2009.
- [25] Aronson U. *Processes in Optical Diesel Engines*. Tesis Doctoral, Lund University, Lund, Sweden, 2011.
- [26] Horiba. "Horiba MEXA7100 DEGR Manual". *Horiba publications*.

Capítulo 4

Aportación al modelado de emisiones y consumo basado en la presión en el cilindro

Índice

4.1. Introducción	80
4.2. Modelado semi-empírico	80
4.2.1. Modelado de NO_x	81
4.2.1.1. Parámetros de entrada	82
4.2.1.2. Desarrollo del modelo	83
4.2.1.3. Ajuste del modelo	87
4.2.1.4. Validación del modelo	93
4.2.1.5. Aspectos computacionales	94
4.2.2. Modelado de hollín	95
4.2.3. Modelado de pérdidas mecánicas	97
4.2.3.1. Estimación de pérdidas por fricción	97
4.2.3.2. Estimación de pérdidas por dispositivos auxiliares al motor	112
4.2.3.3. Ajuste del modelo	116
4.2.3.4. Análisis de tendencias	117
4.2.3.5. Aspectos computacionales	120
4.3. Modelado empírico	122

4.3.1. Metodología	122
4.3.2. Desarrollo del modelo	124
4.3.2.1. Definición de las condiciones de operación de referencia	124
4.3.2.2. Selección de las variables de entradas . . .	127
4.3.2.3. Cálculo de las superficies de respuesta de los parámetros de cámara	130
4.3.2.4. Cálculo de las superficies de respuesta de las variables de salida	136
4.3.3. Aspectos computacionales	142
4.4. Conclusiones	143
4.A. Apéndice: Cálculo del mecanismo de reducción de NO_X	146
4.A.1. Reducción de NO _X de los gases recirculados	146
4.A.2. Reducción del NO _X producido durante el proceso de combustión	147
4.B. Apéndice: Descripción cinemática y dinámica del mecanismo biela-manivela	147
4.B.1. Estudio Cinemático del mecanismo biela-manivela .	148
4.B.2. Estudio Dinámico del mecanismo biela-manivela . .	151
Bibliografía	153

4.1. Introducción

En este capítulo se presentarán los modelos empíricos y semi-empíricos propuestos para predecir NO_X, hollín y consumo específico de combustible, basándose en la señal de presión en el cilindro. Para ello, se abordará su desarrollo, se presentarán las ecuaciones correspondientes, se hará el ajuste a partir de las medidas experimentales con el método más apropiado y se incidirá en aspectos relativos a la aplicabilidad como sus tiempos de cálculo.

4.2. Modelado semi-empírico

Como se ha indicado en capítulos anteriores, el primer enfoque del modelado que se va a abordar es **semi-empírico**, tomando como base el estado

termodinámico del gas en la cámara y, a partir de ahí, evaluando las variables que controlan el proceso de formación de emisiones contaminantes y la física asociada a las pérdidas mecánicas del motor en el caso de la estimación del consumo.

El modelado semi-empírico se abordará siguiendo el siguiente orden:

1. En primer lugar se describe el desarrollo de un modelo predictivo de NO_X . Para ello, se parte de un enfoque físico basado en los aspectos fundamentales que controlan la formación de esta especie en la cámara para, posteriormente, aplicar una corrección empírica para mejorar la precisión y robustez del modelo. La metodología aplicada se compone de varias etapas: la definición de los parámetros de entrada, la propuesta del modelo, su ajuste y corrección y finalmente la validación.
2. Por otro lado, se discute la posibilidad de modelar el hollín siguiendo la misma metodología que los NO_X . Para ello habría que tener en cuenta los dos procesos fundamentales implicados: la formación y la oxidación. En este apartado se discutirá la dificultad de considerar convenientemente la física asociada a dichos procesos a partir de la señal de presión en cámara y el modelado OD, de modo que se argumente la decisión de descartar un modelo semi-empírico de hollín y haberse centrado en el modelado empírico en la sección 4.3.2.4.
3. Para cerrar la sección de modelado semi-empírico, se propone el desarrollo de un modelo predictivo de consumo específico de combustible a partir del análisis de pérdidas mecánicas. Teniendo en cuenta la señal de presión en el cilindro (y partiendo de la pmi), se evaluará su influencia sobre la fricción en los diferentes elementos con movimiento relativo, así como las pérdidas en los sistemas auxiliares del motor, para obtener finalmente una estimación de la pme y del consumo efectivo.

4.2.1. Modelado de NO_X

Existen diferentes propuestas de modelos predictivos de NO_X en la bibliografía [1–4] que, gracias a la evolución del *hardware* y *software*, han abierto la posibilidad de desarrollar modelos rápidos [3, 5]. Esto abre la puerta a la aplicación de modelos de esta naturaleza dentro de las unidades de control de los motores modernos, permitiendo hacer correcciones sobre el sistema de

renovación de la carga, el sistema de inyección y en los dispositivos de postratamiento (y su diagnóstico), así como la regulación en la dosificación de urea [6] para extender la vida en dispositivos SCR o sistemas de control de NO_x tipo regenerativos [7].

Teniendo en cuenta lo comentado en la sección 2.2.2.1, la formación de NO_x se da a través de 4 mecanismos: el térmico, el súbito, el N₂O intermedio y el NO_x proveniente del combustible. El modelo que se propone en esta sección usa la señal de presión en el cilindro como señal fundamental para predecir la formación de NO_x debido al mecanismo térmico, principal aporte a la masa total de NO_x en MEC [3].

Finalmente es importante destacar que el término "semi-empírico" proviene de las dos características siguientes:

- El modelo tiene un base física [8], así por un lado se apoya en la hipótesis de que la tasa de generación de NO_x depende de la tasa de liberación de calor y de la temperatura adiabática de llama instantáneas. Por otro lado, la gran mayoría de los modelos en la literatura solo toman en cuenta la formación de NO_x y hay claras evidencias de que la fracción másica de NO_x disminuye sensiblemente cuando estas son reenglobadas en el chorro. En la sección 4.2.1.2 se detalla el proceso de corrección del modelo a partir de este fenómeno.
- Se aplica una corrección empírica según los datos experimentales medidos en puntos de operación nominales de referencia, dotándolo de mayor precisión en las predicciones.

4.2.1.1. Parámetros de entrada

En esta sección se explica el proceso seguido para la elección de los parámetros de entrada que se usarán para el desarrollo del modelo. Tomando en cuenta la literatura sobre el tema, se encuentran varios trabajos enfocados a determinar cuáles son los parámetros más influyentes en el proceso de formación de NO_x. Así, siguiendo a Ladonmatos et al. [9] (enfoca su estudio de los parámetros que gobiernan la formación de NO_x y su relación con el trade-off NO_x - partículas) y a Molina [10] (realiza un estudio de sensibilidad para determinar la influencia de los parámetros del motor sobre las emisiones contaminantes, entre ellas el NO_x), se han separado los parámetros más influyentes en 2 grupos: parámetros de la renovación de la carga (EGR, temperatura de

admisión $-T_{adm}$, presión de admisión $-p_{adm}$) y parámetros de inyección (presión de inyección $-p_{iny}$, avance de la inyección principal $-SOI_{main}$, avance de las inyecciones piloto $-SOI_{pil}$). La masa de combustible también afecta pero se considera, al igual que el régimen, una variable que determina el punto de operación y no un potencial parámetro a optimizar.

Respecto a los parámetros de inyección, Molina [10] presenta un estudio de sensibilidad de la p_{iny} y SOI_{main} evaluando su influencia relativa sobre los NO_X , donde se concluye que la p_{iny} es más efectiva que el SOI_{main} ya que para un mismo valor de NO_X (respecto a un nominal) la penalización en consumo es menor que modificando el avance. En este trabajo se va a asumir que el SOI_{main} viene optimizado en la ECU para mantener centrada la combustión y maximizar las prestaciones mientras que el SOI_{pil} viene optimizado para reducir ruido. Teniendo en cuenta esto y que los parámetros de renovación de la carga son más efectivos que los de inyección para controlar NO_X [9–11], se considerará para su modelado semi-empírico sólo variaciones paramétricas de EGR, p_{adm} y T_{adm} . El resto de efectos (entre ellos cambios del setting de inyección) será considerado implícitamente al fijar las condiciones de referencia de la corrección empírica.

Para la aproximación mediante modelo puramente empírico, que se verá posteriormente, sí se incluirán parámetros de inyección en los parámetros de entrada.

El motor utilizado es el descrito en la sección 3.3.2 y el rango de los parámetros estudiados es:

- Tasa de EGR: a baja carga (0-58 %), media-baja carga (0-35 %) y media alta carga (0-25 %).
- p_{adm} : 1-2.8 bar.
- T_{adm} : 290-330 K.

En el cuadro 4.1 se especifican los puntos de operación utilizados para el desarrollo y ajuste del modelo.

4.2.1.2. Desarrollo del modelo

El modelo toma como base una propuesta previa desarrollada en CMT Motores Térmicos [3]. El aporte del presente trabajo consiste en las mejo-

Régimen motor [rpm]	Puntos de operación [Carga %]
780	ralentí
1000	35, 55
1500	30, 45
2000	15, 45, 58
2500	35, 45, 58
2850	20, 40
3000	15

Cuadro 4.1. Puntos de operación utilizados para el desarrollo y ajuste del modelo.

ras de la precisión, tiempo de cálculo y flexibilidad. Tales mejoras se logran incluyendo:

- Un cálculo de FQL más exacto y rápido.
- Una corrección para tener en cuenta el reenglobamiento de NO_X en la llama.
- Una corrección empírica teniendo en cuenta medidas experimentales en puntos de operación de referencia.

En primer lugar se propone un modelo de partida para predecir la masa de NO_X producida, siguiendo la metodología de Arregle et al. [3], basándose en las variables físicas del proceso. Para ello, las variables más prometedoras son [3, 8]:

1. La temperatura adiabática de llama (T_{ad}): puesto que la principal formación de NO_X se da localmente en el frente de llama, con alta temperatura debido a un dosado relativo $F_r=1$, donde la temperatura es próxima a la adiabática.
2. La tasa de liberación de calor (dFQL): ya que la velocidad de combustión está directamente correlada con la de formación de productos de la combustión y, puesto que el combustible se quema fundamentalmente en el frente de llama, por tanto con los NO_X generados.

Teniendo en cuenta esto, el modelo de base [3, 8] tiene la siguiente expresión:

$$m_{NO_x,base} = \int_{\alpha} dFQL(\alpha) \cdot K_1 \cdot \left(\frac{n}{2000}\right)^{K_2} \cdot e^{\left(\frac{K_3}{T_{ad}(\alpha)}\right)} d\alpha \quad (4.1)$$

Donde

- $m_{NO_x,base}$ es el total de masa de NO_x formado en el ciclo
- n es el régimen de giro del motor, requerido porque la temperatura adiabática y la $dFQL$ dependen del ángulo de giro, por lo que no incluyen convenientemente el efecto de la velocidad en el tiempo característico del proceso (la duración de la combustión se reduce a mayor régimen) y por tanto en la formación de NO_x .
- Adicionalmente K_1 , K_2 y K_3 son constantes que se deben ajustar experimentalmente, como se verá en la sección 4.2.1.3.

Respecto al cálculo de la ley de liberación de calor se obtiene mediante la herramienta de diagnóstico de combustión CALMEC, descrita en la sección 3.2.1.

Otra parte fundamental del modelo es la correspondiente al cálculo de la temperatura adiabática de llama. En la figura 4.1 se muestra un esquema con la secuencia a seguir para el cálculo de la temperatura adiabática de llama.

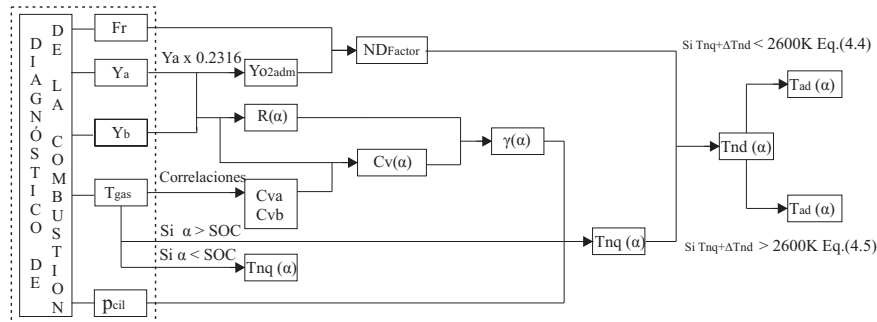


Figura 4.1. Secuencia de cálculo de la temperatura adiabática de llama.

Despreciando los efectos de la disociación, la temperatura adiabática de llama puede ser calculada a partir de la temperatura del gas sin quemar (T_{nq}) teniendo en cuenta el calentamiento debido a la reacción de combustión

estequiométrica [3, 8] (ΔT_{nd}). Este último término es función de la fracción másica de oxígeno instantánea, que depende a su vez de la fracción másica de oxígeno al retraso al cierre de la admisión (teniendo en cuenta el EGR).

Una variable fundamental para el cálculo de la temperatura adiabática de llama es la temperatura de los productos sin quemar T_{nq} , la cual se puede calcular suponiendo que las pérdidas de calor a las paredes de la cámara de combustión del gas no quemado y la transferencia de calor de la llama son similares [3]. La temperatura de los gases sin quemar al inicio de la combustión SOC (del inglés "Start of Combustion") se obtiene de CALMEC, a partir de este punto la evaluación instantánea se calcula según la ecuación 4.2.

$$T_{nq} = T_{nq-1} \cdot \left(\frac{p_{cil}}{p_{cil-1}} \right)^{\left(\frac{\gamma-1}{\gamma} \right)} \quad (4.2)$$

donde p_{cil} , p_{cil-1} , T_{nq} y T_{nq-1} son las presiones y temperaturas en un instante y en el instante anterior respectivamente y γ es el exponente adiabático. Antes del SOC la temperatura de productos sin quemar coincide con la temperatura media del gas en la cámara.

Una vez conocidos $Y_{O_2,RCA}$ y T_{nq} , la siguiente ecuación permite obtener la temperatura adiabática de llama durante la etapa de combustión por difusión:

$$T_{ad}(\alpha) = T_{nq}(\alpha) + \Delta T_{nd}(\alpha) - \Delta T_{dis}(\alpha) \quad (4.3)$$

siendo:

$$\Delta T_{nd}(\alpha) = 37630,5 \cdot \left(\frac{Y_{O_2,RCA}}{3,48 \cdot F_r} \right) \quad (4.4)$$

y ΔT_{dis} , que es la disminución de la temperatura debido a la energía absorbida por la disociación parcial de los productos de la combustión (CO_2 , H_2O , N_2 y O_2) en CO , H_2 , H , OH , O , NO , y N [3] que puede calcularse como:

$$\Delta T_{dis}(\alpha) = 1,554 \cdot 10^{-7} \cdot (T_{nq} + \Delta T_{nd})^{2,677} \text{ (Si } T_{nq} + \Delta T_{nd} < 2600K) \quad (4.5)$$

$$\Delta T_{dis}(\alpha) = 7,136 \cdot 10^{-10} \cdot (T_{nq} + \Delta T_{nd})^{3,36} \text{ (Si } T_{nq} + \Delta T_{nd} > 2600K) \quad (4.6)$$

4.2.1.3. Ajuste del modelo

En primer lugar se describirá el ajuste de los **coeficientes del modelo base**, consistente en la determinación de los valores K_1 , K_2 y K_3 de la ecuación (4.1). En un primer paso se debe tomar la decisión sobre obtener un ajuste global en el rango entero de puntos de operación del motor o determinar un ajuste local, bien sea por regiones de puntos de operación (por ejemplo con o sin EGR) o aún mas restringidas. El ajuste local del modelo puede también ser utilizado para determinar la conveniencia de utilizar el enfoque global; así, se obtuvo un conjunto de constantes K_1 , K_2 y K_3 para cada condición nominal (definido por régimen y carga) y se estudió su variabilidad. Se debe tener en cuenta que el régimen del motor se ha mantenido constante mientras se varia la tasa de EGR, la presión de sobrealimentación y la temperatura en el colector de admisión, por lo que no es posible proporcionar una estimación de K_1 y K_2 independiente entre si, por tanto $K_1 (n/2000)^{K_2}$ se debe ajustar de forma agrupada. En la figura 4.2 se muestran los valores ajustados en el motor objeto de estudio, con constantes obtenidas en cada condición de operación mostrada en el cuadro 4.1, tanto para puntos usados en el ajuste como para la validación. Se puede observar que K_3 sigue una tendencia bastante constante, mientras $K_1 (n/2000)^{K_2}$ depende del punto de operación.

El análisis de los errores muestra que el ajuste local tiene un error 4 % por debajo del obtenido en el ajuste global. Sin embargo, como la variación de K_3 a lo largo de los puntos de operación del motor es limitada (entre un 0,5 y 0,7 %), se decidió considerar un K_3 global y un ajuste local de los otros 2 coeficientes. Esto es una solución de compromiso con mayor robustez que el modelo ajustado en condiciones locales y mayor precisión que el ajuste global.

En la figura 4.3 se muestran las predicciones del modelo en cada variación paramétrica considerada, siguiendo el ajuste descrito. Haciendo un análisis sobre las tendencias mostradas en la figura, se puede concluir que:

- *Variación en la tasa de EGR*: la recirculación de los gases de escape afecta a la combustión a través de tres efectos: térmico, por dilución y químico [9, 12], siendo el efecto térmico el que ejerce una influencia más marcada. Así, la disminución de la concentración de oxígeno en la cámara hace que T_{ad} también disminuya, afectando a la producción de NO_X como se ve en la figura.
- *Variación de la temperatura de admisión T_{adm}* : para este estudio paramétrico se incrementó la temperatura 24°C, manteniendo la presión

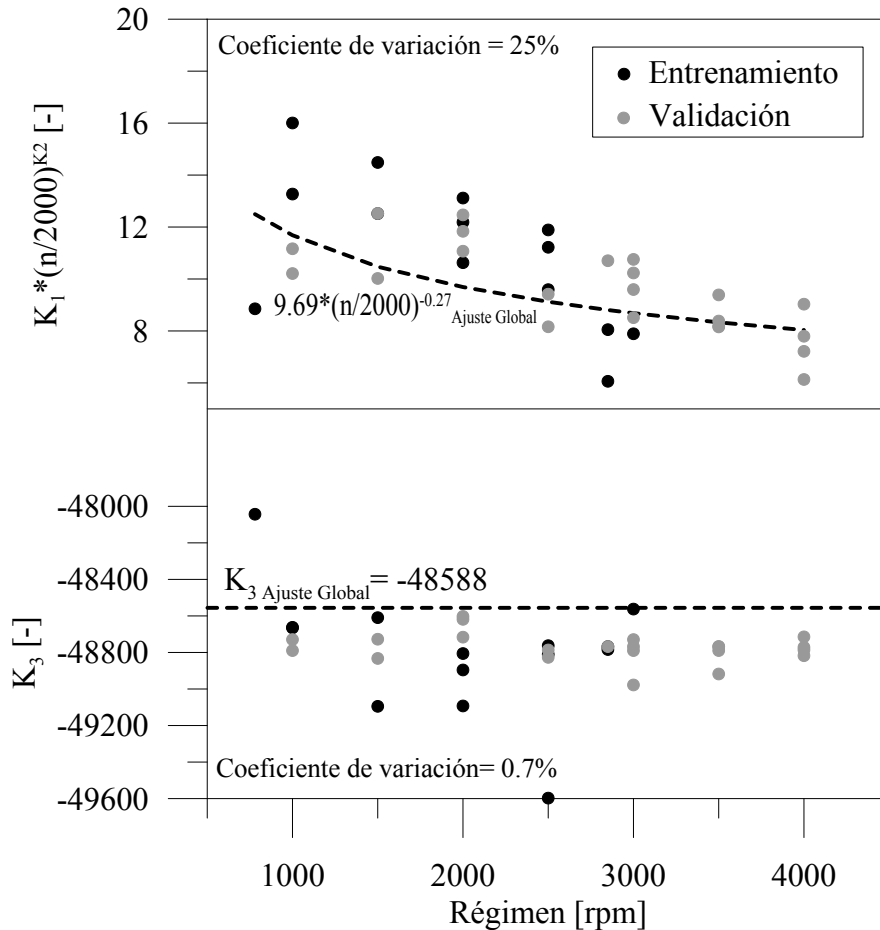


Figura 4.2. Ajuste de las constantes del modelo de NO_X .

de sobrealimentación p_{adm} constante. Esta variación afecta a la temperatura durante la compresión, a la de los productos sin quemar T_{nq} y por ende a la temperatura adiabática T_{ad} (tal y como se explica en la sección 4.2.1.2). Por otro lado también favorece la reducción del tiempo de retraso, elevando la T_{nq} . Ambos efectos llevan al incremento de NO_X .

- Variación de la presión de admisión p_{adm} : de acuerdo a la ecuación de estado, al incrementarse la presión (manteniendo la temperatura constante) la densidad se incrementa mejorando la mezcla aire-combustible y por tanto acelerando la combustión. No obstante, dado que la masa en

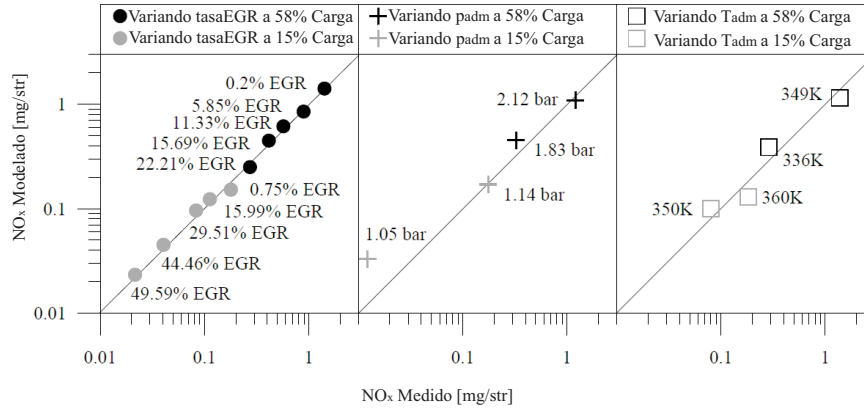


Figura 4.3. Predicción del modelo base variando EGR, p_{adm} y T_{adm} a 2000[rpm] a media y media-alta carga.

la cámara es mayor, dicho efecto sobre T_{nq} se contrarresta. Sin embargo, el aspecto clave es que en esas condiciones entra más masa fresca de admisión y, por tanto, la relación aire-combustible aumenta. Consecuentemente, la fracción másica de oxígeno y por tanto la T_{ad} aumentan, lo que lleva a un incremento del valor de NO_X .

El siguiente paso en el ajuste del modelo consiste en introducir la **corrección basada en el mecanismo de reducción de NO_X** . La mayoría de modelos predictivos de NO_X se centran únicamente en el mecanismo de formación, sin embargo, si el mecanismo de reducción de NO_X es considerado la exactitud del modelo se incrementa.

De acuerdo al modelo de llama difusiva propuesto por Dec [13], las condiciones locales en el interior de una llama de difusión cuasi-estacionaria corresponden a una atmósfera más reductora (región con alta temperatura no lejos de la adiabática y una mezcla de productos quemados y gases de combustible *crakeados*) que la alcanzada en la zona de “re-burning” (término en inglés para definir el mecanismo) de una central térmica, donde una importante reducción de NO_X es alcanzada [14, 15]. El esquema del fenómeno se representa en la figura 4.4.

Se puede considerar que los NO_X que reaccionan a través del cono de la llama vienen de dos posibles fuentes:

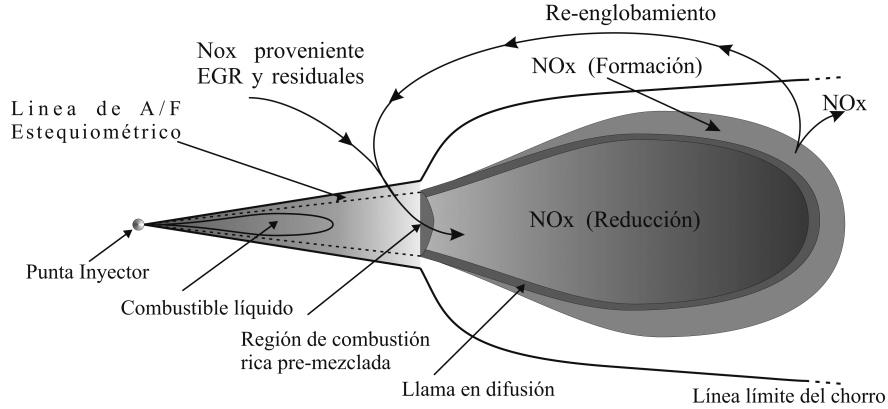


Figura 4.4. Esquema teórico del reenglobamiento o “Reburning”.

1. De los gases recirculados de EGR que han sido re-introducidos en la cámara de ciclos anteriores.
2. De los NO_X producidos en ese ciclo y que, una parte de ellos, atraviesa la zona reductora de la llama.

Cuando las moléculas de NO_X son re-englobadas en el chorro y entran en la atmósfera reductora del interior de la llama desaparecen, asumiéndose que la eficiencia de este proceso es $\epsilon = 1$ [16, 17].

Según estas hipótesis, mediante un balance de masa (ver anexos 4.A.1 y 4.A.2) puede obtenerse que la fracción másica de NO_X en el escape viene dada por:

$$Y_{NO_X,esc} = \frac{m_{NO_X,comb} \cdot (1 - K_{re} \cdot Fr \cdot \epsilon)}{m_a + m_f + m_{EGR} \cdot Fr \cdot \epsilon} \quad (4.7)$$

donde $Y_{NO_X,esc}$ es la fracción másica de NO_X en el escape, $m_{NO_X,comb}$ es la masa de NO_X producida en la combustión del ciclo actual, m_a , m_f y m_{EGR} son las masas de aire fresco, combustible y EGR respectivamente, Fr es el dosado y $K_{re}=0.5$ es la fracción de gases re-englobados (ver apéndice 4.A.2).

Teniendo en cuenta el efecto del mecanismo de reducción de NO_X , los NO_X netos producidos en cada ciclo se pueden expresar como:

$$m_{NO_X,re} = Y_{NO_X,esc} \cdot (m_a + m_f) \quad (4.8)$$

donde $m_{NO_X, re}$ son los NO_X netos emitidos considerando la reducción por re-englobamiento y $Y_{NO_X, esc}$ se calcula según (4.7) asumiendo que $m_{NO_X, comb} = m_{NO_X, base}$ se calcula con (4.1).

Las constantes K_1 , K_2 y K_3 (necesarias en el cálculo de $Y_{NO_X, esc}$) se ajustaron nuevamente. En la figura 4.5 se observa la mejora en la predicción de NO_X por la consideración del mecanismo de reducción en el mencionado ajuste. En la misma figura se puede observar la mejora en términos de error relativo en un punto de operación del estudio hecho para el desarrollo del modelo. Igualmente, se evaluó este mismo ajuste en el resto de puntos de operaciones utilizado para el ajuste del modelo y se observó una mejora global de más de un 1.3%.

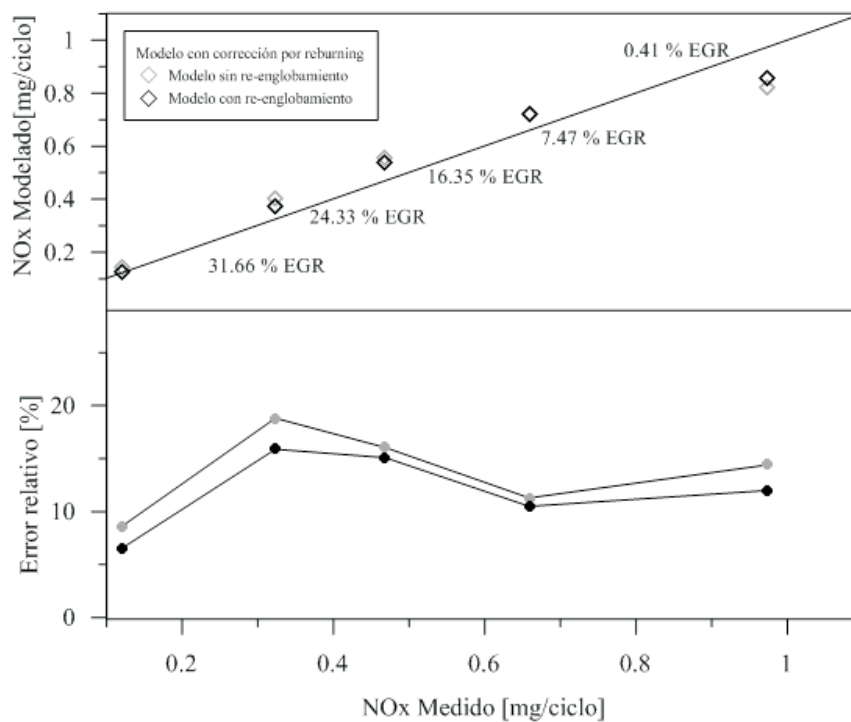


Figura 4.5. Ajuste del modelo tomando en cuenta el efecto del re-englobamiento a 2500 [rpm] y 58% de carga.

Una vez considerada la corrección basada en el mecanismo de reducción de NO_X , se procedió a la mejora final mediante la **corrección empírica** basada en medidas experimentales en los puntos nominales. Esto lo dota de mayor robustez y permite la corrección, en caso de que se aplicase a tareas de control en un motor, de potenciales derivas a lo largo del tiempo.

De acuerdo a lo comentado previamente en esta misma sección, el coeficiente K_3 es ciertamente constante mientras que importantes variaciones son observadas en los otros dos coeficientes del modelo. Inicialmente se ha propuesto como solución de compromiso un ajuste global para K_3 y tabular valores para $K_1 (n/2000)^{K_2}$, manteniendo la flexibilidad del ajuste local para que el modelo tenga capacidad adaptativa a diferentes puntos de operación. No obstante, finalmente se sustituyó este ajuste por una corrección basada en la medida experimental de NO_X en las condiciones nominales. A continuación se muestra que ambos planteamientos son equivalentes.

La corrección empírica propuesta se expresa como:

$$m_{\text{NO}_X} = m_{\text{NO}_X,0} \cdot \frac{m_{\text{NO}_X, re}}{m_{\text{NO}_X, re,0}} \quad (4.9)$$

donde m_{NO_X} y $m_{\text{NO}_X,0}$ son la masa de NO_X producidas en el punto de interés (predicción final) y en la condición de operación de referencia correspondiente (medida experimental), $m_{\text{NO}_X, re}$ es la predicción del modelo descrito y finalmente $m_{\text{NO}_X, re,0}$ es la predicción del modelo en condiciones nominales.

Para la corrección, se consideró como condiciones de referencia nominales las que venían calibradas en la ECU del motor por el propio fabricante en los diferentes puntos del mapa de operación régimen/carga. Con esto se asume que desde el punto de vista de la inyección los puntos son equivalentes, teniendo como grado de libertad en la corrección el efecto de las desviaciones debido a la renovación de la carga y/o la temperatura de operación.

Combinando la ecuación (4.9) con las expresiones (4.1), (4.7) y (4.8) y cancelando los términos dependientes de K_1 y K_2 en (4.1) (ya que el régimen no cambia), se puede obtener:

$$m_{\text{NO}_X} = m_{\text{NO}_X,0} \cdot \frac{(A \cdot B_0)}{(A_0 \cdot B)} \quad (4.10)$$

con:

$$A = \left(\int_{\alpha} dFQL(\alpha) \cdot e^{\left(\frac{K_3}{T_{ad}(\alpha)}\right)} d\alpha \right) \cdot \left(1 - K_{re} \cdot \left(\frac{m_a}{m_f}\right) \cdot \varepsilon \right) \cdot (m_a + m_f)$$

y A_0 es el término equivalente en condiciones nominales.

$$B = m_a + m_f + m_{EGR} \cdot \left(\frac{m_f}{m_a}\right) \cdot \varepsilon$$

y B_0 el término análogo en las condiciones de referencia.

Para una potencial implementación en motor, el término $m_{NO_X,0} \cdot B_0 / A_0$ puede ser tabulado en una típica tabla de consulta o mapa calibrado en la ECU, dejando así un término más simplificado donde toda la predicción recaiga solo en A y B, con una sola constante “ K_3 ”.

4.2.1.4. Validación del modelo

Como se ha indicado en 4.2.1.1, el modelo fue ajustado en un rango de operación por debajo de las 3100 rpm, ya que es la zona de operación del motor donde se aplica EGR (ver cuadro 4.1), parámetro fundamental para el control de NO_X [3, 8, 9, 11, 17, 18]. Sin embargo, como el modelo tiene una base física, la validación se hizo cubriendo todo el mapa motor desde ralentí hasta plena carga. Las predicciones en todos los puntos por encima de 3000 rpm son extrapolaciones respecto al ajuste del modelo, pero esto no supone un problema sobre la exactitud de los resultados en la validación gracias a la corrección empírica descrita 4.2.1.3. El rango de puntos de operación para la validación se detalla en el cuadro 4.2.

Régimen motor [rpm]	Puntos de validación [Carga %]
780	-
1000	70, Plena carga
1500	10, 75
2000	25, 65, Plena carga
2500	15, 75
2850	55, Plena carga
3000	40, 70, Plena carga
3500	10, 20, 40, 70, Plena carga
4000	15, 40, 70, Plena carga

Cuadro 4.2. Puntos de operación utilizados para la validación del modelo.

En la figura 4.6 se muestra la predicción del modelo considerando los puntos de ajuste y los puntos de validación, donde es importante destacar que estos últimos mantienen la tendencia lineal en todo el rango de puntos de operación.

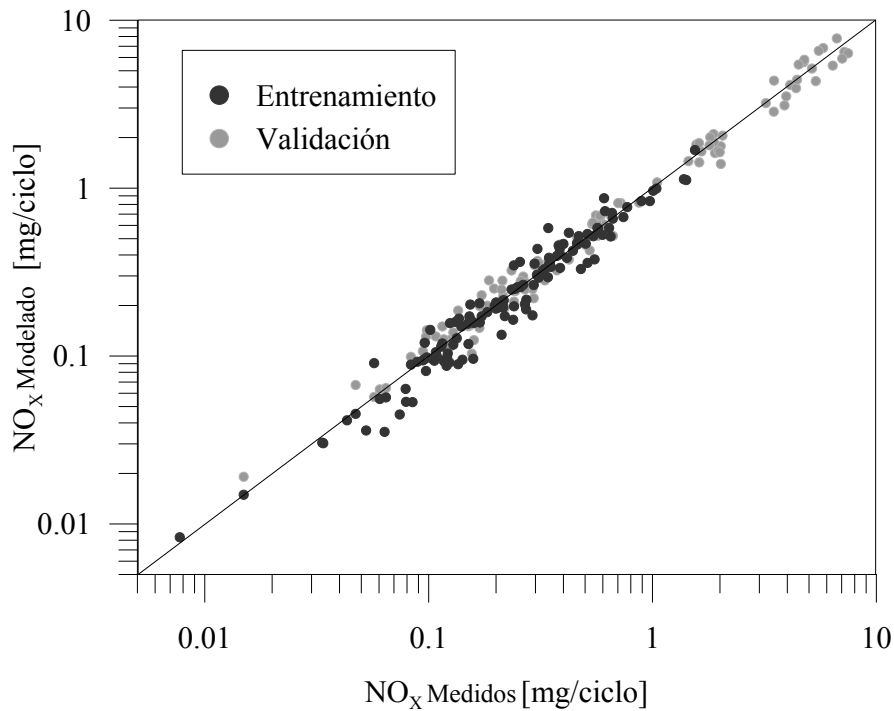


Figura 4.6. Nivel de predicción del modelo semi-empírico de NO_x con todas las mejoras aplicadas.

La validación en condiciones transitorias se llevará acabo en las aplicaciones que se presentarán en el capítulo 5.

4.2.1.5. Aspectos computacionales

En el presente trabajo se le da importancia a esta aspecto ya que una de las características más atractivas de los modelos predictivos para su aplicación en los MCIA modernos es que sean rápidos de cálculo [1, 5, 6, 14–17, 19], sobre todo en tareas orientadas a control y diagnóstico OBD.

Aunque aplicar el modelo propuesto en tareas de control no es un objetivo de este trabajo, se evaluó la posibilidad de acelerar el cálculo eliminando potenciales cuellos de botella. El más importante es el relativo al cálculo de la ley de liberación de calor. Se han publicado varios trabajos orientados a lograr reducciones de tiempo de cálculo [1, 5, 8, 20] o proponer alternativas para interpretar la p_{cil} sin necesidad de determinar la liberación de calor a partir del primer principio [21]. En este sentido, se hicieron una serie de simplificaciones consistentes en la eliminación de ciertos sub-modelos de cálculo no críticos (tales como la evaporación del combustible), la sustitución de sub-modelos lentos por modelos más simples y rápidos (el modelo de llenado vaciado usado para estimar la masa atrapada puede ser sustituido por modelos semi-empíricos como el propuesto por Senecal et al. [22]) o la eliminación de los procesos iterativos (por ejemplo en el cálculo del coeficiente de descarga del blow-by, imponiendo ajustes experimentales). Tales simplificaciones permiten bajar los tiempos de cálculo de 484 ms hasta casi 2.5 ms (en un ordenador de escritorio de una potencia de alrededor 3 GHz).

Por otro lado, el cálculo de la temperatura adiabática consume alrededor de 1.1 ms más y el modelo con sus correcciones unos 0.9 ms adicionales, llegando a tener un tiempo total de unos 4.5 ms. La adquisición de las señales de entrada incrementa otros 4.5 ms la duración del proceso. Con todo, el tiempo necesario para obtener resultados es menor que un ciclo del motor, por tanto se podría considerar el modelo apropiado para aplicaciones de control [23].

En cuanto al nivel de precisión, el modelo tiene un error relativo global por debajo del 15 % si la dFQL simplificada es considerada, lo cual lo ubica en la media entre varios modelos de la misma naturaleza [23–25], y entre 9.5 % y 10.2 % si se considera un modelo de diagnóstico completo o reducido respectivamente [8]. Sin embargo, la ventaja principal de la propuesta es la capacidad adaptativa en cualquier punto de operación tal y como se demostró en la validación.

4.2.2. Modelado de hollín

El modelado de partículas y hollín es un tema complejo, como se ha comentado en la sección 2.2.2.2, donde se explicaron las generalidades sobre los procesos de formación y oxidación de hollín y partículas. A la hora de modelarlos, varias propuestas incluyen expresiones tipo Arrhenius con ajustes empíricos [11]. Uno de los ejemplos más notables es el modelo de Hiroyasu [26], cuyas ecuaciones de formación y oxidación son:

$$\left[\frac{dm_{hollin}}{dt} \right]_f = A_f \cdot m_f \cdot e \cdot p^{0,5} \cdot e^{\left(\frac{-E_{A,f}}{R \cdot T} \right)} \quad (4.11)$$

$$\left[\frac{dm_{hollin}}{dt} \right]_o = A_o \cdot m_f \cdot e \cdot X_{O_2}^{0,5} \cdot e^{\left(\frac{-E_{A,o}}{R \cdot T} \right)} \quad (4.12)$$

donde A_f y A_o son constantes de ajuste, $m_{f,e}$ es la masa de combustible evaporado, m_{hollin} es la masa de hollín, X_{O_2} es la fracción molar de oxígeno, p es la presión, T es la temperatura y R es la constante de los gases ideales, $E_{A,f}$ y $E_{A,o}$ son las energías de activación de formación y de oxidación respectivamente. Este modelo ha sido utilizado como referencia en numerosos trabajos, habitualmente considerando condiciones locales.

A priori, hay poca literatura de modelos que enlacen directamente la p_{cil} con una estimación fiable de hollín. En las primeras etapas del desarrollo del presente trabajo y utilizando la metodología seguida en los modelos de NO_x y g_{ef} , se hizo algún intento para el modelado semi-empírico de hollín usando como señal fundamental la p_{cil} . Sin embargo, los resultados obtenidos no fueron satisfactorios ya que sus niveles de exactitud eran muy inferiores a los alcanzados con los modelos de NO_x (ya presentado) y g_{ef} (que se presenta posteriormente). Las razones de este comportamiento se presentan a continuación.

Tal y como indica Monin [27], en la combustión convencional Diesel las condiciones en la cámara son muy heterogéneas a causa de las variaciones locales de temperatura, densidad y concentración propias del proceso. Muchas han sido las investigaciones relacionadas con el hollín que han tomado como punto de partida el estudio de la propia llama y los mecanismos que intervienen en ella [28, 29]. Así, se ha determinado que el parámetro de mayor relevancia en la formación del hollín es el dosado en el lift-off [11, 27].

Monin [27] resume varios estudios de sensibilidad donde se evalúan los efectos de varios parámetros de funcionamiento sobre el lift-off y el hollín. El resumen se muestra en el cuadro 4.3

En cuanto a la oxidación, está condicionada por las condiciones en la cámara al final del proceso de combustión y por características de la llama. Las primeras podrían obtenerse de la presión en cámara mientras que las segundas no pueden obtenerse con dicha señal. Así, habitualmente se procede al ajuste empírico del modelo de oxidación para obtener las emisiones medidas en el escape.

Parámetro (efecto)	Longitud lift-off	Formación de hollín
Temperatura (aumenta)	Disminuye	Aumenta
Densidad (aumenta)	Disminuye	Aumenta
Presión de inyección (aumenta)	Aumenta	Disminuye
Diámetro de la tobera (disminuye)	Disminuye	Aumenta

Cuadro 4.3. Efectos de los parámetros de funcionamiento del motor sobre el lift-off y la formación de hollín.

Como se ha explicado en el párrafo anterior, p_{cil} puede brindar información útil para el proceso, pero sólo de forma complementaria sin que de ella pueda derivarse, como señal fundamental, información determinante de las emisiones de hollín en el escape. Por ello, se ha decidido dejar fuera de esta tesis este enfoque y abordarlo únicamente de forma empírica.

4.2.3. Modelado de pérdidas mecánicas

Como se ha indicado, una de las variables a predecir es el consumo específico efectivo de combustible g_{ef} , que puede expresarse como:

$$g_{ef} = \frac{\dot{m}_f}{p_{me} \cdot i \cdot n \cdot V_T} \quad (4.13)$$

donde

$$p_{me} = p_{mi} - (p_{mb} + p_{mf} + p_{ma}) \quad (4.14)$$

Es evidente que para mejorar el consumo efectivo, una vía interesante es la reducción de las pérdidas mecánicas, por lo que se va a proponer un modelo con base física para su modelado. El modelo considera por separado expresiones para las pérdidas por fricción en cada uno de los elementos relevantes, así como la energía consumida por los elementos auxiliares.

4.2.3.1. Estimación de pérdidas por fricción

Como se indicó en el capítulo 1, los principales parámetros que afectan a la fricción son el régimen de giro, el grado de carga y la viscosidad, que

depende a su vez de la temperatura del aceite [30]. Sin embargo, en la literatura disponible sobre el tema se encuentran diferentes resultados en cuanto al peso de cada uno de los términos:

- Según Taraza et al. [31]: 40-50 % segmentos-falda pistón, 20-30 % cojinetes del cigüeñal, 7-15 % sistema de distribución, 20-25 % dispositivos auxiliares.
- Según Comfort [32]: 45-50 % segmentos-falda pistón, 20-30 % cojinetes del cigüeñal, 7-15 % sistema de distribución, 20 % dispositivos auxiliares.
- Según Pulkrabeck [33]: 50-75 % segmentos-falda pistón, 10-25 % cojinetes del cigüeñal, 25 % sistema de distribución.

Por un lado, el modelo propuesto parte de una base física en la que la fuerza instantánea del gas ejercida sobre el pistón es transferida parcialmente al cigüeñal mediante el mecanismo biela manivela. El cálculo cinemático y dinámico permitirá obtener la posición, velocidad y aceleración de las partes con movimiento relativo, siendo el punto de partida para obtener los valores de las fuerzas de fricción en los principales elementos (pistón, biela y cigüeñal - la descripción detallada con las ecuaciones fundamentales se presenta en los apéndices 4.B.1 y 4.B.2). Por otro lado, se hace un planteamiento similar en las válvulas para predecir su fricción partiendo de su correspondiente cinemática y dinámica.

Fricción y lubricación

En la primera década del siglo XX, Richard Stribeck desarrolló un método para representar los regímenes de lubricación de un cojinete a partir de la relación del coeficiente de fricción (definido como el cociente entre la fuerza de fricción F_r y la normal F_N , $f = \frac{F_r}{F_N}$) con las propiedades de viscosidad del lubricante μ_{oil} , de la velocidad de rotación del cojinete N y de la carga por unidad de superficie P . Esto se conoce como número de Sommerfeld o parámetro de Hersey [34, 35]:

$$S = \frac{\mu_{oil} \cdot N}{P} \quad (4.15)$$

Dicha representación se conoce como curva de Stribeck, y un ejemplo de la misma se muestra en la figura 4.7 para mostrar los distintos tipos de lubricación de los segmentos ¹.

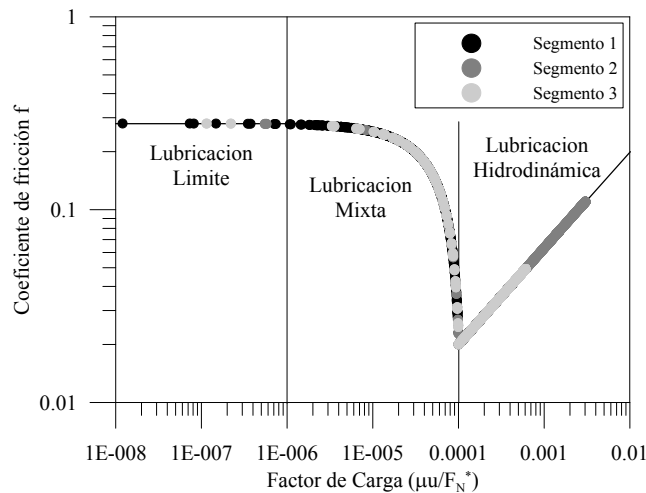


Figura 4.7. Diagrama de Stribeck aplicada a los distintos regímenes de lubricación por los que pasan los segmentos de un pistón.

Siguiendo lo que se indica en la figura 4.7, se distinguen los siguientes regímenes de lubricación:

- *Hidrodinámica:* en este modo de lubricación la capa de lubricante tiene un espesor suficiente para evitar el contacto entre superficies sólidas opuestas y las características de la fricción pueden explicarse dentro del marco de la mecánica de fluidos clásica. Se puede concluir que este régimen está caracterizado por baja fricción viscosa del lubricante y mínimo desgaste.
- *Lubricación límite:* en este modo de lubricación las superficies de los sólidos no están completamente separadas por el lubricante y existe contacto en un área comparable a la que se desarrolla en contacto seco. Las características de la fricción son reguladas por las propiedades de los sólidos y del poco lubricante entre ellos.

¹La definición del factor de carga en la figura 4.7 no es rigurosamente la mostrada en (4.15), sino que es una adaptación para el caso de los segmentos -ver ecuación (4.22) posteriormente-

- *Lubricación mixta*: entre la lubricación hidrodinámica y la lubricación límite existe un régimen intermedio que es de gran importancia. En la lubricación mixta las características del contacto son determinadas por la combinación de los efectos de la lubricación límite y la lubricación hidrodinámica.
- *Lubricación elastohidrodinámica* (no representada): esta situación ocurre como resultado de las deformaciones plásticas locales de los materiales y se genera más rápidamente en pares altamente cargados. En esta situación, la viscosidad del lubricante aumenta de manera considerable debido a las altas presiones en los contactos y ello contribuye a la formación de una película fluida efectiva.

En un motor se tienen estos tipos de lubricación dependiendo del elemento y del instante del ciclo. Si bien el diagrama de Stribeck es un indicador del comportamiento de la lubricación para diversos elementos mecánicos, no representa convenientemente la evolución instantánea que se da en un MCI, ni es adecuada para elementos como el pistón. Por ello, Cho [36] y Ting [37, 38] introdujeron el digrama de Stribeck modificado de tipo bucle (ver figura 4.8), en el cual se reemplaza en el número de Sommerfeld la velocidad de rotación del cojinete por la velocidad instantánea del pistón y se introduce como longitud de referencia el espesor del segmento (en el siguiente apartado se tratará con más detalle). De esta forma se puede representar la variación de la lubricación entre el pistón y el cilindro durante cada ciclo.

A continuación se describen los modelos específicos utilizados en cada elemento del motor.

Fricción en los segmentos y la falda del pistón

Fuerza ejercida por los gases en los segmentos:

La fugas de blow-by producen un aumento de la fricción de los segmentos contra las paredes del cilindro debido a la presión que ejercen los gases contra la parte interior de los anillos, por consiguiente, se ha desarrollado un sub-modelo para determinar dicha carga. El sub-modelo está desarrollado para motores con 3 segmentos (habitual en MEC para vehículos de pasajeros) por lo que se simplifica como dos volúmenes y tres toberas (una por segmento,

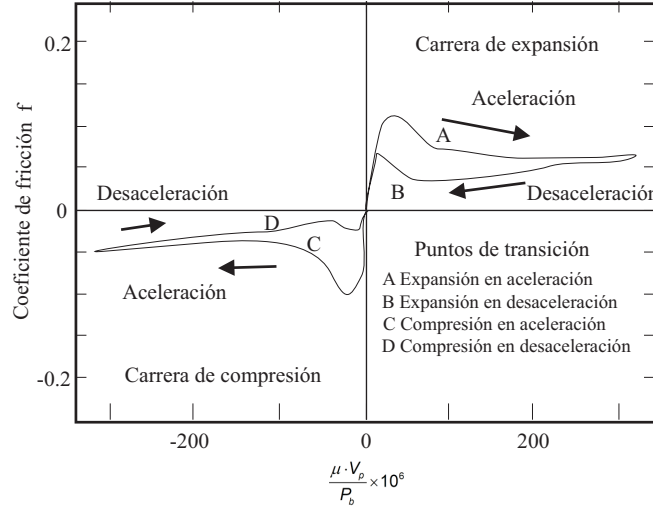


Figura 4.8. Diagrama de Stribeck tipo bucle.

entre el volumen superior y el cilindro, entre los dos volúmenes y entre el volumen inferior y el cárter).

Las hipótesis básicas del modelo son [39, 40]:

- Se asume el flujo entre volúmenes como en una tobera isentrópica.
- Los volúmenes son isotermos debido a la transmisión de calor con el metal del pistón, segmento y camisa.
- No se considera deformación del anillo ni desplazamiento dentro de su alojamiento.

Para obtener la evolución de la presión en los volúmenes basta con derivar la ley de gases perfectos respecto al tiempo:

$$\frac{dp_i}{dt} = \frac{R \cdot T_i}{V_i} \cdot \left(\sum \dot{m}_{flujoEntrante} - \sum \dot{m}_{flujoSaliente} \right) \quad (4.16)$$

donde V_i es el volumen intersticial y T_i es la temperatura promedio entre la camisa y el pistón. Los gastos entrante y saliente ($\dot{m}_{flujoEntrante}$ y $\dot{m}_{flujoSaliente}$) se obtienen con la ecuación de la tobera adiabática:

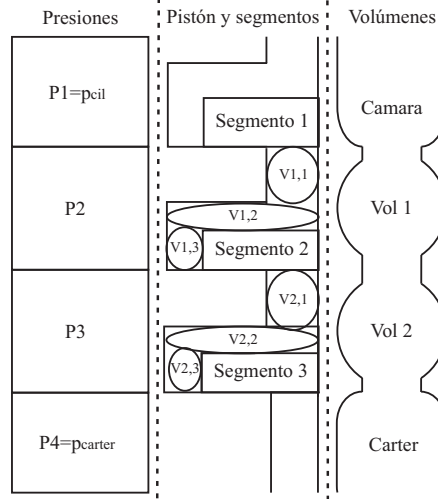


Figura 4.9. Presiones y volúmenes considerados en el modelo de Blow-By.

$$m_{ij} = C_{bb} \cdot A_{gap_i} \cdot p_u \cdot \frac{X_i}{\sqrt{R \cdot T_u}} \quad (4.17)$$

siendo m_{ij} el gasto entre el volumen i y j , incluyendo el cilindro y el cárter, A_{gap_i} el área de la tobera [41] que se corrige con base en el gasto medio experimental mediante C_{bb} , p_u y T_u son la presión y temperatura en el volumen aguas arriba del flujo, R es la constante del gas y X_i es función del ratio de presiones entre el volumen aguas arriba y abajo del flujo [41].

Tras un número limitado de iteraciones (2 ó 3 habitualmente), y reajuste de C_{bb} en cada paso, la integral de los gastos máxicos a través de los intersticios coincide con el gasto experimental $m_{bb,exp}$:

$$\int \dot{m}_{12} = \int \dot{m}_{23} = \int \dot{m}_{34} = m_{bb,exp} \quad (4.18)$$

Fricción en los segmentos:

Como se ha indicado, los MEC para aplicaciones de vehículos de pasajeros suelen tener 3 segmentos: el segmento 1 (o anillo de fuego) es la primera

barrera de sellado del conjunto pistón cilindro, el segmento 2 (o anillo de estanqueidad), además de colaborar con el sellado de los gases, permite mantener una película de aceite adecuada y finalmente el segmento 3 (o anillo rascador o de control de aceite) tiene como función evitar la acumulación de aceite, haciendo que este caiga al cárter. La fricción sobre la camisa es debida, por un lado a los esfuerzos normales debidos al montaje de los anillos y la presión de los gases y, por otro lado a la fricción de la falda del pistón.

Aunque los anillos sufren una cierta deformación o efecto de "twist" debido su movimiento a lo largo de una carrera del pistón, se ha asumido en lo que sigue que ésta es despreciable, ya que el ángulo formado entre la ranura y el segmento son aproximadamente 0.3° para el primer segmento, 0.1° para el segundo y por debajo de 0.1° para el segmento de control de aceite [42].

En primer lugar, los segmentos son presionados contra la pared del cilindro debido a la **tensión de montaje** p_c , que depende de la dimensión del hueco en los extremos del segmento (medida a lo largo del eje neutral en estado libre) y del módulo de elasticidad de su material [39].

Medir la presión de contacto es extremadamente difícil, por lo que en la práctica es obtenida a partir de la fuerza tangencial F_t requerida para cerrar el segmento reduciendo la holgura hasta alcanzar el diámetro nominal D . Dicha información es proporcionada por el fabricante de los segmentos y de acuerdo con [43], puede relacionarse con la tensión de montaje según la siguiente expresión:

$$p_c = \frac{2 \cdot F_t}{D \cdot h_s} \quad (4.19)$$

donde h_s es la altura del segmento.

Con base en lo anterior, se puede obtener la fuerza normal debido al montaje como:

$$F_{N,M,i} = p_{c,i} \cdot s_{cont,i} \quad (4.20)$$

siendo: $s_{cont,i} = \pi \cdot D \cdot h_s$ la superficie de contacto del segmento con la camisa, donde se desprecia el efecto de la ranura.

La **fuerza de fricción debida a los gases** sobre el segmento i , F_{NG1} , se calculará asumiendo que el primer anillo está sometido a la presión del gas en la cámara, mientras que el segundo y tercero reciben la presión del primer y segundo volumen del modelo de blow-by, respectivamente.

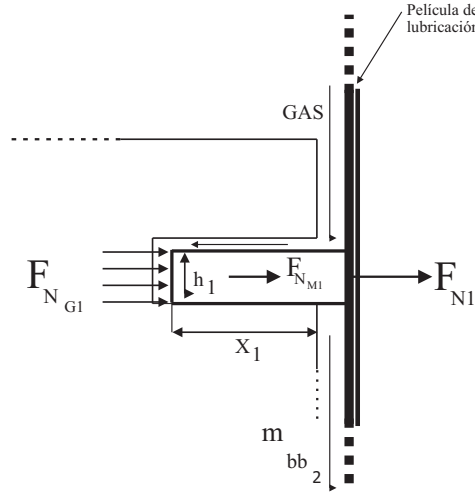


Figura 4.10. Fuerzas aplicadas sobre el segmento 1 en combustión.

En la figura 4.10 se muestra un esquema con todas las fuerzas intervinientes sobre el primero de los segmentos (análogamente en los demás). Para el segmento i :

$$F_{N,i} = F_{NG,i} + F_{NM,i} = p_{gas,i}(\alpha) \cdot \pi \cdot h_i \cdot (D - 2 \cdot x) + 2 \cdot \pi \cdot F_{t,i} \quad (4.21)$$

Conocidas las fuerzas normales de los segmentos sobre el cilindro, se debe calcular el coeficiente de fricción a lo largo del ciclo. Para ello, se puede usar la teoría fundamental de lubricación teniendo en cuenta el régimen de lubricación en cada instante, basándose en el número de Sommerfeld o factor de carga adaptado al pistón [39].

$$S_i(\alpha) = \frac{\mu_{oil} \cdot V_p(\alpha)}{\left(\frac{F_{N,i}}{\pi \cdot D}\right)} \quad (4.22)$$

donde μ_{oil} es la viscosidad dinámica del lubricante, V_p es la velocidad lineal instantánea del pistón (obtenida del análisis cinemático), $F_{N,i}$ es la fuerza normal del segmento i y D es el diámetro del cilindro.

Basándose en la propuesta de Taraza [31], se asumirá un coeficiente de fricción seca de ($f_0=0.28$) para contacto acero-acero, mientras que la transición se dará en un valor crítico de ($S_{cr}=1 \cdot 10^{-4}$) y ($f_{cr}=0.0225$). Stanley [44], apoyándose en estudios semi-empíricos, propone la siguiente expresión:

$$f_i = 0,625 \cdot \ln(S_1) + 1,9622 \quad (4.23)$$

siendo f_i el coeficiente de fricción durante el régimen de lubricación hidrodinámico en el segmento i y S_i el correspondiente número de Sommerfeld.

Es de destacar que la ecuación (4.23) es sólo válida cuando $S > S_{cr}$. En los casos donde sea menor, el régimen de lubricación es mixto y se puede calcular como [31]:

$$f_i = f_0 \cdot \left(1 - \frac{|S_i|}{S_{cr}}\right) + f_{cr} \cdot \left(\frac{|S_i|}{S_{cr}}\right) \quad (4.24)$$

Fricción en la falda del pistón:

Para el cálculo de la fricción entre la falda del pistón y el cilindro, se procederá según la metodología seguida para el cálculo de la fricción entre los segmentos y el cilindro. Dada la separación o “gap” entre el cilindro y la falda del pistón, la película de lubricación se considerará siempre en régimen de lubricación hidrodinámico. Para determinar el número de Sommerfeld se tomará como dimensión característica la longitud de la falda del pistón [31]:

$$S_{falda} = \frac{\mu_{oil} \cdot V_p}{p_{s,falda} \cdot L_{falda}} \quad (4.25)$$

donde L_{falda} es la longitud de la falda y $p_{s,falda}$ la carga distribuida, que se calculará como:

$$p_{s,falda} = \frac{FN_{Bb}}{\pi \cdot D \cdot L_{falda}} \quad (4.26)$$

donde FN_{Bb} es la fuerza normal ejercida por el pistón contra la camisa, que coincide con la componente horizontal X_{Bb} cuyo cálculo se describe en el anexo 4.B.2.

El coeficiente de fricción se calculará según la expresión propuesta por Taraza [31] para régimen hidrodinámico:

$$f_{s,falda} = 2,5 \cdot \sqrt{|S_{falda}|} \quad (4.27)$$

Fricción en los cojinetes de apoyo del cigüeñal

Atendiendo a su montaje en la bancada, se puede considerar al cigüeñal como una viga apoyada en diferentes puntos sometida a esfuerzos de flexión y torsión. El cálculo se ha realizado teniendo en cuenta solamente los esfuerzos aplicados en los codos del cigüeñal adyacentes al cojinete de biela considerado. Esta hipótesis equivale a asumir la existencia de una rótula en cada apoyo de bancada, reduciendo el cigüeñal a una estructura isostática.

A la hora de realizar los cálculos para determinar la fuerzas que actúan sobre el cigüeñal es necesario conocer la geometría de los cojinetes caracterizada por el diámetro ($D_{coj,biela}$ y $D_{coj,bancada}$ para los cojinetes de la biela y bancada respectivamente), la longitud ($L_{coj,biela}$ y $L_{coj,bancada}$), la excentricidad ($e_{coj,biela}$ y $e_{coj,bancada}$) y la holgura ($c_{coj,biela}$ y $c_{coj,bancada}$). Los diferentes parámetros geométricos se escalaron con el tamaño del motor teniendo en cuenta valores disponibles [19]. En el cuadro 4.4 se detalla el escalado de las diferentes dimensiones tomando como referencia el diámetro del cilindro D.

Parámetro	Tamaño
$D_{coj,biela}$	0.6 D
$D_{coj,bancada}$	0.7 D
$L_{coj,biela}$	0.38 $D_{coj,biela}$
$L_{coj,bancada}$	0.4 $D_{coj,bancada}$
$e_{coj,biela}$	0.0006 $D_{coj,biela}$
$e_{coj,bancada}$	0.0007 $D_{coj,bancada}$
$c_{coj,biela}$	0.001 $D_{coj,biela}$
$c_{coj,bancada}$	0.001 $D_{coj,bancada}$

Cuadro 4.4. Datos geométricos de los cojinetes.

La carga soportada por cada cojinete se describe en el estudio dinámico del anexo 4.B.2, asumiéndose que la carga de cada cojinete de biela se reparte de forma simétrica entre los cojinetes de bancada adyacentes.

Conocidas las fuerzas ejercidas sobre los cojinetes, se puede calcular la fuerza de fricción. Para ello, tomando la propuesta de [18] se puede emplear la siguiente expresión:

$$F_{f_{coj}} = \frac{\pi^2 \cdot D_c^2 \cdot L_c \cdot \mu_{oil} \cdot n}{\sqrt{(1 - \varepsilon^2)}c} + \frac{c \cdot F_a \cdot \varepsilon}{D_c} \cdot \text{sen}(\varphi) \quad (4.28)$$

donde $F_{f_{coj}}$ es la fuerza de fricción en el cojinete, L_c es el ancho del cojinete, D_c es el diámetro del cojinete, c la holgura del cojinete, μ_{oil} la viscosidad dinámica, n el régimen de giro, F_a es la fuerza que el gas ejerce sobre el cojinete, ε es la excentricidad del cojinete y φ puede calcularse como [31]:

$$\varphi = \text{atan} \left(\frac{\pi \cdot \sqrt{1 - \varepsilon^2}}{4 \cdot \varepsilon} \right) \quad (4.29)$$

El primer término de la derecha de la ecuación (4.28) corresponde al producto del área circunferencial por el esfuerzo cortante, mientras que el segundo corrige el efecto del desplazamiento entre el centro del eje y el centro del cojinete.

Fricción en el sistema de distribución

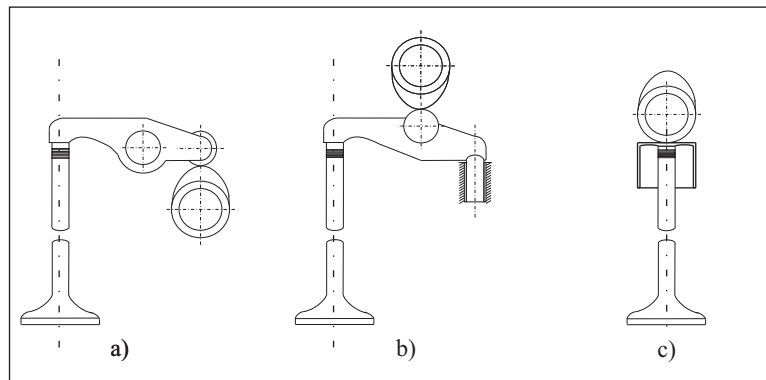


Figura 4.11. Tipos de geometrías OHC del sistema de distribución en motores Diesel para vehículos ligeros: (a) de accionamiento por balancín (b) accionamiento por seguidor de leva (c) por contacto directo leva-taqué-vástago de válvula Fuente: [19].

En el presente trabajo se va a modelar las fuerzas de fricción en sistemas OHC² (caso particular del motor donde fueron desarrollados los modelos). Los sistemas tipo OHC están conformados por varios elementos entre los que destacan el árbol de levas, el taqué, las válvulas y sus respectivas guías.

Comfort [32] estudia la fricción en el sistema de distribución, concluyendo que las pérdidas se reparten del modo siguiente: 85-90 % en el contacto leva-taqué, 1 % al cojinete del árbol de levas, 10-11 % al contacto del empujador (en sistemas OHV³) y 2 % a la guía de válvula. Debido a que la mayor parte corresponde al contacto leva-taqué, el modelo desarrollado en esta tesis se centra en dicho contacto. Además, de los diferentes tipos de accionamiento de válvulas mostrado en la figura 4.11, se va a abordar sólo el caso de accionamiento directo.

Para calcular la fricción del sistema de distribución se asumirá el análisis propuesto por Guo [45], para ello se deben resolver tres aspectos del contacto leva-taqué: su cinemática, su fuerza de contacto y el espesor de película. Además, de acuerdo con las propuestas de Guo [45], Gatti [46], Taraza [31] y Comfort [32], se tendrán en cuenta las siguientes hipótesis:

- Se desprecia el efecto de la presión en cámara en la dinámica del mecanismo de válvulas.
- Se asumirá lubricación en régimen elastohidrodinámico, debido a que la zona de contacto leva-taqué se deformará levemente como consecuencia de las altas cargas respecto a dicha superficie.

En la figura 4.12 se muestra un esquema del contacto leva-taqué. En ella R_0 es el radio base de la leva, R_p es la distancia del punto de contacto al centro de la leva, R_c es el radio de curvatura instantáneo de la leva, θ es el ángulo formado entre el punto de contacto y la dirección vertical, θ_c es el ángulo de la leva (determinado por el ángulo de giro del cigüeñal α) y ω_c es la velocidad de giro de la leva, que será la mitad que la del cigüeñal.

Cinemática del contacto leva-taqué:

Considerando los perfiles de los levantamientos de las válvulas de admisión y escape, las velocidades horizontal y vertical con las que se desplaza el punto de contacto vienen determinadas por las siguientes expresiones:

²Por sus siglas en inglés *Over Head Camshaft*

³Por sus siglas en inglés *Over Head Valves*

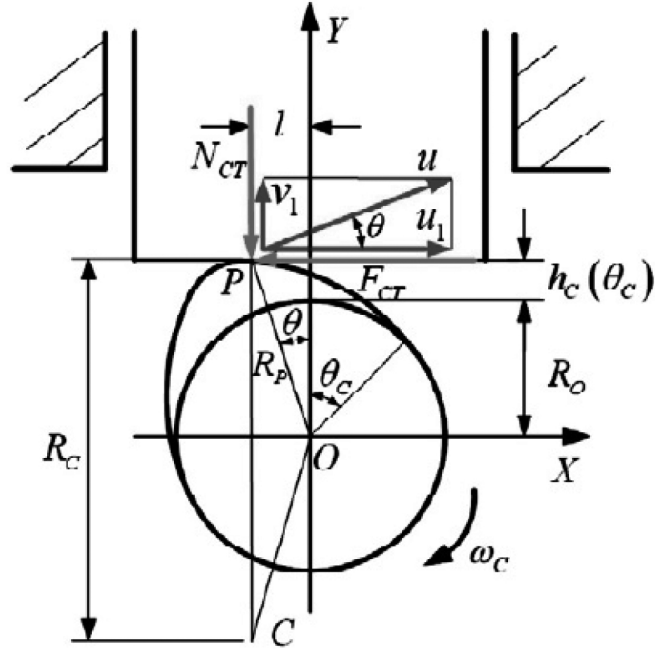


Figura 4.12. Fuerzas actuantes sobre el contacto leva-taqué Fuente: [45].

$$u_t = \omega_c \frac{d^2 h_c(\theta_c)}{d\theta_c} \quad (4.30)$$

$$u_s = \omega_c (R_o + h_c(\theta_c)) \quad (4.31)$$

$$u_c = u_s + u_t \quad (4.32)$$

$$u_e = \frac{1}{2}(u_c + u_t) \quad (4.33)$$

donde u_t es la velocidad relativa del punto de contacto leva-taqué en el eje X, u_s es la velocidad de deslizamiento de la leva sobre la superficie del taqué, u_c es la velocidad del contacto leva-taqué y u_e es la velocidad de englobamiento de aceite en el contacto. Más información sobre el análisis cinemático del mecanismo de distribución puede ser encontrada en [45].

Fuerza de contacto leva-taqué:

El balance de fuerzas sobre el conjunto válvula-taqué-muelle viene dado por la suma de fuerzas en el eje vertical:

$$\begin{aligned} -F_{N,v} + (F_0 + k \cdot Lev(\theta_c)) &= m_v \cdot a_v \\ F_{N,v} &= (F_0 + k \cdot Lev(\theta_c)) - m_v \cdot a_v \end{aligned} \quad (4.34)$$

donde $F_{N,v}$ es la fuerza normal de contacto entre la leva y el taqué, F_0 es la precarga de montaje del muelle, k es la constante elástica del muelle (ver figura 4.13), m_v es la masa del conjunto valvula-muelle y a_v es la aceleración de la válvulas que se obtiene a través de la segunda derivada de la posición de la leva en función del ángulo θ_c .

Cálculo de espesor de película:

Según Taraza [31], debido a las elevadas presiones en la zona de contacto entre estos dos elementos el régimen de lubricación es elasto-hidrodinámico. En estas condiciones la viscosidad del aceite aumenta exponencialmente con la presión, por lo que la película puede mantenerse y el área de contacto hertziano se deformará levemente. Guo [45] propone calcular el espesor adimensional de la película de aceite (definido como el cociente entre el espesor h_{oil} y el radio de curvatura R_c) mediante las siguientes expresiones empíricas:

$$H(\theta_c) = \frac{h_{oil}(\theta_c)}{R_c} = 1,67 \cdot U^{0,541} \cdot G^{0,421} \cdot W^{-0,059} \quad (4.35)$$

donde

$$U = \frac{u_e \mu_{lub}}{E R_c} \quad (4.36)$$

$$G = \alpha_\mu \cdot E \quad (4.37)$$

$$W = \frac{F_{N,v}}{E \cdot R_c \cdot l_l} \quad (4.38)$$

E es el módulo de elasticidad de los materiales del contacto ($E=187$ GPa según [45]), $\alpha=1.8 \cdot 10^{-8}$ m²/N es el coeficiente presión-viscosidad, μ_{oil} es la viscosidad dinámica del aceite, l_l es el ancho de la leva y $F_{N,v}$ es la fuerza normal en la válvula.

Fuerza de fricción entre las levas y los taqués:

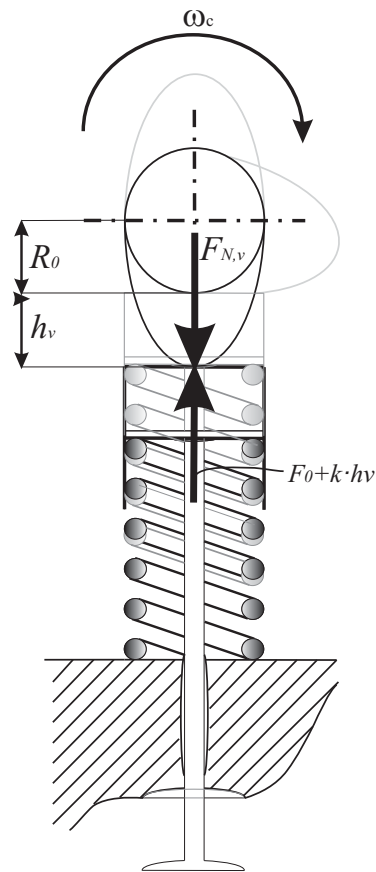


Figura 4.13. Interacción leva-taqué y el muelle del vástago de la válvula.

Conocido el espesor de película, el parámetro adimensional de película λ , definido como:

$$\lambda = \frac{h_{oil}}{\sigma} \quad (4.39)$$

permite determinar el régimen de lubricación. En la expresión anterior $\sigma = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2}$ es la rugosidad media de las superficies, donde σ_1 es la rugosidad superficial de la leva y σ_2 la del taqué. Como habitualmente no es posible

obtener los valores experimentalmente, se tomó una rugosidad media $\sigma = 9\mu m$ de la bibliografía [31]. En función del valor de λ se tiene que:

- Si $\lambda > 1$ el régimen es elasto-hidrodinámico y la fuerza de fricción es [31]:

$$F_{R,v} = \frac{2 \cdot b \cdot \mu_{oil} \cdot l_l}{h_{oil}} \quad (4.40)$$

siendo b:

$$b = \left(\frac{8 \cdot R_c \cdot F_{N,v}/l_l}{\pi \cdot E} \right)^{0,5} \quad (4.41)$$

- Si $\lambda < 1$ el régimen de lubricación es límite

$$F_{R,v} = f_0 \cdot F_{N,v} \cdot (1 - \lambda) \quad (4.42)$$

siendo $f_0 = 0,11$ el coeficiente de fricción en seco según Guo [45].

4.2.3.2. Estimación de pérdidas por dispositivos auxiliares al motor

Los MCIA modernos tienen varios dispositivos auxiliares acoplados que demandan potencia. En el presente trabajo se van a considerar las bombas de aceite, refrigerante y combustible, para las que se propondrán modelos semi-empíricos basados en su principio físico de funcionamiento.

Bomba de aceite

Esta ha de hacer circular el aceite para lubricar los cojinetes del cigüeñal, las galerías internas de los pistones, la camisa de los cilindros, el sistema de distribución y el turbogrupo. A medida que aumenta el régimen de giro aumenta la presión de suministro de la bomba, lo que hace necesario limitar su presión mediante una válvula que permita aliviar el sistema cuando se alcanza la presión de tarado [19, 33].

Para determinar la potencia disipada se asumirán las siguientes hipótesis [44]:

- Hasta cierto régimen de giro n_{oil} , la pérdida de carga en el circuito de lubricación es proporcional al cuadrado del caudal. A partir de n_{oil} se abre la válvula de descarga del circuito de modo que la presión permanece constante en un valor $p_{oil,máx}$ aunque siga subiendo el régimen.
- El caudal suministrado por la bomba solo depende del régimen del motor puesto que el aceite se asume como incompresible y la bomba es volumétrica.

Las bombas de aceite que se usan en MCIA suelen ser de engranajes o lóbulos, siendo en ambos casos máquinas volumétricas. La potencia consumida para su accionamiento viene dada por:

$$N_{oil} = \frac{Q_{oil} \cdot \Delta p_{oil}}{\eta_{oil}} \quad (4.43)$$

donde N_{oil} es la potencia demandada por la bomba, \dot{Q}_{oil} el caudal de la bomba de aceite y $\eta_{oil} \approx 0,9$ es el rendimiento de la bomba.

Como se mencionó, hasta n_{oil} la pérdida de carga en el circuito de lubricación es proporcional al cuadrado del caudal:

$$\Delta p = k_{1,oil} \cdot \dot{Q}_{oil}^2 \quad (4.44)$$

donde $k_{1,oil} = 2,6 \cdot 10^{-3} \text{ bar}/(l/min)^2$ es la constante de proporcionalidad ajustada experimentalmente.

Al ser una máquina volumétrica y que trabaja con un fluido incompresible, el caudal suministrado (que se repartirá entre el motor y la válvula de descarga) varía de manera despreciable con la presión, siendo función únicamente del régimen del motor según una ley lineal:

$$Q_{oil} = k_{2,oil} \cdot n \quad (4.45)$$

siendo $k_{2,oil} = 1,11 \cdot 10^{-2} l$ la constante de proporcionalidad ajustada para el motor policilíndrico utilizado.

Combinado las ecuaciones (4.43), (4.44) y (4.45), y teniendo en cuenta lo indicado respecto a n_{oil} , se obtiene:

$$N_{oil} = \frac{k_{1,oil} \dot{Q}_{oil}^3}{\eta_{oil}} = \frac{k_{1,oil} (k_{2,oil} \cdot n)^3}{\eta_{oil}} = K_{1,oil} \cdot n^3 \text{ si } n < n_{oil} \quad (4.46)$$

$$N_{oil} = \frac{k_{2,oil} n^2 \Delta p_{oil, \text{máx}}}{\eta_{oil}} \text{ si } n > n_{oil} \quad (4.47)$$

donde $K_{1,oil} = 6,6 \cdot 10^{-9} W \cdot \text{min}^3$ es la constante de ajuste determinada experimentalmente, asumiendo un rendimiento de la bomba del 90 %.

Bomba de refrigerante

Al contrario que las bombas de aceite, las de refrigerante suelen ser bombas centrífugas de álabes rectos y se diseñan para satisfacer la demanda de refrigerante en los puntos de operación con mayor disipación de calor (a alto régimen y carga del motor).

Análogamente a la bomba de aceite, la potencia demandada se puede estimar como:

$$N_{cool} = \frac{Q_{cool} \cdot \Delta p_{cool}}{\eta_{cool}} \quad (4.48)$$

donde N_{cool} es la potencia de la bomba de refrigerante, Q_{cool} es el caudal de bomba de refrigerante, Δp_{cool} es el salto de presión en la bomba de refrigerante y $\eta_{cool} \approx 0,9$ es el rendimiento de la bomba de refrigerante asumido por defecto.

La pérdida de carga en el motor viene dada por una expresión del tipo:

$$p_{cool} = k_{1,cool} \cdot Q_{cool}^2 \quad (4.49)$$

donde $k_{1,cool} = 5,41 \cdot 10^{-5} \text{ bar}/(\text{l}/\text{min})^2$ es una constante característica del motor.

Ya que la bomba de agua es centrífuga su caudal no es necesariamente lineal con el régimen, como ocurre en las de aceite y combustible. Rigurosamente, la forma de conocer su comportamiento es conocer la curva de pérdidas de carga del circuito hidráulico y disponer del mapa de la bomba; de modo que para cada régimen de giro se puede intersectar la curva de la bomba con la curva de pérdidas para obtener el caudal. Sin embargo, el mapa de la bomba

no suele estar disponible por lo que esta forma de proceder no resulta, en general, viable. Sin embargo, en la práctica se ha comprobado que en las bombas de accionamiento mecánico el gasto del refrigerante es proporcional al régimen del motor [47], por tanto:

$$Q_{cool} = k_{2,cool} \cdot n \quad (4.50)$$

siendo: $k_{2,cool} = 5,4 \cdot 10^{-2} (l/min)/rpm$ una constante propia de la bomba.

Sustituyendo las ecuaciones (4.49) y (4.50) en (4.48), se obtiene la siguiente expresión para el cálculo de la potencia en función del régimen de giro:

$$N_{cool} = \frac{k_{1,cool} \dot{Q}_{cool}^3}{\eta_{cool}} = \frac{k_{1,cool} (k_{2,cool} \cdot n)^3}{\eta_{cool}} = K_{cool} \cdot n^3 \quad (4.51)$$

Bomba de inyección de combustible

Los sistemas de inyección de combustible en motores Diesel actuales son mayoritariamente de tipo common rail. En ellos, la bomba de baja presión -habitualmente eléctrica- se encarga de cebar a la de alta presión -de accionamiento mecánico- responsable de suministrar la presión requerida al rail. Dada las elevadas presiones de inyección (por encima de los 2000 bar en los sistemas más modernos) este elemento supone unas pérdidas destacables, sobre todo a plena carga [19, 33]. Aunque no todo el caudal proporcionado por la bomba de alta presión es inyectado, a efectos del cálculo de la potencia consumida debe tenerse en cuenta tanto el gasto consumido como el retorno, puesto que por la bomba circulan ambos. Siguiendo el mismo planteamiento que con las bombas de aceite y agua se tiene que:

$$N_{fuel} = \frac{Q_{fuel} \cdot p_{rail}}{\eta_{fuel}} \quad (4.52)$$

donde N_{fuel} es la potencia de la bomba de combustible, Q_{fuel} es el caudal de la bomba de combustible, p_{rail} es la presión en el common rail y $\eta_{fuel} \approx 0,9$ es el rendimiento de la bomba de combustible.

Al ser una máquina volumétrica que trabaja con un fluido incompresible, el caudal suministrado varía poco con la presión, siendo aproximadamente proporcional al régimen del motor según una ley lineal:

$$Q_{fuel} = k_{1,fuel} \cdot n \quad (4.53)$$

donde $k_{1,fuel}$ es la constante de proporcionalidad.

Reemplazando la ecuación (4.53) en (4.52), se obtiene:

$$N_{fuel} = \frac{k_{1,fuel} \cdot n \cdot p_{rail}}{\eta_{fuel}} = K_{fuel} \cdot n \cdot p_{rail} \quad (4.54)$$

donde $K_{fuel} = 2,06 \times 10^{-6} \text{ W}/(\text{bar}/\text{min})$

4.2.3.3. Ajuste del modelo

Una vez descritos los modelos empleados para pérdidas por fricción y en dispositivos auxiliares, se hace necesario plantear el ajuste de dichos modelos con la información experimental extraída del motor objeto de estudio. Como se ha indicado en los apartados anteriores, los términos correspondientes a los auxiliares ya se ajustaron previamente, por lo que sólo quedan los términos de fricción (mayoritarios de las pérdidas).

Para ello, conocida la potencia de pérdidas mecánicas obtenida experimentalmente a partir de la presión en el cilindro, el par medido en el eje y el régimen de giro, se ajustaron constantes de calibración para cada uno de los modelos de fricción como se describe a continuación. Es importante destacar que no se utilizaron ensayos específicos o instalaciones experimentales para medir por separado el efecto de cada una de las pérdidas, si no que el ajuste se hizo para minimizar el error global de todas las pérdidas por fricción de forma conjunta.

La **potencia disipada en el conjunto de segmentos y falda del pistón** se obtiene a partir de la suma del producto de las fuerzas en cada segmento y la falda del pistón (ver apartado 4.2.3.1) por la velocidad lineal del pistón y una constante de ajuste k_{pis} :

$$N_{pis} = k_{pis} \cdot (Ff_1 + Ff_2 + Ff_3 + Ff_{falda}) \cdot v_{y,B} \quad (4.55)$$

siendo $v_{y,B}$ la velocidad lineal instantánea del pistón, cuyo cálculo se describe en el apéndice 4.B.1.

La **potencia disipada en el conjunto de cojinetes del cigüeñal y la bancada** se calcula teniendo en cuenta todos los cojinetes de cada tipo del motor (4 cojinetes de bielas y 5 de bancada), mediante la siguiente expresión:

$$N_{cig} = k_{coj} \cdot [Ff_{biela} \cdot \pi \cdot n \cdot D_{coj,biela} + Ff_{bancada} \cdot \pi \cdot n \cdot D_{coj,bancada}] \quad (4.56)$$

donde k_{coj} es la constante de ajuste del modelo y Ff_{biela} y $Ff_{bancada}$ son la suma de las fuerzas en todos cojinetes de biela y bancada respectivamente.

Análogamente a los casos anteriores, la **potencia disipada en el sistema de distribución** puede calcularse como:

$$N_{dist} = k_D \cdot \left[\left(\sum F_{fD,adm} \cdot u_{c,adm} \right) + \left(\sum F_{fD,esc} \cdot u_{c,esc} \right) \right] \quad (4.57)$$

donde k_D es la constante de ajuste del modelo de pérdidas en la distribución, $u_{c,adm}$ y $u_{c,esc}$ son las velocidades relativas del contacto entre la leva y el taqué y $\sum F_{fD,adm}$ y $\sum F_{fD,esc}$ son la suma de las fuerzas de fricción en las válvulas de admisión y de escape respectivamente.

La **potencia total disipada por fricción y auxiliares** puede calcularse sumando todas las pérdidas descritas, de modo que:

$$N_{pm} = N_{pis} + N_{cig} + N_{dist} + N_{aux} \quad (4.58)$$

siendo $N_{aux} = N_{fuel} + N_{cool} + N_{oil}$ la potencia consumida por los sistemas auxiliares.

Mediante un barrido completo de régimen y carga en el motor policilíndrico se ajustaron los valores de $k_{pis} = 1,2$, $k_{coj} = 4,5$ y $k_D = 3,4$. El error medio del modelo fue del 6,5 %

4.2.3.4. Análisis de tendencias

Una vez ajustado el modelo de pérdidas, se va a mostrar un análisis de tendencias a modo de muestra del potencial del mismo.

En primer lugar, se ha realizado un estudio paramétrico con el modelo en el que se ha variado el régimen del motor policilíndrico descrito en el apartado

3.3.2. Los resultados se muestran en la figura 4.14. En una variación desde 1000 hasta 2500 rpm en puntos de media carga se ve que el efecto más notable es el observado en el conjunto segmentos y faldas del pistón, donde se produce un incremento de casi 3 kW. Esto es consecuencia, fundamentalmente, del incremento de la velocidad, lo cual favorece el incremento del parámetro de carga (número de Sommerfeld, ver ecuación (4.22)), desplazando el régimen de lubricación en la región hidrodinámica a zonas de mayor fricción viscosa. Por lo tanto, la potencia resulta idealmente creciente con el cuadrado del régimen.

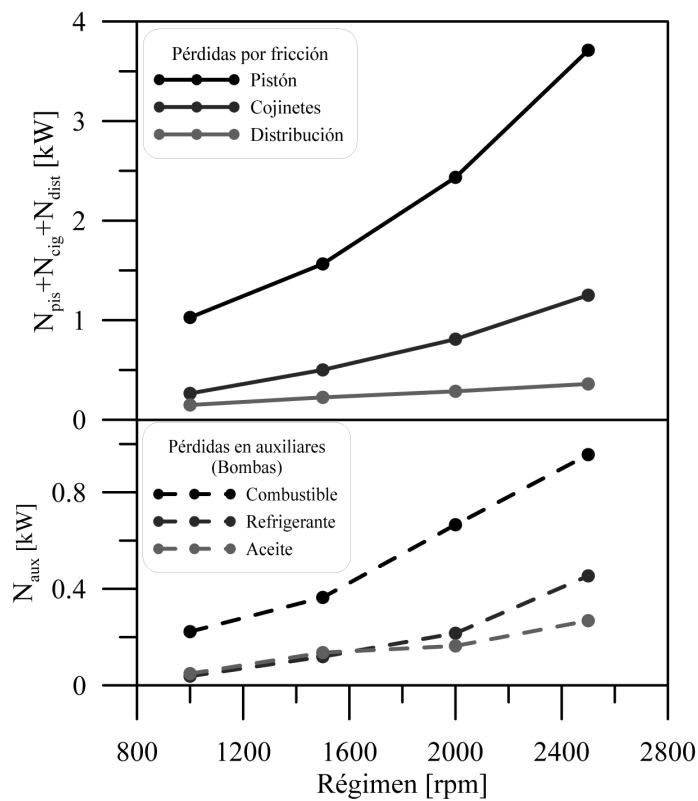


Figura 4.14. Potencia disipada por pérdidas mecánicas en un barrido de régimen a 50% de carga.

Respecto a los cojinetes, se observa una tendencia similar a la del conjunto del pistón pero, dado su menor nivel, parece menos acusada en cuanto a variación. No obstante, en términos relativos no son muy diferentes a estas, multiplicándose por 4 en ambos casos. El régimen de giro está presente en la

formulación de las pérdidas mecánicas en los cojinetes (4.28) y aunque estos operen siempre en régimen hidrodinámico, aumenta la fricción viscosa en ellos. Si se presta atención a la tendencia seguida por las pérdidas en el contacto leva-taqué, esta varía en función del régimen de giro de forma casi lineal debido a que es menos sensible por estar en régimen elastohidrodinámico. Además, en términos relativos respecto a las otras pérdidas por fricción, su peso es inferior al 7% (ver reparto relativo a 1500 rpm en la figura 4.15). A ello contribuye que los árboles de levas giran a la mitad de régimen que el cigüeñal.

Respecto a las bombas (representadas en un eje diferente) puede verse que tienen tendencia a subir con el régimen de giro. El incremento más importante se observa en la bomba de inyección debido a que, junto al efecto de incremento del caudal con el régimen, p_{rail} cambia fuertemente a medida que el régimen aumenta. Respecto a las bombas de aceite y refrigerante, la variación es casi completamente despreciable ya que no hay variación de presión o caudal que cause un cambio importante en la potencia demandada.

En la figura 4.15 se observa el reparto relativo a 1500 rpm, destacando el peso de pistón y cojinetes frente al resto. Por otro lado, evaluando el efecto de la variación de carga (figuras 4.16 y 4.17), se observa una tendencia creciente para el pistón y la potencia de la bomba de inyección mientras que se presentan pocas variaciones en los términos restantes. En este caso se hace evidente que el incremento de p_{cil} con la carga afecta mucho a las pérdidas en el pistón, teniendo una importancia comparable a la de aumento de régimen de giro ya visto. El efecto tan marcado en el pistón es debido al efecto directo sobre la fricción en los anillos, sobre todo en los de compresión. Respecto a la bomba de combustible se tiene un incremento debido a la variación de la presión del common rail que pasa de 550 a 950 bares.

Al analizar el reparto relativo de la fricción (figura 4.17), se observa que el peso de las pérdidas en los cojinetes disminuye ligeramente con el aumento de la carga. Esta baja sensibilidad con la carga es debida a que los cojinetes operan en régimen hidrodinámico. Una tendencia similar se observa en la distribución, en la que no se ha tenido en cuenta el pequeño efecto de la presión en cámara como se indicó en la descripción del modelo. En contraste, la lubricación en el pistón varía entre hidrodinámica y mixta dependiendo del parámetro de carga instantáneo, siendo muy sensible al incremento de la carga en los anillos al aumentar la presión en cámara.

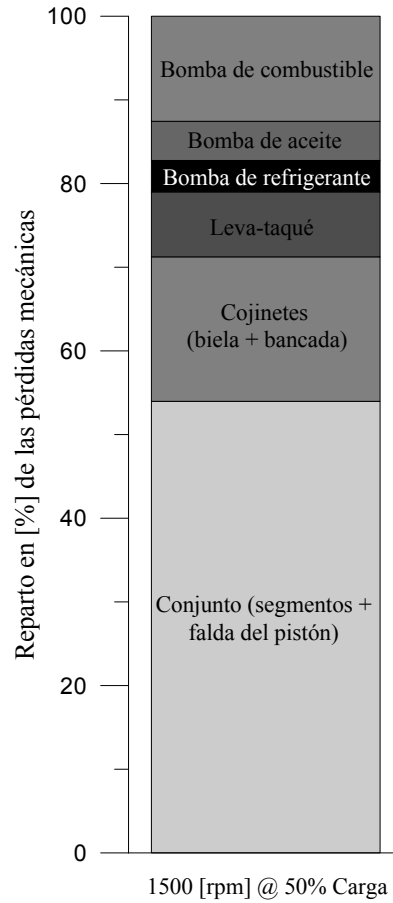


Figura 4.15. Distribución en % de las pérdidas mecánicas a 1500 [rpm] y 50 % de carga.

4.2.3.5. Aspectos computacionales

Tal y como se comentó en secciones previas, es relevante analizar el tiempo de procesado para evaluar el potencial del modelo para aplicaciones predictivas en las que el tiempo sea una limitación (tareas de control de deriva o diagnóstico OBD).

Durante el desarrollo del trabajo se evaluaron los potenciales problemas a la hora de hacer los cálculos de las variables de salida de los modelos. A priori, los únicos puntos donde se pueden formar cuellos de botella son lo

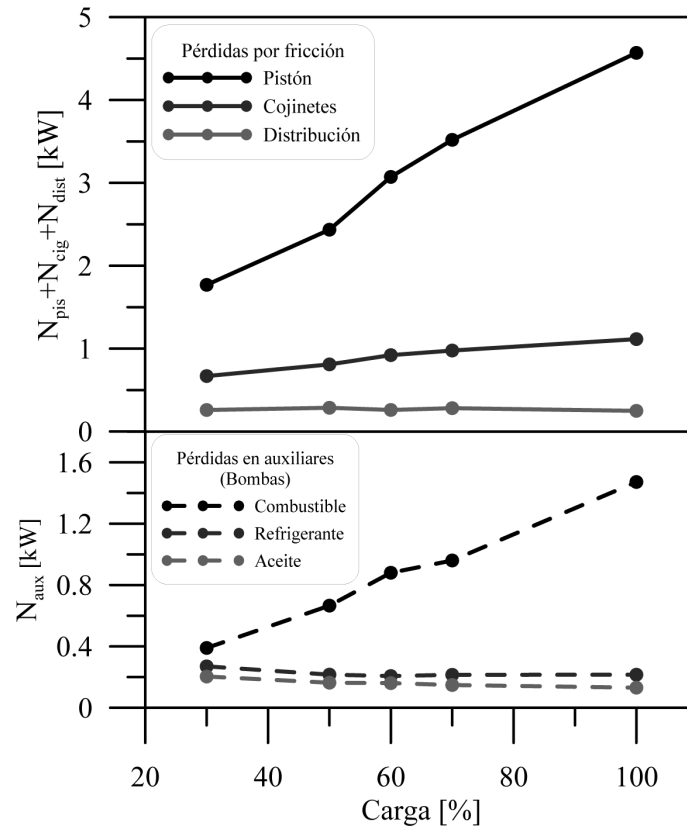


Figura 4.16. Potencia disipada por pérdidas mecánicas en un barrido de carga desde 30% hasta plena carga a 2000 rpm.

cálculos iterativos (e.g. cálculo de blow-by en 2 volúmenes), ya que el resto de entradas son valores geométricos definidos por la propia arquitectura del motor. Respecto a las constantes de ajustes, estas son configurables por motor, así que toda las variaciones observables vienen de las variables medias del punto de operación y de la presión en el cilindro p_{cil} , de forma análoga a otros modelos de misma naturaleza [48–51].

En un ordenador de escritorio con una velocidad de 3GHz el tiempo de cálculo se extiende hasta los 5 ms. En el caso de que se considere la adquisición de señales de entrada se debe agregar unos 4.5 ms más, lo cual sigue siendo menor a un ciclo de motor y por tanto es adecuado para tareas de control o que requieren funcionamiento en tiempo real.

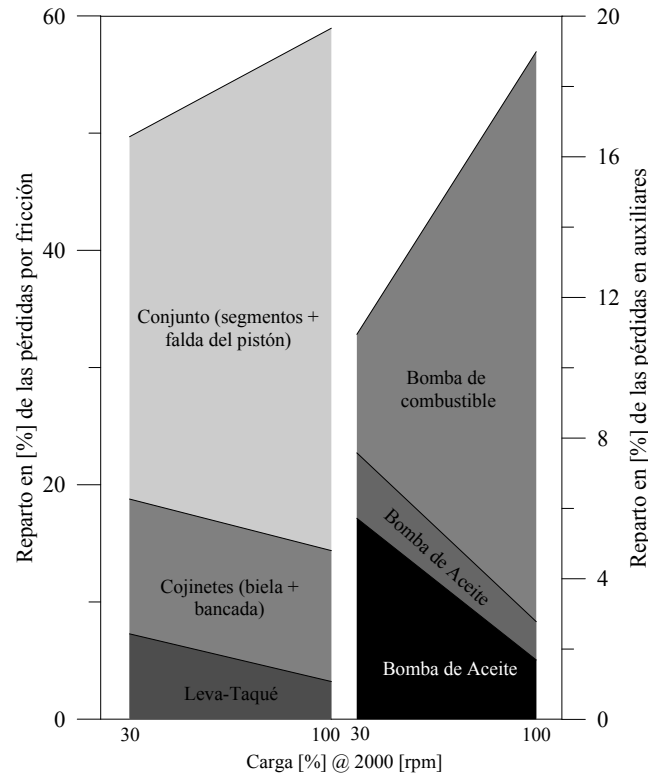


Figura 4.17. Distribución de las pérdidas mecánicas en un barrido de carga a 2000 rpm.

4.3. Modelado empírico

La otra aproximación de modelado que se presenta en este trabajo es la referente al enfoque **empírico** basado exclusivamente en la experimentación y en el análisis estadístico que permite establecer relaciones desde un punto de vista puramente matemático. Como se ha comentado, aunque el rango en el que estos modelos son fiables se limita a la región donde es desarrollado, dentro de ella son muy efectivos, como se verá.

4.3.1. Metodología

Un primer punto a abordar en la metodología es el rango de los puntos de operación a cubrir por el modelo. Si se modelase el mapa completo con un

sólo modelo (para cada salida) la cantidad de información disponible haría que el modelo fuese matemáticamente muy complejo para mantener un buen nivel de exactitud [52]; por tanto el presente trabajo ha sido enfocado al modelado local, dirigido a predecir el efecto de todas las perturbaciones alrededor de puntos de operación nominales, pudiendo extenderse su número hasta cubrir toda la zona de interés.

Un segundo aspecto de interés es el número de variables de entrada del motor a considerar. Como se ha explicado en el capítulo 3.1, se va a seguir una metodología basada en la combinación del diseño de experimentos “DoE” y la metodología de superficies de respuesta “RSM”, permitiendo así considerar un amplio número de entradas relacionadas con parámetros de inyección y de renovación de la carga, así como varios parámetros propios de la combustión, manteniendo una carga experimental asequible. Una ventaja del análisis estadístico es que permitirá seleccionar todas las variables más relevantes para la predicción de las salidas, a la vez que conserva la sencillez.

Finalmente, para el desarrollo de los modelos de NO_x , hollín y g_{ef} la metodología va a dividir el proceso en dos etapas: la primera permite predecir los efectos de las entradas sobre varios parámetros relacionados con los procesos dentro de la cámara de combustión (ángulos de combustión B%, p_{mi} ...) mientras que la segunda se centra en la predicción de emisiones y consumo en base a parámetros de cámara y entradas [8]. Esta forma de proceder permitirá emplear el modelo partiendo de los parámetros de cámara, si se dispone de señal de presión experimental, o modelar desde variables de entrada si se requiere una predicción sin disponer de señal de presión en cámara. Además, permitirá comparar ambos planteamientos para cuantificar el interés de medir la presión instantánea.

Se han utilizado modelos de segundo orden para la determinación de las superficies de respuesta; para ello se ha elegido un diseño experimental de tipo Box-Behnken centrado en los puntos de referencia y con un nivel de variación de cada entrada que se definirá posteriormente. Finalmente a través del análisis de la varianza o ANOVA se identificaron las variables sin influencia estadística, simplificando las expresiones finales de las RSM. En la siguiente sección se profundizará sobre estos aspectos.

4.3.2. Desarrollo del modelo

Teniendo en cuenta los comentarios anteriores, se va a presentar en este apartado una descripción detallada de los siguientes pasos seguidos para el desarrollo del modelo:

- *Definición de las condiciones de operación de referencia:* para el estudio se eligieron tres puntos con diferente nivel de carga a régimen constante en una región del mapa representativa de puntos del ciclo de homologación.
- *Selección de las variables de entrada:* con el punto nominal de referencia seleccionado se realizará un estudio preliminar de efectos simples para evaluar la importancia de varias variables de entrada en las variables de salida del motor. Esto permitirá la elección de las más relevantes para el ajuste de la superficie de respuesta.
- *Cálculo de las superficies de respuesta de los parámetros de cámara:* a través del uso de la herramienta CALMEC (descrita en la sección 3.2.1) se obtienen una serie de parámetros característicos como ángulos de quemado, p_{mi} y p_{max} . Conocidos estos parámetros se aplicará la metodología de RSM para obtener las correlaciones entre los parámetros de entrada y estas variables.
- *Cálculo de las superficies de respuesta de las variables de salida:* por un lado, a partir de la expresión de p_{mi} obtenida en el paso anterior y aplicando el modelo de pérdidas mecánicas (empírico), se obtienen la p_{me} y el g_{ef} , por otro lado las emisiones de NO_X y hollín son correlacionadas con la ley de liberación de calor [8] a través de los ángulos de quemado y algunas variables de entrada adicionales.

4.3.2.1. Definición de las condiciones de operación de referencia

En una primera etapa se puso a punto la metodología indicada en un punto de operación a 2000 rpm y media carga en el motor monocilíndrico descrito en 3.3.1, donde las condiciones de motor son mucho más controladas. Dicho trabajo inicial se describe en detalle en [53]. Una vez demostrado el potencial de la metodología, se ha aplicado al motor policilíndrico descrito en 3.3.2, con el fin de probarlo en un motor de serie y además extendiendo la

metodología a varios puntos nominales para probar su utilidad en una zona del mapa de motor (a régimen constante).

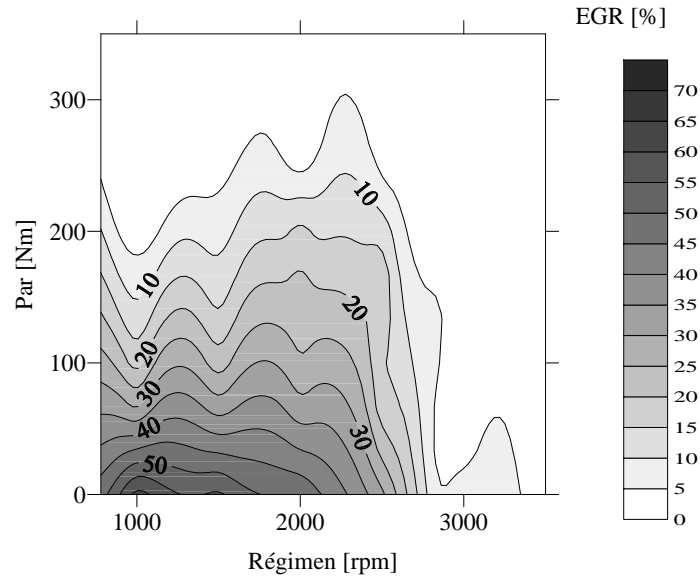


Figura 4.18. Mapa de EGR del motor policilíndrico.

A la hora de elegir puntos de referencia para este estudio se decidió que debían tener una tasa media-alta de EGR, ya que esta es la variable fundamental para el control de NO_X , con efecto muy importante en el hollín. La segunda característica que se buscó fue que el punto permitiera variar de forma flexible el SOI_{main} (sin superar los límites mecánicos) ya que esta variable ejerce un fuerte efecto tanto en el gasto de combustible g_{ef} como en las emisiones de NO_X .

Se eligieron tres puntos en el motor policilíndrico con diferente nivel de carga a 1500 rpm, para considerar una región del mapa que típicamente incluye puntos de operación del ciclo de homologación. Adicionalmente se eligió una zona donde el número de inyecciones por ciclo es constante en la cartografía, para evitar efectos adicionales. En la figura 4.18 se muestra la tasa de EGR en el mapa motor y en la 4.19 se muestran, resaltados los puntos de interés, junto con todos los puntos nominales medidos para el estudio. En el cuadro 4.5 se

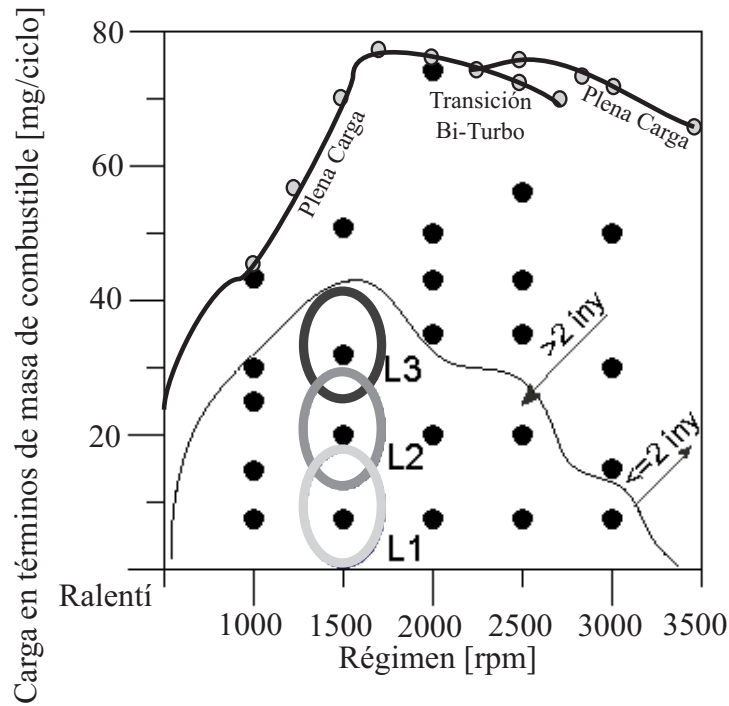


Figura 4.19. Puntos de operación nominales para el modelado empírico 1500 [rpm] a 15%, 45% y 65% de carga en el motor policilíndrico.

indican las características de los tres puntos nominales del motor policilíndrico y del punto donde se puso a punto la metodología en el motor monocilíndrico.

Régimen [rpm]	Carga [%]	m_f [$\frac{mg}{ciclo}$]	EGR [%]	SOI _{main} [°]
2000	50	19.5	15	-5
1500	15	13	40	2.5
1500	45	23	20	2
1500	65	33	10	1.5

Cuadro 4.5. Puntos de operación nominales elegidos para el modelado empírico. Monocilíndrico: 2000 [rpm] Policilíndrico: 1500 [rpm] a tres niveles de carga.

4.3.2.2. Selección de las variables de entradas

Antes de abordar el modelado empírico propiamente, se hizo un estudio exploratorio con el fin de determinar cuales son las variables de entrada más influyentes que deben incluirse en el diseño de experimento. Para ello se llevó a cabo un análisis de efectos simples en la instalación experimental del motor monocilíndrico descrito en 3.3.1, en el cual se tiene una mayor flexibilidad para modificar un sólo parámetro sin afectar a los demás. Las variaciones paramétricas se hicieron en torno al punto de nominal indicado en el cuadro 4.5. Conocidos los efectos individuales se plantea el diseño de experimentos en el motor policilíndrico descrito en 3.3.2, donde se ajustarán las superficies de respuesta.

Estudio de parámetros de entrada en motor monocilindrico

A priori los parámetros de inyección y renovación de la carga a considerar son la tasa de EGR, la presión de sobrealimentación p_{adm} , la temperatura de admisión T_{adm} , la presión de inyección p_{rail} , el avance de la inyección principal SOI_{main} y de la(s) inyecciones pilotos SOI_{pil} . Todos estos parámetros afectan en diferente medida a los mecanismos que gobiernan la formación de NO_X , hollín y gasto de combustible. En el trabajo desarrollado previamente [53], se estudió el efecto de cada una de estas variables por separado; de dicho trabajo se extraen las siguientes conclusiones que servirán de base para la elección de las variables de entrada, descartándose las menos importantes para el estudio del motor policilíndrico. Las variaciones paramétricas se resumen en el cuadro 4.6 mientras que los resultados principales se muestran en el cuadro 4.7. De entrada se establecieron rangos simétricos respecto al punto nominal; esto hace que sea posible que el diseño experimental sea ortogonal lo cual ayuda a mejorar el ajuste del modelo.

En el estudio de efecto simple hecho en el motor monocilíndrico el valor nominal de la tasa de EGR era 15% y fue incrementado hasta el valor máximo de 30% donde el hollín alcanzó un valor de 2 FSN, así la variación fue establecida desde 0% hasta 30% como se indica en el cuadro 4.6. Como se ve en el cuadro 4.7, al aumentar el EGR la combustión se ralentiza debido a la reducción de la concentración de oxígeno Y_{O_2} , en consecuencia la presión y temperatura máximas disminuyen. Como es conocido, este es el factor con mayor efecto en la reducción de NO_X , sin embargo su efecto es negativo para el consumo y hollín.

Parámetro estudiado	Rango estudiado			Unidades
	Nominal	Min	Max	
EGR	15	0	30	[%]
Presión de admisión (p_{adm})	1.6	1.4	1.8	[bar]
Temperatura de admisión (T_{adm})	51	41	61	[°C]
Presión de inyección (p_{rail})	1235	1035	1435	[bar]
Avance de la inyección piloto (SOI_{pil})	-34	-38	-30	[°]
Avance de la inyección principal (SOI_{main})	-5	-9	-1	[°]

Cuadro 4.6. Estudio paramétrico en el motor monocilindrico.

El siguiente parámetro barrido fue la presión de sobrealimentación p_{adm} , las condiciones de contorno se definieron teniendo en cuenta las limitaciones del motor policilíndrico. Aunque al aumentar la presión se mantuvo el EGR de referencia (y por tanto la concentración de oxígeno en la cámara) el aumento del gasto total admitido hace que el dosado disminuya. El aumento de p_{adm} acelera el proceso de combustión y por tanto los picos de presión y temperatura. De ahí su efecto aumentando NO_X y reduciendo consumo y hollín.

Respecto a la temperatura de admisión T_{adm} , aunque puede ser modificada de forma importante en el motor monocilíndrico, el rango barrido es de sólo 20°C, rango coherente con las posibilidades ofrecidas por el motor policilíndrico donde T_{adm} , para una tasa de EGR dada, está limitada por las prestaciones del intercambiador de EGR e intercooler. Si T_{adm} aumenta (manteniendo p_{adm}), la densidad y masa atrapada disminuirán, aumentando el dosado. Una menor tasa de mezcla en el chorro y menor concentración de oxígeno hace que la combustión sea más lenta. Tiene un efecto menor en la presión en el cilindro p_{cil} y p_{mi} , así la p_{me} y el gasto efectivo g_{ef} empeoran levemente. El efecto en la p_{cil} no es suficiente para compensar el aumento de temperatura producto del incremento de la T_{adm} , y por tanto las emisiones de NO_X se incrementan. Sin embargo, aparte del avance de las inyecciones piloto SOI_{pil} este es el parámetro de menor efecto en comparación con el resto (por su rango de variación moderado), por tanto será descartado en el diseño experimental final.

Además de las variaciones de los parámetros de renovación de la carga, el efecto de las variaciones en el sistema de inyección fue evaluado, siendo el proceso de combustión bastante sensible a las variaciones del avance de la

inyección principal SOI_{main} . El rango de variación escogido es de $\pm 4^\circ$. Como en la configuración de referencia está limitada por el cumplimiento de los límites de emisiones, el centrado de la combustión no está optimizado y por tanto, cuando el SOI_{main} es avanzado el g_{ef} disminuye gracias a la mejora del ciclo indicado. La presión máxima p_{max} y la temperatura del gas se ven incrementados debido a que la combustión sucede sensiblemente antes durante la carrera de compresión [54], esto trae como consecuencia un incremento en las emisiones de NO_X y una reducción del hollín gracias al aumento de la temperatura de llama.

El avance de la inyección piloto SOI_{pil} (aproximadamente el 10 % del total de masa inyectada), es la variable que ejerce el menor efecto de todos los parámetros estudiados. Se encontró que SOI_{pil} solo afecta significativamente al gradiente de presión y por tanto al ruido, el cual no será considerado en el presente trabajo. Debido a estos resultados, este parámetro tampoco se consideró en el diseño experimental.

Por último, la presión de inyección p_{rail} permite controlar la velocidad de combustión. Un rango de variación de ± 200 bares fue asumido para producir un efecto apreciable sobre el calor liberado (alrededor de un 18 % en el máximo valor de la tasa de liberación de calor) mientras al mismo tiempo se producen variaciones sobre el consumo comparables a la del resto de parámetros. Al incrementarse la p_{rail} , se da un incremento en la p_{max} y la temperatura y por ende en NO_X .

Selección de parámetros de entrada en motor policilindrico

Teniendo en cuenta los efectos estudiados, se decidió descartar para el diseño de experimentos del motor policilíndrico tanto de SOI_{pil} como T_{adm} . La primera por su poco efecto y la segunda por la dificultad para variarla lo suficiente para producir un efecto notable en las salidas. Respecto a p_{adm} , aunque en principio la variación ensayada en el motor monocilíndrico es coherente con el motor policilíndrico, al plantear el diseño de experimentos se acabó descartándola puesto que debido a la complejidad del sistema de sobrealimentación bi-turbo era muy complicado controlar independientemente p_{adm} y EGR. La razón, como se ha indicado en el apartado 3.3.2, es que en la zona con EGR activado, la ECU controla la posición de la válvula del *waste-gate* y no p_{adm} .

		p_{max} [bar]	T_{max} [°C]	p_{mi} [bar]	g_{ef} [g/kWh]	NO_X [ppm]	Soot [FSN]
EGR [%]	0	106	1540	10.6	504	1101	0.13
	30	98	1447	10.4	523	156	2
p_{adm} [bar]	1.4	92	1582	10.4	530	493	0.51
	1.8	113	1443	10.8	493	581	0.17
T_{adm} [bar]	41	103	1474	10.4	499	521	0.24
	61	102	1512	10.4	522	560	0.27
SOI_{pil} [°]	-38	102	1480	10.4	516	530	0.24
	-30	103	1489	10.4	519	544	0.24
SOI_{main} [°]	-9	117	1546	10.5	503	791	0.18
	-1	87	1447	10.2	547	387	0.51
p_{inj} [bar]	1035	100	1483	10.4	476	474	0.51
	1435	107	1519	10.5	545	632	0.15

Cuadro 4.7. Resultados del estudio de efectos simples en el motor monocilíndrico.

Respecto al sistema de inyección, este ofrece casi la misma flexibilidad que la observada en el estudio del motor monocilíndrico, por tanto las variaciones empleadas en dicho estudio fueron reproducidas en el diseño de experimentos para el ajuste del modelo empírico.

Tomando en cuenta los comentarios anteriores, la propuesta de diseño de experimentos para el desarrollo del modelo empírico considerará las variaciones indicadas en el cuadro 4.6 para el EGR, SOI_{main} y p_{rail} ; el barrido de carga cubrirá desde el 15 % hasta aproximadamente 65 %, como se ha indicado en el punto anterior.

4.3.2.3. Cálculo de las superficies de respuesta de los parámetros de cámara

Teniendo en cuenta la selección de entradas y variaciones del apartado anterior, se planteó un diseño experimental en el motor policilíndrico basado en la variación de 4 parámetros: m_f , tasa de EGR, SOI_{main} y finalmente p_{rail} . El diseño de tipo Box-Behnken centrado en los puntos de referencia incluye un total de 24 ensayos a tres niveles de carga como los rangos indicados. Tras la medida y análisis con CALMEC se ajustaron las correlaciones descritas a continuación siguiendo la Metodología de Superficies de Respuesta. En primer

lugar se modelaron las correlaciones entre los parámetros de cámara y los ángulos B %, la presión máxima p_{max} y la p_{mi} , que serán variables observadoras de la combustión.

Ángulos de quemado

Si la presión en cilindro p_{cil} se mide, los ángulos de combustión B % se pueden calcular directamente de la presión experimental. No obstante, incluso en el caso de la disponibilidad de dicha señal, hay algunas razones para modelarlos. La primera es que algunos ángulos de quemados (como el B50 por ejemplo) son típicamente usados para controlar la evolución de la combustión [55] por lo que es interesante determinar las entradas para alcanzar el ángulo B % requerido, lo que puede hacerse si se conoce la relación entre los ángulos de quemado y las entradas de control. La segunda es que la estimación de B % basada en un modelo es más rápida que una ley de liberación de calor completa. Así, usar B % modelado es una buena solución en caso que la limitación de tiempo es crítica (con una penalización en la precisión). El efecto de usar B % experimental o modelado será tema de discusión más adelante.

En primer lugar se ha correlado los ángulos de quemado cada 5 % (B5, B10, B15, B20.....B90) con los parámetros de entrada, obteniendo expresiones como la que se muestra a continuación (4.60) para los ángulos más notables.

$$\begin{aligned}
 B15 &= 9,76 - 30,63 \cdot Y_{O_2,adm} + 1,18 \cdot SOI_{main} - 6,31 \cdot 10^{-3} \cdot p_{rail} \\
 &\quad + 0,71 \cdot m_f - 0,012 \cdot m_f^2 \\
 B25 &= 8,95 - 25,81 \cdot Y_{O_2,adm} + 1,12 \cdot SOI_{main} - 7,66 \cdot 10^{-3} \cdot p_{rail} \\
 &\quad + 0,88 \cdot m_f - 0,014 \cdot m_f^2 \\
 B50 &= 18,89 - 43,46 \cdot Y_{O_2,adm} + 1,01 \cdot SOI_{main} - 9,82 \cdot 10^{-3} \cdot p_{rail} \quad (4.59) \\
 &\quad + 0,82 \cdot m_f - 0,012 \cdot m_f^2 \\
 B75 &= 44,92 - 113,89 \cdot Y_{O_2,adm} + 1,11 \cdot SOI_{main} - 1,7 \cdot 10^{-2} \cdot p_{rail} \\
 &\quad + 1,17 \cdot m_f - 0,017 \cdot m_f^2 \\
 B90 &= 95,27 - 233,2 \cdot Y_{O_2,adm} + 0,95 \cdot SOI_{main} - 1,74 \cdot 10^{-2} \cdot p_{rail} \\
 &\quad + 0,82 \cdot m_f - 0,002 \cdot m_f^2
 \end{aligned}$$

Se obtuvo un valor medio de $R^2=98.6\%$. Se decidió usar $Y_{O_2,adm}$ en la ecuación (4.60) en lugar de la tasa de EGR ya que es la variable física utilizada para modelar NO_X en la sección 4.3.2.4.

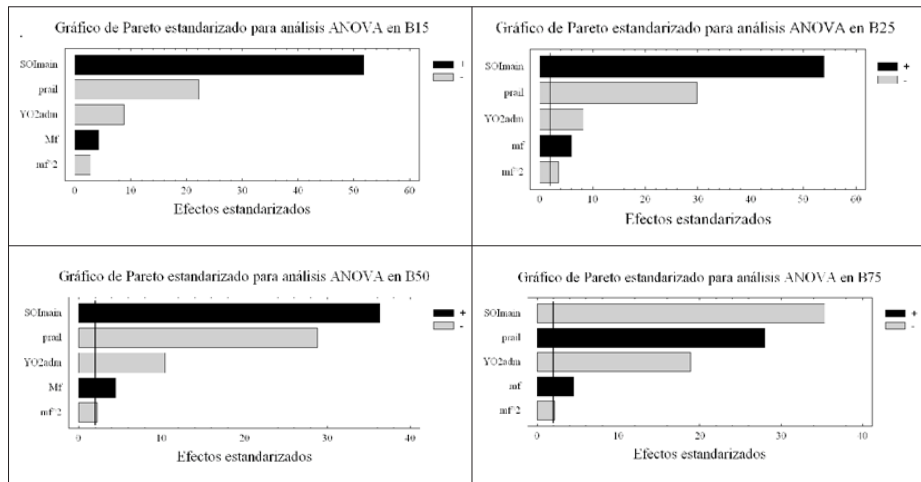


Figura 4.20. Diagramas de Pareto para análisis ANOVA de B15, B25, B50 y B75. Válido para el barrido de carga desde 15% hasta 65% a 1500 [rpm].

Es importante destacar que en la selección de los factores del diseño de experimentos se descartó utilizar el SOI_{pil} debido a su baja influencia a nivel global. Sin embargo, para modelar los primeros ángulo de la combustión (B5, B10) puede ser interesante incluirlo incluso si no se ha hecho estudio específico [53]. A partir de B15 el peso de las entradas es monótono como se ve en el diagrama de Pareto mostrado en la figura 4.20. En ella se muestra la jerarquía de los parámetros según su influencia sobre B% : $SOI_{main} > prail > Y_{O_2,adm} > m_f$.

Como puede verse en (4.60), a mayor tasa de EGR o mayor SOI_{main} la combustión se va haciendo más lenta. Respecto a la presión de inyección, $prail$ tiene un efecto inverso, debido a la capacidad de esta variable de acelerar la combustión, por ello en la expresión modelada de B% va acompañada de signo negativo. La masa de combustible m_f permite incluir la variación de carga. Para asegurar un nivel de exactitud se incluyó un término lineal y otro cuadrático, ya que en el rango de los tres niveles de carga modelados hay

tendencias no monótonas y derivas de la inyección ajustables solo a través de la masa de combustible.

A nivel global se puede modelar la tendencia observada desde B15 a B90 con una expresión única en función del porcentaje de energía liberada, con un nivel $R^2=98.3\%$:

$$B\% = B_1 + B_2 \cdot Y_{O_2,adm} + B_3 \cdot SOI_{main} + B_4 \cdot p_{rail} + B_5 \cdot m_f + B_6 \cdot m_f^2 \quad (4.60)$$

Donde:

$$\begin{aligned} B_1 &= 9 \cdot 10^{-6} \cdot \%^4 - 1,6 \cdot 10^{-3} \cdot \%^3 + 0,1 \cdot \%^2 - 2,51 \cdot \% + 29,56 \\ B_2 &= -2 \cdot 10^{-5} \cdot \%^4 + 2,5 \cdot 10^{-3} \cdot \%^3 - 0,166 \cdot \%^2 + 4,6296 \cdot \% - 70,27 \\ B_3 &= -1 \cdot 10^{-7} \cdot \%^4 + 3 \cdot 10^{-5} \cdot \%^3 - 1,5 \cdot 10^{-3} \cdot \%^2 + 2,7 \cdot 10^{-2} \cdot \% + 1,04 \\ B_4 &= 1 \cdot 10^{-9} \cdot \%^4 - 3 \cdot 10^{-7} \cdot \%^3 + 2 \cdot 10^{-5} \cdot \%^2 - 7 \cdot 10^{-4} \cdot \% + 8 \cdot 10^{-5} \\ B_5 &= -4 \cdot 10^{-7} \cdot \%^4 + 8 \cdot 10^{-5} \cdot \%^3 - 5,5 \cdot 10^{-3} \cdot \%^2 + 0,16 \cdot \% + 0,57 \\ B_6 &= 1 \cdot 10^{-8} \cdot \%^4 - 2 \cdot 10^{-6} \cdot \%^3 + 1 \cdot 10^{-4} \cdot \%^2 - 3 \cdot 10^{-3} \cdot \% + 1,16 \cdot 10^{-2} \end{aligned} \quad (4.61)$$

Como se verá posteriormente, las variables de respuesta del motor están descritas en términos de ángulos de quemados desde B15 hasta B90. Así, la primera y última parte de la combustión, de comportamientos mas inciertos, no son imprescindibles para el modelado. Se emplearon ensayos de validación dentro de las regiones de interés (diferentes a los usados para el ajuste) para evaluar la precisión del modelo. Así, en la figura 4.21 se muestra la evolución instantánea de varias leyes de liberación de calor desde B15 hasta B90 en puntos con variaciones importantes de EGR, SOI_{main} y p_{rail} . El error relativo entre los valores modelados y experimentales no sobrepasa el 3%.

Presión máxima

En la presente propuesta de modelado empírico la presión máxima p_{max} es una parámetro de entrada del modelo de fricción para la predicción del gasto efectivo g_{ef} . Adicionalmente, debe ser controlada durante la operación

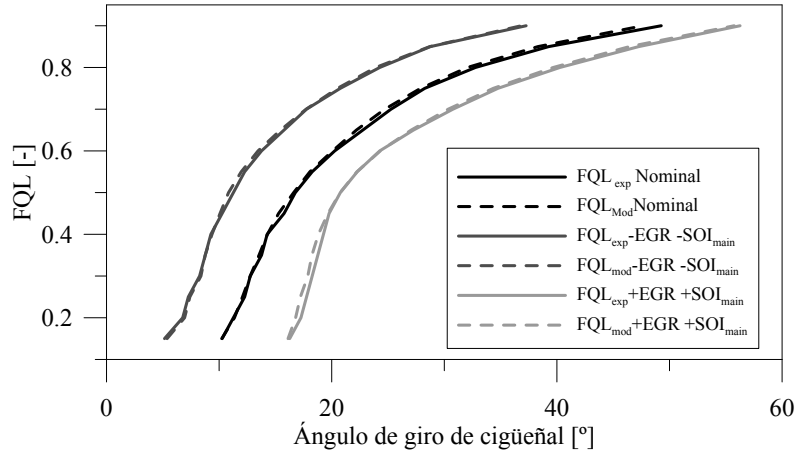


Figura 4.21. Fracción de calor liberado experimental y modelado en varias condiciones de operación.

del motor para evitar alcanzar los límites termo-mecánicos. Por tanto, la p_{max} fue modelada en función de los parámetros de entrada. Como se muestra en la figura 4.22 los parámetros de entrada de mayor influencia son SOI_{main} y m_f . La superficie de respuesta obtenida es:

$$p_{m\acute{a}x}[bar] = -9,63 + 152,7 \cdot Y_{O_2,adm} + 1,27 \cdot m_f - 2,54 \cdot SOI_{main} + 0,018 \cdot p_{rail} \quad (4.62)$$

con $R^2=98.2\%$.

Presión media indicada

A partir de la p_{mi} se calcula la p_{me} y el modelo de g_{ef} que se propone en la próxima sección. Como en el caso de los ángulos de quemado, el modelado de la p_{mi} ofrece una rápida alternativa para obtener las prestaciones del motor, evitando en cálculo más lento (aunque más preciso) a partir de la presión en el cilindro. El efecto de considerar la p_{mi} modelada o experimental para las predicciones de los modelos será discutido posteriormente.

El análisis ANOVA permite descartar las entradas menos relevantes para el modelado de la p_{mi} , obteniendo la siguiente expresión con un $R^2=97\%$.

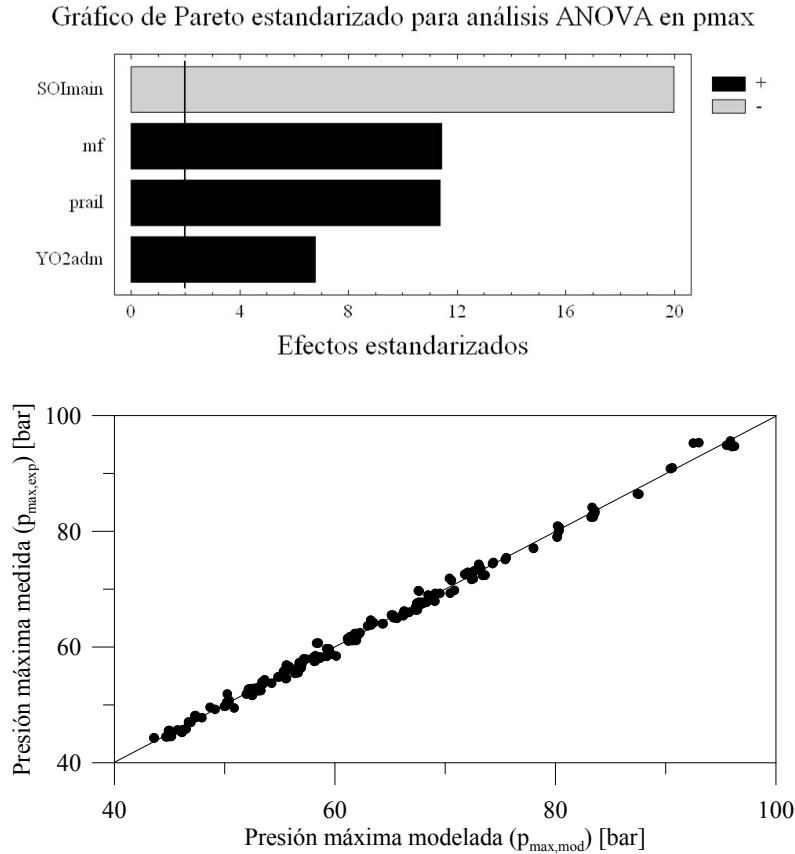


Figura 4.22. Arriba: Diagrama de Pareto para la RSM de presión máxima en el cilindro p_{cil} . Abajo: p_{max} experimental y modelada.

$$p_{mi}[\text{bar}] = -1,94 + 11,16 \cdot Y_{O_2,adm} + 0,26 \cdot m_f - 0,064 \cdot SOI_{main} + 0,0013 \cdot p_{rail} \quad (4.63)$$

Analizando los resultados obtenidos a través de los diagramas de Pareto (figura 4.23), el parámetro de entrada más importante es la masa de combustible m_f seguido de p_{rail} y del SOI_{main} . El efecto de m_f es obvio, mientras que el efecto de p_{rail} mejora la velocidad de combustión incrementando la p_{mi} . Si este efecto se compara con el obtenido en [53] (donde estadísticamente este era menos importante) puede concluirse que la diferencia radica en el rango de variación de p_{rail} considerado, puesto que se ha barrido la carga desde 15 %

hasta 65 % con una variación de Δp_{rail} de 800 bares (± 400 bares según el punto considerado del diseño Box-Behnken). Desde el punto de vista estadístico SOI_{main} y $Y_{O_2,adm}$ son menos importantes.

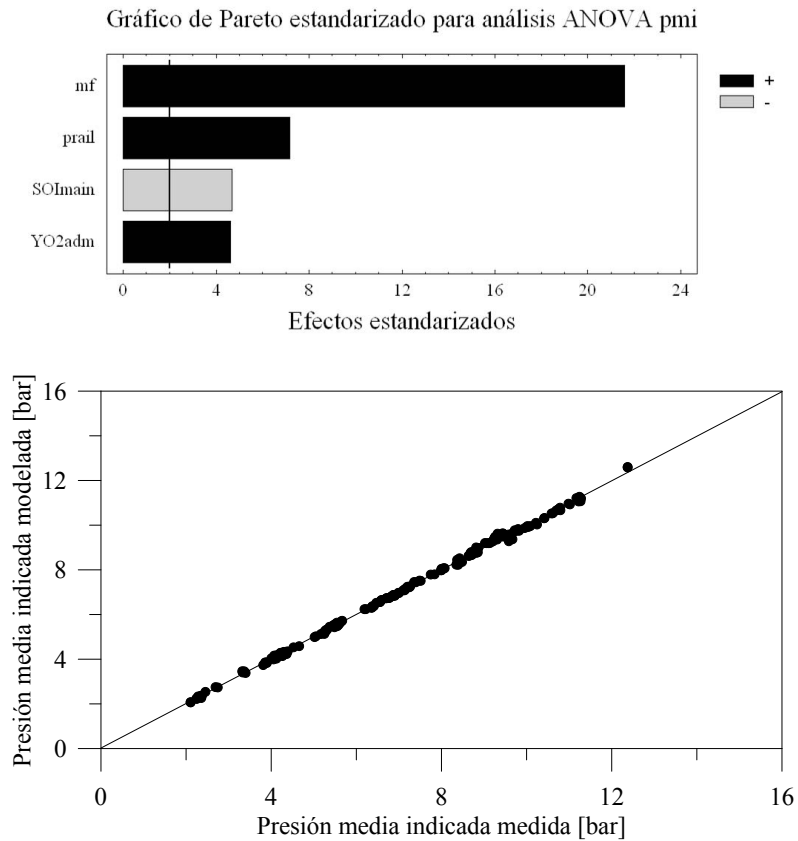


Figura 4.23. Arriba: Diagrama de Pareto para la RSM de presión media indicada pmi. Abajo: pmi experimental y modelada.

4.3.2.4. Cálculo de las superficies de respuesta de las variables de salida

A partir de los parámetros de cámara (medidos o modelados), han sido modeladas las emisiones de NO_X y hollín, así como el consumo efectivo de combustible g_{ef} . Se asumió la ley de liberación de calor como el parámetro

más relevante para la predicción de NO_X y de hollín, mientras que el consumo del motor ha sido obtenidas a partir de la *pmi* usando un modelo empírico de pérdidas mecánicas.

Modelado de NO_X

Como se ha comentado anteriormente, las emisiones de NO_X son producidas principalmente por los mecanismos térmico y “prompt”, siendo este último sólo importante en combustiones de baja temperatura según Benajes et al. [54]. Durante el desarrollo del modelo semi-empírico de NO_X (sección 4.2.1) la discusión sobre los parámetros más influyentes se centró básicamente en la hipótesis en la que el combustible se quema en condiciones estequiométricas en una región donde la relación A/F es cercana a 1 y la temperatura del gas es cercana a la adiabática. Por tanto la producción instantánea de NO_X puede ser correlada con la tasa de liberación de calor y así los ángulos de quemados son seleccionados como parámetros claves en la predicción de emisiones de NO_X .

Para tomar en cuenta el efecto del dosado en las emisiones de NO_X , la fracción másica de oxígeno $Y_{O_2,adm}$ y la masa de combustible m_f fueron incluidas como variables de entrada para el modelado. Aplicando la metodología de superficies de respuesta RSM, se obtiene:

$$\begin{aligned} \text{NO}_X[\text{ppm}] = & 691 + 29,49 \cdot B15 - 27,82 \cdot B25 - 19,12 \cdot B50 + B75 \quad (4.64) \\ & + 10,78 \cdot m_f - 11120,4 \cdot Y_{O_2,adm} + 46017 \cdot Y_{O_2,adm}^2 \end{aligned}$$

con un $R^2=97\%$.

De acuerdo a los resultados obtenidos con el análisis ANOVA mostrados en la figura 4.24, el parámetro más influyente es $Y_{O_2,adm}$. Este resultado está de acuerdo con el efecto del EGR evaluado en el estudio de efectos simples. Adicionalmente es interesante destacar que $Y_{O_2,adm}$ tiene un efecto directo en la velocidad de combustión, que ya es tenido en cuenta a través de la variación de $B\%$ en la ecuación (4.65). Sin embargo hay un efecto adicional considerado con $Y_{O_2,adm}$ en la ecuación (4.65): si la combustión se da con la misma tasa de liberación de calor pero con una diferente concentración de oxígeno en la cámara, la temperatura adiabática será diferente y por tanto la producción de

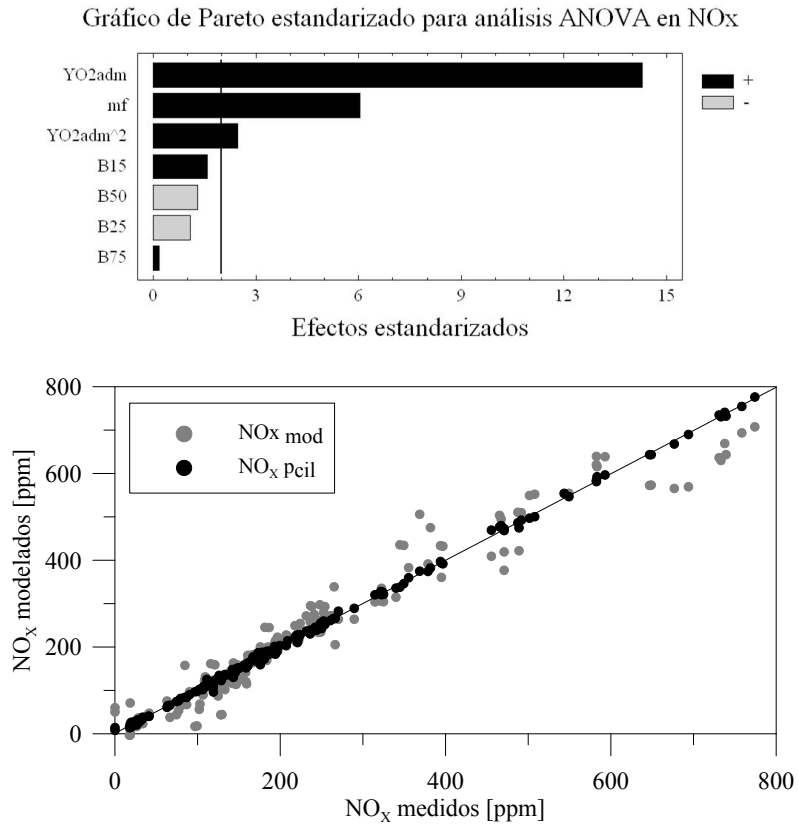


Figura 4.24. Arriba: Diagrama de Pareto para la RSM de NO_x. Abajo: NO_x experimental y modelada con: RSM y p_{cil} .

NO_x. Este efecto justifica la necesidad de incluir los términos de Y_{O_2adm} en la correlación de NO_x para alcanzar buena precisión.

Los ángulos de quemado B15, B25, B50 y B75 proporcionan un seguimiento completo del desarrollo de la combustión. Se ha comprobado que algunas otras combinaciones (incluyendo B40 y/o B90) pueden ser válidas, pero la presentada es la opción más simple con un error bajo. Igualmente se comprobó que eliminar la información de las etapas iniciales o finales de la combustión causan una reducción del coeficiente R^2 muy drástica. Cuando los ángulos de quemado cambian, la tendencia global de los NO_x en la ecuación (4.65) está de acuerdo con el efecto de adelanto o retraso de la combustión obtenido en el análisis de efectos simples al seleccionar las entradas.

Finalmente la masa de combustible m_f es incluida en la ecuación (4.65) ya que el NO_X producido es muy sensible a su cambio, como se ve en la figura (4.24). Esto puede ser justificado fácilmente teniendo en cuenta que una variación del 5% del total de la masa de combustible inyectada afecta casi proporcionalmente la misma cantidad en la producción de NO_X [53].

Si se utilizan los valores de $B\%$ modelados en la ecuación (4.60) en la RSM de NO_X (ecuación 4.65) en vez de los obtenidos experimentalmente, la precisión del modelo disminuye. En el primer caso el error es de 5.63% mientras que si se usan los ángulos modelados el error se incrementa hasta 10.22% y R^2 cae hasta 94,22%. Sin embargo, incluso este nivel de exactitud es aceptable y, adicionalmente, el tiempo de cálculo es 1.5 ms comparado a los 5.5 ms de cálculo de la tasa de liberación de calor experimental con p_{cil} usando una herramienta de diagnóstico de la combustión simplificada [8]. Esta es una buena razón para considerar ambos caminos: uno rápido usando variables medias como entradas del modelo, o una alternativa más exacta basada en la presión por ciclo en el cilindro p_{cil} . Aunque el uso de $B\%$ modelada proporciona una exactitud pobre en comparación con los modelos fenomenológicos más detallados y multidimensionales de NO_X [56], en general los resultados son mejores que aquellos obtenidos en modelos de similares características al propuesto [1, 5, 52].

Teniendo en cuenta los resultados mostrados, se puede cuantificar el interés del uso de la p_{cil} para predecir NO_X con una mejora de la precisión en torno al 5% .

Modelado de hollín

En el apartado 4.2.2 se ha comentado lo complejo que es el modelado del hollín debido a que los fenómenos controlantes del proceso de formación y oxidación no son convenientemente considerados mediante un modelado 0D, siendo el análisis de la presión insuficiente como fuente principal de información. Es por ello que los modelos de base física más notables [26, 57, 58] requieren considerar condiciones locales, lo que está fuera del alcance de este trabajo y más aun del modelado empírico de dichas emisiones.

No obstante, para la selección de las variables a utilizar para el modelado, se eligió la propuesta de Hiroyasu [26]. En ella la masa de combustible juega un papel importante ya que con ella se escala tanto la formación como la oxidación. Por ello m_f es la primera entrada que se ha tomado en cuenta. Las

otras dos fueron la fracción de oxígeno en la admisión, clave para el proceso de oxidación del hollín y los ángulos finales de combustión. Finalmente, el ángulo de B50 resultó estadísticamente relevante para el ajuste del modelo y se incluyó. Siguiendo la misma propuesta que con otras respuestas del motor, se aplicó la metodología de RSM obteniendo la siguiente expresión:

$$Hollin[\%] = 54,77 + 0,096 \cdot m_f - 0,55B50 - 0,2 \cdot B75 + 0,27 \cdot B80 + 0,33 \cdot B85 - 570,78 \cdot Y_{O_2,adm} + 1313 \cdot Y_{O_2,adm}^2 \quad (4.65)$$

si se tiene en cuenta el análisis ANOVA de la figura 4.25 se ve que el orden de importancia de los parámetros de entrada y de combustión sigue el siguiente orden: $Y_{O_2,adm} > m_f, B50 \dots B75$.

Respecto a la precisión del modelo, empleando los valores de B % obtenidos de la señal de p_{cil} se tiene que $R^2 = 97\%$ con un error medio relativo de 6% y considerando los ángulos de quemado modelados, el R^2 disminuye hasta 94,3% y el error medio relativo se incrementa hasta 9.2%. Así pues se podría cuantificar el efecto de mejora con el uso de la presión en cámara en torno al 3%.

Modelado del consumo efectivo de combustible g_{ef}

Se va a describir brevemente el modelo empírico para la predicción del consumo efectivo de combustible, para ello se hará una estimación sencilla de las pérdidas mecánicas y a partir de la p_{mi} se estimará la p_{me} y el g_{ef} .

Las pérdidas en dispositivos auxiliares han sido tratadas en profundidad en la sección 4.2.3.2 y el modelo empírico empleado será el mismo, ya que una vez ajustadas las correspondientes constantes empíricas el modelo es tan bueno como uno matemático.

La presión media de pérdidas de fricción pmf se ajustó mediante medidas experimentales ($pmf = (p_{mi} - p_{mb} - p_{ma}) - p_{me}$) siguiendo las propuestas de Heywood [59] y de [60]. De acuerdo con estos autores, la pmf puede ser correlada con la carga y el régimen: el efecto de la carga se tendrá en cuenta con p_{max} y la velocidad con c_m . La expresión empleada es:

$$pmf = k_1 + k_2 \cdot p_{m\acute{a}x} + k_3 \cdot c_m^2 \quad (4.66)$$

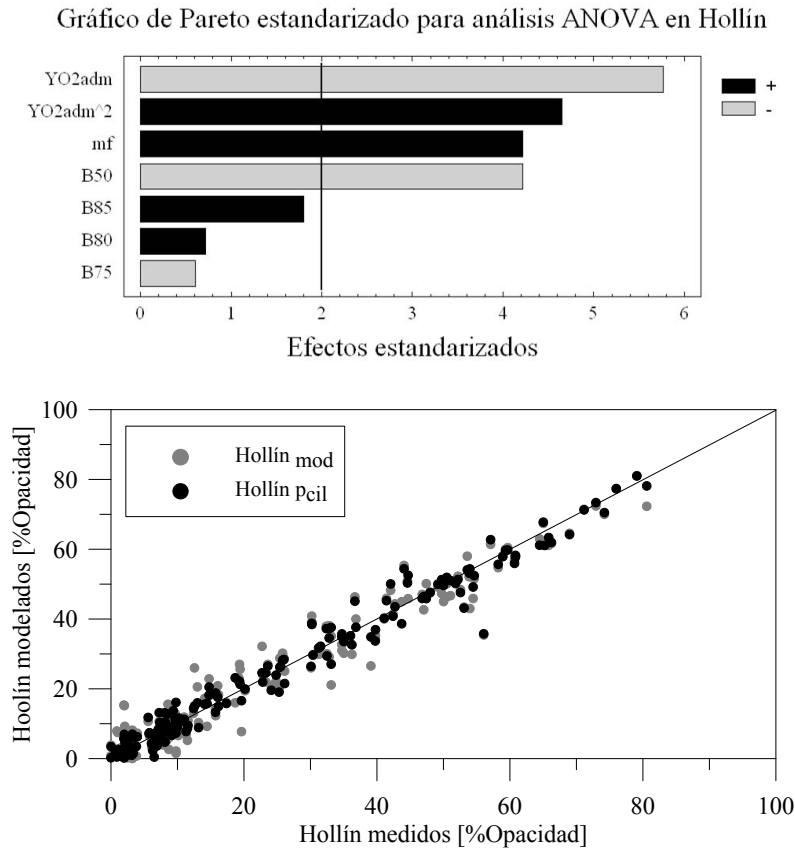


Figura 4.25. Arriba: Diagrama de Pareto para la RSM de hollín. Abajo: opacidad experimental y modelada con: RSM y p_{cil} .

La presión media de bombeo en principio debería correlarse con la diferencia de presiones entre la admisión y el escape (Δp). No obstante, esta información sólo está disponible en medidas experimentales o modelando el proceso de renovación de la carga, que está fuera de los objetivos de la tesis. Una alternativa es apoyarse en variables de motor que afecten directamente a Δp , como las variables de control del sistema de sobrealimentación. Sin embargo, para evitar introducir nuevas variables de entradas que son solo representativas de este fenómeno, se decidió emplear las mismas que con la p_{mi} , asumiendo que, indirectamente, las diferentes correcciones de la cartografía dependen del estado del motor, caracterizado en los modelos mediante

las entradas seleccionadas. Es una solución simplificadora, pero no se consideró necesario complicar este modelo, de importancia relativamente pequeña. El ajuste conseguido es:

$$pmb = 0,46 - 2,79 \cdot Y_{O_2adm} + 4,5 \cdot 10^{-3} SOI_{main} - 3,5 \cdot 10^{-3} \cdot m_f - 3,3 \cdot 10^{-5} \cdot p_{rail} \quad (4.67)$$

con un $R^2=96\%$. En todo caso si la señal de p_{cil} se mide, pmb se puede obtener directamente de ella, como en el caso de la pmi .

Una vez que los términos de pérdidas mecánicas han sido calculados la pme se puede obtener mediante:

$$pme = pmi - pmb - pmpm \quad (4.68)$$

Siguiendo el mismo planteamiento comentado en el desarrollo de los modelos empíricos de NO_X y de hollín, se tiene dos posibles caminos para llegar a la respuesta del modelo. Si se dispone de p_{cil} se puede obtener directamente de esta los valores de pmi y pmb y si no se pueden modelar con las expresiones propuestas. En el primer caso se obtiene una $R^2=97.1\%$ en la estimación del consumo, con un error medio de $2,4\%$. En caso de no contar con la señal de p_{cil} y utilizar pmi y pmb modelados, R^2 disminuye hasta $93,7\%$ y el error medio relativo aumenta hasta $5,2\%$. Los resultados de ambos casos se muestran en la figura 4.26. En base a estos resultados, se puede cuantificar el interés del uso de la p_{cil} para predecir el consumo con una mejora de casi el 3% .

4.3.3. Aspectos computacionales

Los modelos empíricos desarrollados en esta sección demandan mucha menor carga computacional que los semi-empíricos vistos con anterioridad ya que emplean expresiones matemáticas simplificadas. En todo caso hay que considerar que se ha hecho un doble planteamiento donde se puede:

- Usar la información propia de la señal de la presión en cámara p_{cil} a través de los ángulos de quemado $B\%$. En este caso será necesario calcular la liberación de calor lo que requiere unos 5.5 ms de cálculo con una herramienta de diagnóstico simplificada (como la usada en [8]) y alrededor de 4.5 ms de adquisición de la señal, como en casos anteriores.

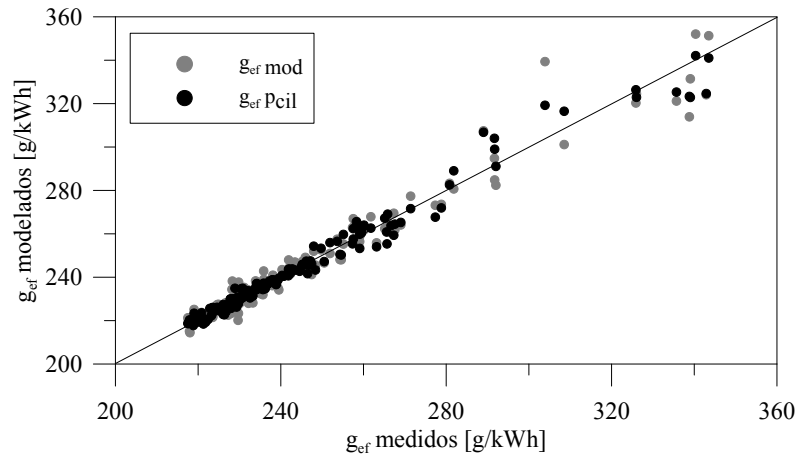


Figura 4.26. Gasto efectivo de combustible considerando las alternativas de cálculo: usando *pcil* o modelando B %.

A lo anterior se le debe sumar el cálculo propiamente del modelo que está por debajo de los 1.5 ms (usando como referencia un ordenador de sobremesa de 3GHz de potencia).

- Si se sigue la segunda alternativa planteada con, B % modelados, el tiempo total de cálculo es inferior a los 2 ms. Esto le confiere una alta capacidad de implementación en softwares embebidos en ECU's para diagnóstico o control.

4.4. Conclusiones

A partir de la descripción de los modelos mostrada en los apartados anteriores pueden concluirse las siguientes ideas principales:

Respecto a los **modelos semi-empíricos** propuestos cabe destacar que el modelo de NO_X parte de consideraciones físicas [3] y tiene como principal entrada la señal de *pcil*, aunque requiere además alguna variable de entrada entre las que destaca la fracción másica de aire en la admisión. Al modelo de base se han incorporado el efecto del *reburning* y una corrección empírica con valores experimentales locales para mejorar su precisión. Con ello el modelo ha mostrado una buena capacidad para predecir las emisiones de NO_X . Su error medio es inferior al 15 % en un amplio rango de condiciones de operación,

estando en el orden de otros modelos similares. La gran ventaja es su capacidad adaptativa a condiciones de operación muy diferentes de la zona de ajuste, habiéndose probado en todo el mapa motor en condiciones estacionarias. Se ha dejando abierta la discusión para su aplicaciones en transitorio que se verá en el siguiente capítulo. En cuanto la velocidad de cálculo el modelo emplea unos 5 ms con un cálculo rápido de la ley de combustión, siendo adecuado para aplicaciones on-line o incluso de control.

Se ha presentado un modelo semi-empírico de pérdidas mecánicas en el que se han considerado por separado las pérdidas debidas a la fricción en diferentes contactos de partes móviles y por accionamiento de auxiliares. Todos los submodelos propuestos se basan en mecanismos físicos; en el caso de la fricción se ha recurrido a un planteamiento tribológico simplificado basado en diferentes propuestas en las que se emplean correlaciones para calcular el coeficiente de fricción en función del tipo de lubricación. Los auxiliares se han modelado a partir de estimaciones o medidas del caudal y presión en las diferentes bombas del motor. A pesar del detalle en el reparto de términos, se han incorporado bastantes expresiones y valores por defecto de diferente bibliografía, por lo que, además de ser necesario su reajuste para su uso en otro motor, el modelo presenta un potencial de mejora para futuros trabajos. No obstante, el modelo tiene un error medio en la predicción de las pérdidas por fricción y auxiliares bueno (9%), con un tiempo de cálculo similar al del modelo de NO_x . A pesar de las limitaciones se considera un buen punto de partida para predecir pérdidas en modelos 0D o 1D, e interesante para futuras investigaciones orientadas a la mejora de emisiones de CO_2 en próximas normativas.

Por otro lado se han desarrollado **modelos empíricos** para predecir emisiones y consumo efectivo a partir de algunas variables de entrada del motor (SOI_{main} , p_{rail} , $Y_{\text{O}_2, \text{adm}}$ y m_f fundamentalmente) y de información de la señal de presión en cámara. La metodología seguida se basa en diseño de experimentos (DoE) y superficies de respuesta (RSM) y con ella se ajustaron correlaciones empíricas que han permitido caracterizar de forma simple procesos complejos, con un alto apoyo estadístico. Los modelos se han planteado en dos etapas: la primera permite modelar parámetros de cámara en función de entradas y la segunda prestaciones (emisiones y consumo) en función de todas las anteriores. Esta metodología permite incorporar la señal de presión en cámara si esta está disponible (de medidas experimentales o de un modelo completo de motor 0D o 1D) o trabajar sólo con entradas en caso contrario. Se ha cuantificado la mejora en las emisiones y consumo por disponer de señal

de presión, resultando entre un 3 % para consumo y hollín y un 5 % para NO_x . La precisión de las predicciones es variable y Su tiempo de cálculo va de unos 2 ms a unos 12 ms (dependo de si se usa la señal de presión experimental o no), inferior a los 15 ms de los modelos semi-empíricos (incluyendo adquisición de presión y cálculos), lo que lo hace más adecuado para usarse como modelo embebido en la ECU.

Todos los modelos descritos se han desarrollado y ajustado en condiciones estacionarias, aunque presentan potencial de uso para aplicaciones transitorias, como se mostrará en el capítulo siguiente. Además, el modelo empírico puede ser utilizado en aplicaciones rápidas de optimización, como se verá.

4.A. Apéndice: Cálculo del mecanismo de reducción de NO_X

4.A.1. Reducción de NO_X de los gases recirculados

Se asume que la fracción másica de NO_X ($Y_{NO_X,esc}$) en el escape permanece invariable entre el escape y el EGR, por tanto la masa re-englobada es:

$$m_{EGR} \cdot Y_{NO_X,esc} \quad (4.69)$$

La masa de NO_X que forma parte del proceso de combustión es:

$$m_{EGR} \cdot Y_{NO_X,esc} \cdot F_r \quad (4.70)$$

Asumiendo una eficiencia de reducción (ε), la reducción en la masa de NO_X viene regida por:

$$m_{EGR} \cdot Y_{NO_X,esc} \cdot F_r \cdot \varepsilon \quad (4.71)$$

donde $\varepsilon=1$, considerando que el 100 % del NO_X re-englobado se destruye.

La masa neta de NO_X por ciclo que sale del cilindro es:

$$\begin{aligned} m_{esc} \cdot Y_{NO_X,esc} &= m_{NO_Xnet} + m_{EGR} \cdot Y_{NO_X,esc} \cdot (1 - F_r \cdot \varepsilon) \\ m_{NO_Xnet} &= Y_{NO_X,esc} \cdot (m_{esc} - m_{EGR} \cdot (1 - F_r \cdot \varepsilon)) \\ &= Y_{NO_X,esc} \cdot (m_a + m_f + m_{EGR} - m_{EGR} \cdot (1 - F_r \cdot \varepsilon)) \\ &= Y_{NO_X,esc} \cdot (m_a + m_f + m_{EGR} \cdot F_r \cdot \varepsilon) \end{aligned} \quad (4.72)$$

donde, m_{NO_Xnet} es la masa neta de NO_X producida en la combustión actual y m_{esc} es la masa de gas por ciclo que sale del cilindro.

A continuación, la siguiente expresión se puede obtener:

$$Y_{NO_X,esc} = \frac{m_{NO_Xnet}}{m_a + m_f + m_{EGR} \cdot F_r \cdot \varepsilon} \quad (4.73)$$

4.A.2. Reducción del NO_X producido durante el proceso de combustión

Gracias al mecanismo de reducción de NO_X , parte de la masa producida de NO_X en la combustión actual ($m_{\text{NO}_X\text{comb}}$) puede ser re-englobada, y por ende la masa neta de NO_X (producida en el ciclo actual $m_{\text{NO}_X\text{net}}$), será menor.

1. Al inicio de la combustión SOC (del inglés “Start of combustion”): la eficiencia de la reducción de NO_X es 0 (nada de masa NO_X ha sido re-englobado).
2. Al final de la combustión EOC (del inglés “End of combustion”): si se asume que todos los productos de la combustión están homogéneamente mezclados en la cámara, la eficiencia será F_r .

A modo de considerar toda la evolución de la combustión, se asume la situación intermedia: $K_{re} \cdot F_r$, donde $K_{re} = 0,5$.

Tomando en cuenta la eficiencia ε del mecanismo de reducción de NO_X (en este caso los NO_X producidos y re-englobados), se obtiene la siguiente expresión:

$$m_{\text{NO}_X\text{net}} = m_{\text{NO}_X\text{comb}} \cdot (1 - K_{re} \cdot F_r \cdot \varepsilon) \quad (4.74)$$

Por tanto, la relación entre $m_{\text{NO}_X\text{comb}}$ y $Y_{\text{NO}_X,\text{esc}}$ es:

$$Y_{\text{NO}_X,\text{esc}} = \frac{m_{\text{NO}_X\text{comb}} \cdot (1 - K_{re} \cdot F_r \cdot \varepsilon)}{m_a + m_f + m_{\text{EGR}} \cdot F_r \cdot \varepsilon} \quad (4.75)$$

4.B. Apéndice: Descripción cinemática y dinámica del mecanismo biela-manivela

Haciendo una representación geométrica (ver figura 4.27), el mecanismo está conformado por el pistón, la manivela (OA) y la biela (AB); estando articulada en un extremo por el bulón en el punto B y por el otro por la muñequilla en A, se denota como ángulo de giro α y β el ángulo entre la biela y eje del cilindro.

El mecanismo biela-manivela suele tener cierto descentramiento [18], haciendo que el eje del cigüeñal no esté en el mismo plano que en el del cilindro; sin embargo dicho descentramiento es pequeño (unas 100 veces más pequeño que el diámetro del pistón) [19], por lo cual en los cálculos a ser presentados a continuación se despreciará todo lo relativo al descentramiento.

4.B.1. Estudio Cinemático del mecanismo biela-manivela

Para tener una descripción completa de la cinemática del mecanismo se parte de: **Movimiento angular de la biela:**

$$R \cdot \text{sen}(\alpha) = L \cdot \text{sen}(\beta) \quad (4.76)$$

$$\cos(\beta) = \pm \sqrt{1 - \left(\frac{R}{L}\right)^2 \cdot \text{Sen}^2(\alpha)} \quad (4.77)$$

siendo R la longitud de la manivela, y L la longitud de la biela.

Derivando dos veces la expresión de β :

$$R \cdot \frac{d^2\alpha}{dt^2} \cdot \cos(\alpha) - R \cdot \left(\frac{d\alpha}{dt}\right)^2 \cdot \text{sen}(\alpha) = L \cdot \frac{d^2\beta}{dt^2} \cdot \cos(\beta) - L \cdot \left(\frac{d\beta}{dt}\right)^2 \cdot \text{sen}(\beta) \quad (4.78)$$

Asumiendo que la velocidad angular ω es constante y sustituyendo (4.77) en la ecuación (4.78) se obtienen las expresiones de velocidad y aceleración angular de la biela respectivamente:

$$\frac{d\beta}{dt} = \frac{R}{L} \cdot \frac{\cos(\alpha)}{\cos(\beta)} \cdot \omega \quad (4.79)$$

$$\frac{d^2\beta}{dt^2} = \left[\left(\frac{d\beta}{dt}\right)^2 - \omega^2 \right] \cdot \tan(\beta) \quad (4.80)$$

Continuando con el análisis cinemático del mecanismo, es necesario describir la posición, velocidad y aceleración de los puntos A, B y G:

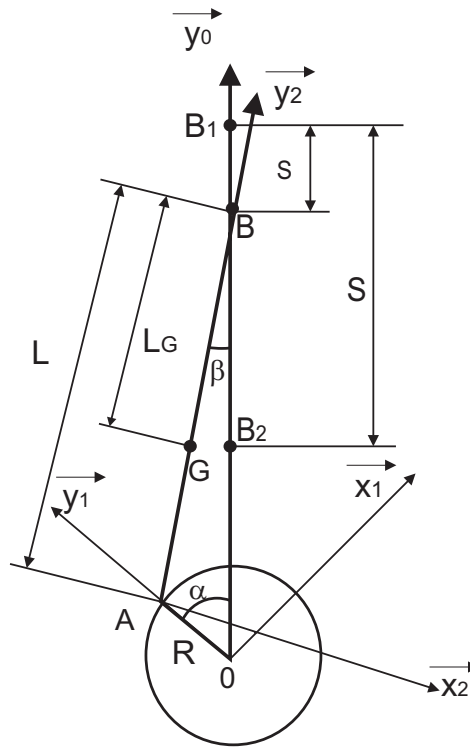


Figura 4.27. Descripción geométrico del mecanismo biela-Manivela.

Punto A: respecto a la figura 4.27, el punto A se desplaza describiendo una circunferencia de radio \$R\$ con origen en \$O\$.

$$X_A = -R \cdot \text{sen}(\alpha); Y_A = R \cdot \text{cos}(\alpha) \quad (4.81)$$

$$v_{x,A} = -R \cdot \omega \cdot \text{cos}(\alpha); v_{y,A} = -R \cdot \omega \cdot \text{sen}(\alpha) \quad (4.82)$$

$$a_{x,A} = R \cdot \omega^2 \cdot \text{sen}(\alpha); a_{y,A} = -R \cdot \omega^2 \cdot \text{Cos}(\alpha) \quad (4.83)$$

Punto B: A medida que \$\alpha\$ varía, el pistón describe una trayectoria con un desplazamiento \$s\$:

$$s = R + L - (R \cdot \text{cos}(\alpha) + L \cdot \text{cos}(\beta)) \quad (4.84)$$

$$x_B = 0; y_B = R \cdot \cos(\alpha) + L \cdot \cos(\beta) \quad (4.85)$$

$$v_{x,B} = 0; v_{y,B} = -R \cdot \omega \cdot \frac{\text{sen}(\alpha + \beta)}{\cos(\beta)} \quad (4.86)$$

$$a_{x,B} = 0; a_{y,B} = -R \cdot \omega^2 \cdot \left[\frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos(\beta)} + \frac{R}{L} \cdot \frac{\cos^2(\alpha)}{\cos^3(\beta)} \right] \quad (4.87)$$

Punto G: Este punto está en el centro de gravedad de la biela, y describe trayectoria pendular y traslacional, siendo su posición, velocidad y aceleración:

$$X_G = -L_G \cdot \text{sen}(\beta); y_G = R \cdot \cos(\alpha) + (L - L_G) \cdot \cos(\beta) \quad (4.88)$$

$$v_{x,G} = -L_G \cdot \frac{R}{L} \cdot \omega \cdot \cos(\alpha); v_{y,G} = -R \cdot \omega \cdot \text{sen}(\alpha) \cdot \left(1 + \frac{L - L_G}{L} \cdot \frac{\tan(\beta)}{\tan(\alpha)} \right) \quad (4.89)$$

$$a_{x,G} = L_G \cdot \frac{R}{L} \cdot \omega^2 \cdot \text{sen}(\alpha); a_{y,G} \quad (4.90)$$

se iguala a:

$$-R \cdot \omega^2 \cdot \left[\cos(\alpha) + \frac{L - L_G}{L} \cdot \left(\frac{R}{L} \cdot \frac{\cos^2(\alpha)}{\cos^3(\beta)} - \text{sen}(\alpha) \cdot \tan(\beta) \right) \right] \quad (4.91)$$

Donde L_G se define: $\frac{R}{L} =$ Longitud de manivela entre biela $m_a = \frac{2}{3} m_{biela} =$ masa parte inferior biela $m_b = \frac{1}{3} m_{biela} =$ masa parte superior biela $L_G = \frac{m_a}{m_a + m_b} \cdot L$ posición del centro de gravedad de la biela

4.B.2. Estudio Dinámico del mecanismo biela-manivela

Durante el funcionamiento de los MCIA, el conjunto pistón-biela-manivela está sometido a varias fuerzas que son cambiantes en cada instante debido a la propia naturaleza no uniforme [19] del movimiento alternativo. El origen de las fuerzas actuantes viene dado por la presión en cámara producto de la combustión y por otro lado por la inercia del mismo movimiento alternativo. La importancia de dichas fuerzas sobre el mecanismo depende del tipo de motor y su proceso de combustión (encendido por compresión -MEC- o encendido provocado -MEP-) y del proceso de renovación de la carga (aspiración natural o sobrealimentación).

Dinámica de la biela: Sobre la biela se aplican las fuerzas ejercidas por la muñequilla en A y por el bulón en B, la fuerza resultante es:

$$\overrightarrow{X_{Ab}} + \overrightarrow{X_{Bb}} = m_b \cdot a_{x,G} \cdot \overrightarrow{x_0} \quad (4.92)$$

Donde m_b es la masa de la biela y b es el subíndice para indicar que la fuerza se ejerce sobre la biela. Incluyendo la aceleración obtenida en 4.90 y en 4.91 se obtiene:

$$\overrightarrow{X_{A,b}} + \overrightarrow{X_{B,b}} = m_b \cdot L_G \cdot \frac{R}{L} \cdot \omega^2 \cdot \text{sen}(\alpha) \cdot \overrightarrow{x_0} \quad (4.93)$$

De igual manera, se calcula la resultante de fuerzas en (y):

$$\overrightarrow{y_{Ab}} + \overrightarrow{y_{Bb}} = -m_b \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \left[\cos(\alpha) + \frac{L - L_G}{L} \cdot \left(\frac{R}{L} \cdot \frac{\cos^2(\alpha)}{\cos^3(\beta)} - \text{sen}(\alpha) \cdot \tan(\beta) \right) \right] \cdot \overrightarrow{y_0} \quad (4.94)$$

Por otro lado, se tiene que:

$$I_b = m_a \cdot (L - L_G)^2 + m_b \cdot L_G^2 \quad (4.95)$$

Estudio dinámico del pistón

Sobre el pistón se aplica la fuerza ejercida por la biela en el punto B, la resultante de la presión de los gases sobre sus caras superior e inferior y la fuerza lateral que ejerce la pared del cilindro a lo largo de la generatriz de

contacto. El esfuerzo ejercido por la biela sobre el pistón es igual y de signo contrario al ejercido por el pistón sobre la biela.

$$\overrightarrow{X_{Bp}} = -\overrightarrow{X_{Bb}} \quad (4.96)$$

$$\overrightarrow{Y_{Bp}} = -\overrightarrow{Y_{Bb}} \quad (4.97)$$

Donde el subíndice p indica las acciones ejercidas sobre el pistón. Suponiendo que la presión de los gases es uniforme y que el punto de aplicación del esfuerzo resultante $\overrightarrow{Y_{gas}}$ está en el eje vertical del pistón:

$$\overrightarrow{Y_{gas}} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot p(\alpha) \cdot \overrightarrow{y_0} \quad (4.98)$$

Donde $p(\alpha)$ es la presión de los gases resultante aplicada al pistón. La línea de contacto entre el cilindro y el pistón es la generatriz del pistón contenida en el plano $(\overrightarrow{x_0}, \overrightarrow{y_0})$. El esfuerzo sobre esa generatriz es equivalente a una fuerza puntual aplicada en un punto C, que tiene la misma ordenada que B ya que la suma de momentos aplicada sobre el pistón debe ser nula.

$$\overrightarrow{X_{Cp}} + \overrightarrow{X_{Bp}} = 0 \quad (4.99)$$

Sustituyendo (4.96) en (4.99)

$$\overrightarrow{X_{Bb}} - \overrightarrow{X_{Cp}} = 0 \quad (4.100)$$

La resultante en y:

$$\overrightarrow{Y_{Bp}} + \overrightarrow{Y_{gas}} = -m_p \cdot a_{y,B} \cdot \overrightarrow{y_0} \quad (4.101)$$

Sustituyendo (4.96) en (4.101):

$$\overrightarrow{Y_{Bb}} = \left\{ m_p \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \left[\frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos(\beta)} + \frac{R \cos^2(\alpha)}{L \cos^3(\beta)} \right] \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot p(\alpha) + F_{carter} \right\} \quad (4.102)$$

Finalmente:

$$F_{carter} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot p_{amb} \cdot \overrightarrow{y_0} \quad (4.103)$$

Bibliografía

- [1] R. Egnell. “Combustion Diagnostics by Means of Multizone Heat Release Analysis and NO Calculation”. *SAE paper 981424*.
- [2] M. Andersson, B. Johansson A. Hultqvist y C. Noehre. “A predictive real time NO_x model for conventional and partially premixed diesel combustion”. *SAE Paper 2006-01-3329*, 2006.
- [3] Arregle J., López J.J. Guardiola C. y Monin C. “Sensitivity study of a NO_x estimation model for on-board applications”. *SAE Paper 2008-01-0640*, 2008.
- [4] Hernandez J.J., Pérez-Collado J. y Sanz-Argent J. “Role of the Chemical Kinetics on Modeling NO_x Emission in diesel Engines”. *Energy Fuels*, Vol. 22, pp. 262–272.
- [5] Andersson M., Johansson B. Hultqvist A. y Noehre C. “A Predictive Real Time NO_x Model for Conventional and Partially Premixed diesel Combustion”. *SAE paper 2006-01-3329*.
- [6] Devarakonda M., Parker G. Johnson J.H. y Strots V. “Model-based control system design in a urea-SCR aftertreatment system based on NH₃ sensor feedback”. *International Journal of Automotive Technology*, Vol. 10, pp. 653–662.
- [7] Katare S.R., Patterson J.E. y P.M. Laing. “Diesel Aftertreatment Modeling: A Systems Approach to NO_x Control”. *Industrial & Engineering Chemical Research*, Vol. 46, pp. 2445–2454.
- [8] Guardiola C., López J.J. Martín J. y García-Sarmiento D. “Semiempirical in-cylinder pressure based model for NO_x prediction oriented to control applications”. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 31, pp. 3275–3286, 6.
- [9] Ladonmatos N., Abdelhalim S. y Zhao H. “Control of oxides of nitrogen from diesel engines using diluents while minimising the impact on particulate pollutants”. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 18, pp. 963–980.
- [10] 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.
- [11] Hernández L. *Desarrollo de una metodología para la predicción y optimización de emisiones contaminantes y consumo en motores Diesel de automoción mediante Redes Neuronales Artificiales*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 2004.
- [12] I. Arsie R. DiLeo C. Pianese y M. de cesare. “NO_x Estimation in Diesel Engines via In-Cylinder Pressure Measurement”. *Oil and Gas Science and Technology Rev. IFP Energies nouvelles*, Vol. 70, pp. 396–403, 2015.
- [13] J.E. Dec. “A conceptual model of DI Diesel combustion based on laser-sheet image”. *SAE Paper 970873*, 1997.
- [14] Chaize E., Webster D.E. Krutzsch B. Wenninger G. Weibel M. Hodjati Sh. Petit C. Pitchon V. Kiennemann A. Loenders R. Monticelli O. Jacobs P.A. Martens J.A. y Kasemo B. “Reduction of NO_x in lean exhaust by selective NO_x recirculation (SNR-technique) part II: NO_x storage materials”. *SAE paper 982593*.
- [15] Krutzsch B., Wenninger G. Weibel M. Stapf P. Funk A. Webster D.E. Chaize E. Kasemo B. Martens J.A. y Kiennemann A. “Reduction of NO_x in Lean Exhaust by Selective NO_x - Recirculation (SNR Technique)- part I: system and decomposition process”. *SAE paper 982592*.
- [16] Vellaisamy R., Clark N.N. Thompson G.J. Atkinson R.J. Tissera C.A. y Swartz M.M. “Assessment of NO_x destructions in diesel engines by injecting NO in the intake manifold”. *SAE paper 2005-01-0370*.
- [17] Payri F., Arregle J. López J.J. y Mocholí E. “Diesel NO_x modeling with a reduction mechanism for the initial NO_x coming from EGR or Re-entrained burned gases”. *SAE paper 2008-01-1188*.
- [18] F. Payri y J.M. Desantes. *Motores de combustión interna alternativos*. Editorial Reverte, ISBN:978-84-8364-0, 2011.
- [19] Basshyusen R. Van y Schäfer F. *Internal Combustion Engines Handbook: Basics, Components, Systems and Perspectives*. SAE International, ISBN:978-0-7680-7196-2, Warrendale, Pa, 2004.

- [20] J. Arregle, J.J. López C. Guardiola y C. Monin. “On board NOx prediction in diesel engines: a physical approach, in: Automotive Model Predictive Control: Models, Methods and Applications”. *Lecture Notes in Control and Information Sciences*, 2010.
- [21] J. M. Luján, V. Bermúdez C. Guardiola y A. Abbad. “A methodology for combustion detection in diesel engines through in-cylinder pressure derivative signal”. *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 24, pp. 2261–2275, 2010.
- [22] Senecal P.K., Xin J. y Reitz R.D. “Prediction of Residual Gas Fraction in IC Engines,”. *SAE paper 962052*.
- [23] d’Ambrosio S., Finesso R. Fu L. Mittica A. y Spessa E. “A control-oriented real-time semi-empirical model for the prediction of NOx emissions in diesel engines”. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 130, pp. 265–279.
- [24] Finesso R. y Spessa E. “A real time zero-dimensional diagnostic model for the calculation of in-cylinder temperatures, HRR and nitrogen oxides in diesel engines”. *Energy Conversion and Management*, Vol. 79, pp. 498–510.
- [25] Aspiron J., Chinellato O. y Guzzella L. “A fast and accurate physics-based model for the NOx emissions of Diesel engines”. *Applied Energy*, Vol. 103, pp. 221–233.
- [26] Hiroyasu H., Kadota T. y Arai T. “Development and use of a spray combustion modelling to predict Diesel engine efficiency and pollutant emissions (Part I: “combustion modelling”)”. *Bulletin of the JSME*, Vol. 26, pp. 569–575.
- [27] Monin C. *Caracterización del Proceso de Formación de Hollín en una Llama de Difusión Diesel de Baja Temperatura*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 2009.
- [28] G.M. Faeth. “Evaporation and combustion of sprays”. *Progress in Energy and combustion science*, Vol. 9, pp. 1–76.
- [29] Dec J.E. y Espey C. “Ignition and Early Soot Formation in a DI Diesel Engine Using Multiple 2D Imaging Diagnostics”. *SAE Paper 950456*, 1995.

- [30] Payri F., Olmeda P. Martín J. y Carreño R. “Experimental analysis of the global energy balance in a DI diesel engine”. *Applied thermal engineering*, Vol. 89, pp. 545–557.
- [31] Taraza D. Henein N. y W. Bryzik. “Friction Losses in Multi-Cylinder Diesel Engines”. *SAE Paper 2000-01-0921*, 2000.
- [32] A. Comfort. “An Introduction to Heavy-Duty Diesel Engine Frictional Losses and Lubricant Properties Affecting Fuel Economy”. *SAE Paper 2003-01-3225*, 2003.
- [33] Pulkrabeck W. *Engineering fundamentals of the internal combustion engine*. Pearson Education Limited, ISBN 1292054972, 9781292054971, 2013.
- [34] M.J. Benlloch. *Lubricantes y lubricación aplicada*. Editorial Ceac S.A., ISBN 84-329-4803-9, 1984.
- [35] M. Valverde. *Fundamentos y técnicas de la lubricación*. Editorial Alcion, ISBN 84-300-2271-6, 1985.
- [36] Cho S., Choi S. y Bae C. “Frictional modes on barrel shaped piston rings under flooded lubrication”. *Tribology International*, Vol. 33, pp. 545–551.
- [37] L.L. Ting. “Development of a Reciprocating Test-rig for tribological Studies of Piston Engine Moving Components- Part I: Rig Design and piston ring friction coefficient Measuring method”. *SAE paper 9930685*.
- [38] L.L. Ting. “Development of a Reciprocating Test-rig for tribological Studies of Piston Engine Moving Components- Part II: Rig Design and piston ring friction coefficient Measuring method”. *SAE paper 9930685*.
- [39] Tian T. *Modeling the performance of the piston ring-pack in internal combustion engines*. Tesis Doctoral, Massachusetts Institute of Technology, Boston, 1997.
- [40] Jocsak J. *The effects of surface finish on piston ring-pack performance in advanced reciprocation engine systems*. Tesis Doctoral, Massachusetts Institute of Technology, Boston, 2005.
- [41] Martín J. *Aportación al diagnóstico de la combustión en motores Diesel de inyección directa*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 2007.

-
- [42] *Internal combustion engines -Piston Rings coil springs loaded oil control rings*. Standards J2003, 1990.
- [43] *Piston Rings and bearing handbook*. goetze, 1998.
- [44] R. Stanley. “A simplified friction model of the piston ring assembly”. *SAE paper 1999-02-0947*.
- [45] Jie Guo Wenping Zhang y Zou Dequan. “Investigation of dynamic characteristics of a valve train system”. *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 46, pp. 1950–1969, 7.
- [46] Gatti G. y Mundo D. “On the direct control of follower vibrations in cam-follower mechanism”. *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 45, pp. 23–35, 4.
- [47] J. Yang. “A Simple Method to Improve the Control Over SI Engine Cooling System”. *SAE paper 961813*, 1996.
- [48] D. Schiefer R. Maenel y W. Nardoni. “Advantages of Diesel Engine Control Using In-Cylinder Pressure Information for Closed Loop Control”. *SAE Paper 2003-01-0364*, 2003.
- [49] E. Corti D. Moro y L. Solieri. “Measurement Errors in Real-Time IMEP and ROHR Evaluation”. *SAE Paper 2008-01-0980*, 2008.
- [50] S. Oh, D. Kim J. Kim B. Oh K. Lee y M. Sunwoo. “Real-time IMEP Estimation for Torque-based Engine Control using an In-cylinder Pressure Sensor”. *SAE Paper 2009-01-0244*, 2009.
- [51] J. Chung, S. Oh K. Min y M. Sunwoo. “Real-time combustion parameter estimation algorithm for light-duty diesel engines using in-cylinder pressure measurement”. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 60, pp. 33–43, 2013.
- [52] Win Z., Gakkhar R.P. JAin S. y M. Battacharya. “Parameter optimization of a Diesel engine to reduce noise, fuel consumptions and exhaust emission using response surface methodology”. *Proc IMechE PartD. Journal of automob Engineering*, pp. 1181–92, 2005.
- [53] Molina S., Guardiola C. Martín J. y Garcia-Sarmiento D. “Development of a control-oriented model to optimise fuel consumption and NO_x emissions in a DI Diesel Engine”. *Applied Energy*, Vol. 119, pp. 405–416, 7.

- [54] Benajes J., Molina S. deRudder K. y Amorim R. “Optimization towards lowtemperature combustion in a HSDI Diesel engine, using consecutive screenings”. *SAE Paper 2007-01-0911*, 2007.
- [55] M. Beasley, R. Cornwell P.Fussey R. King A. Noble T. Salamon A. Truscott y G. Landsman. “Reducing Diesel Emissions Dispersion by Coordinated Combustion Feedback Control”. *SAE Paper 2006-01-0186*, 2006.
- [56] Asprion J., Chinellato O. y Guzzella L. “A fast and accurate physics-based model for NO_X emissions od Diesel engines”. *Applied Energy*, Vol. 103, pp. 221–233.
- [57] Nagle J. y Strickland-Constable R.F. “Oxidation of carbon between 1000-2000◦”. *Proceedings of fifth carbon conference*, pp. 265–325.
- [58] Sabau A. y Emil O. “Soot Modeling in Diesel Engine”. *The 3rd International Conference on ENVIRONMENTAL and GEOLOGICAL SCIENCE and ENGINEERING (EG’10)*.
- [59] J.B. Heywood. *Internal combustion engine fundamentals. McGraw-Hill Series in Mechanical Engineering*. McGraw-Hill, Inc., ISBN.0-07-028637-X, 1988.
- [60] Macek J., Fuente D. y Emrich M. “A sumple physical model of ICE mechanical losses”. *SAE paper 2011-01-0725*.

Capítulo 5

Aplicaciones

Índice

5.1. Introducción	159
5.2. Predicción de emisiones y consumo en condiciones transitorias	160
5.2.1. Sincronización de señales	161
5.2.2. Evaluación de los modelos semi-empíricos	162
5.2.3. Evaluación de los modelos empíricos	164
5.3. Optimización multiobjetivo de emisiones y consumo de combustible	168
5.3.1. Planteamiento de la optimización y objetivos	170
5.3.2. Función de mérito	174
5.3.3. Resultados y validación	175
5.4. Conclusiones	178
Bibliografía	180

5.1. Introducción

La presión de las futuras regulaciones ambientales hace que contar con modelos capaces de optimizar estrategias sea una ventaja comparativa importante. Para ello, la capacidad predictiva es un asunto primordial. Así, un buen modelo predictivo puede utilizarse en tiempo real en el motor para sustituir

la información tabulada en la [1] o corregir derivas a lo largo de su vida [2]. Además, en aplicaciones *offline* permite evaluar el interés de determinadas estrategias de motor y reducir de forma significativa la carga experimental.

En el capítulo anterior se han presentado una serie de modelos semi-empíricos de NO_X y g_{ef} y modelos empíricos de NO_X , hollín y g_{ef} que tienen en común el empleo de la señal de presión en cámara como dato fundamental para las predicciones. En este capítulo se va a mostrar, a modo de síntesis, el potencial de dichos modelos para dos aplicaciones de interés: por un lado el uso de los modelos en transitorios (habiendo sido ajustados en condiciones estacionarias); por otro lado, utilizarlos para tareas de optimización multiobjetivo.

5.2. Predicción de emisiones y consumo en condiciones transitorias

En el modelado de MCIAs, la aproximación más habitual a las predicciones, tanto de emisiones como consumo, es mediante puntos de operaciones estacionarios.

Pero las condiciones de operación estacionarias no representan las características de uso real de los MCIAs, especialmente para aplicaciones de transporte, donde se varía el punto de operación frecuentemente. Por ello, es muy interesante establecer la validez del comportamiento observado durante el ajuste y validación de los modelos en condiciones transitorias¹. La validación se va a llevar a cabo mediante ensayos en transitorio de carga, manteniendo el régimen constante.

La mayor dificultad de este tipo de ensayos es la predicción de la respuesta dinámica ante un cambio inducido sobre los sistemas del motor, cuya respuesta (tanto la ganancia como la dinámica) pueden variar según el punto en torno al cual se lleve a cabo la variación [3]. Esta incertidumbre es parcialmente corregida en los modelos propuestos gracias a que estos se apoyan en la señal de presión en el cilindro y, por tanto, cualquier desviación de las consignas (debido por ejemplo a derivas de inyección o de imperfecciones del proceso de llenado-vaciado [4]), afectarán previsiblemente a dicha señal. En cualquier

¹Por condiciones transitorias se entiende el modo de operación que implica uno o más cambios de punto de funcionamiento del motor variando los valores del régimen-par a lo largo del tiempo [3]

caso, es esperable un empeoramiento de la precisión de los resultados debido a la dificultad de registrar convenientemente el resto de variables medias y, fundamentalmente, a la complejidad de sincronizarlas, como se indica en el siguiente apartado.

En las subsecciones posteriores se mostrará la evaluación en transitorio de los modelos desarrollados, dejando para trabajos futuros las mejoras requeridas de los mismos. Los ensayos incluyen barridos de carga de aproximadamente 60 segundos con los *settings* nominales y/o variando el SOI_{main} y la p_{rail} , en rampas de pedal de aceleración y deceleración a régimen constante (a 1500 rpm, régimen al que se ajustó el modelo en estacionario) para evaluar el comportamiento de los modelos con cambios de ralentí a 65 % de carga.

5.2.1. Sincronización de señales

Una de las fuentes de incertidumbre es debida a la aparición de retrasos temporales que además son responsables de la pérdida de prestaciones en dichas condiciones [5]. Por un lado, los procesos mecánicos que ejercen influencia en dicho retraso dependen de la inercia de los elementos móviles. Esta es muy importante en transitorios de régimen en los elementos rotativos y alternativos del motor pero no afecta demasiado en los transitorios de carga. No obstante, el turbogruppo es un elemento muy sensible ya que debe acelerarse al incrementarse de forma brusca el gasto a través de él.

Por otro lado, los procesos termofluidodinámicos más notables que afectan a dicho retraso son la transferencia de masa y energía desde la válvula de escape hasta la turbina y desde la salida del compresor hasta las pipas de admisión [6]. Estos procesos están muy condicionados por los pulsos de presión, el roce del gas, el caudal másico y la transferencia de calor. Así, una de las incertidumbres más relevantes en el estudio es el desfase entre la medida de gasto másico y el gasto real admitido por el cilindro en un instante, que depende del cociente entre la distancia (desde las válvulas al sensor de gasto) y de la velocidad del sonido (función de la temperatura) [7].

Finalmente, la medida de gasto de combustible va a requerir un cierto tratamiento puesto que la línea de combustible (desde el sistema de acondicionamiento al motor) acumula una masa de fuel considerable (cuya temperatura además va a variar), por lo que se empleará la medida procedente de la ECU.

La correcciones de las señales experimentales registradas durante el transitorio [7] incluyen los siguientes pasos:

- Caracterizar los volúmenes entre el compresor y el intercooler y el volumen entre el intercooler y el motor.
- Corregir la señal del gasto de aire admitido para tener en cuenta el efecto del desplazamiento de la onda de presión.
- Corregir el gasto de aire teniendo en cuenta la acumulación de masa en el volumen de admisión (entre las válvulas y el caudalímetro) y la compresibilidad del aire.
- Ajustar una recta de calibración en estacionario entre las medidas de gasto de la ECU y de la balanza gravimétrica. De esta manera se usará el gasto de la primera corregido, evitando así el problema de las incertidumbres de la balanza en transitorio.

5.2.2. Evaluación de los modelos semi-empíricos

Los modelos semi-empíricos desarrollados en el capítulo 4, por un lado tienen una base física, lo que potencialmente los hace flexibles para el cambio de estacionario a transitorio; y por otro lado se alimentan con información “directa” de la combustión, corrigiendo (parcialmente) incertidumbres experimentales no controlables. A continuación se muestran los resultados obtenidos.

En un barrido de carga ascendente desde ralentí hasta 65 % manteniendo en condiciones nominales el resto de parámetros de entrada del motor, se validaron los modelos semi-empíricos desarrollados en el capítulo 4. Partiendo de la disponibilidad de la señal de presión en el cilindro (ver figura 5.1), a partir de ésta y usando la herramienta de diagnóstico de la combustión CALMEC descrita en la sección 3.2.1 se obtuvo ciclo a ciclo el perfil de la ley de liberación de calor, así como los perfiles de temperatura de gases y productos sin quemar en el cilindro, para y así a partir de estos obtener la temperatura adiabática de llama T_{ad} . Luego a partir de la expresión (4.1) integrada ciclo a ciclo para obtener una predicción inicial del NO_X formado cada instante durante el transitorio; luego se aplicó la predicción por mecanismo de reburning y especialmente la corrección por puntos nominales adyacentes ayudando a mejorar la respuesta y exactitud del modelo en función de los puntos nominales recorridos. En la figura 5.6 se muestran los perfiles obtenidos de NO_X , donde se distingue el aporte en condiciones transitorias de corregir en base a puntos nominales conocidos.

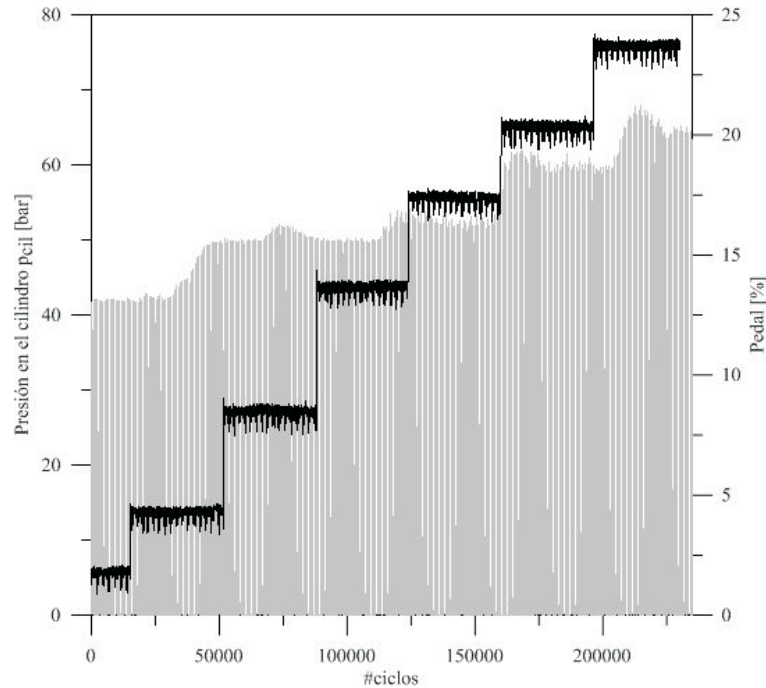


Figura 5.1. Evolución de la señal de presión en cilindro en un transitorio de carga desde ralentí hasta 65 % de carga.

Se comprobó que el nivel de exactitud del modelo en condiciones transitorias disminuye levemente pero se ve compensado a través de varios efectos, haciendo que al final ambas alternativas se puedan aplicar según sea el caso.

Finalmente se comprobó que el modelo pierde aproximadamente 2% en la predicción en condiciones transitorias respecto al estacionario en un punto semejante.

Respecto a el modelo de pérdidas mecánicas, este fué alimentado ciclo a ciclo con la señal de presión en el cilindro, con los datos geométricos ajustados durante el desarrollo del modelo, se hizo una validación de la predicción del consumo efectivo g_{ef} , los resultados de la validación se muestra en la figura 5.3.

En esta evaluación el error relativo está entre el 4% y 6%, sobre todo en los puntos cercanos al ralentí donde incrementa el error debido a las derivaciones de la inyección en esas condiciones.

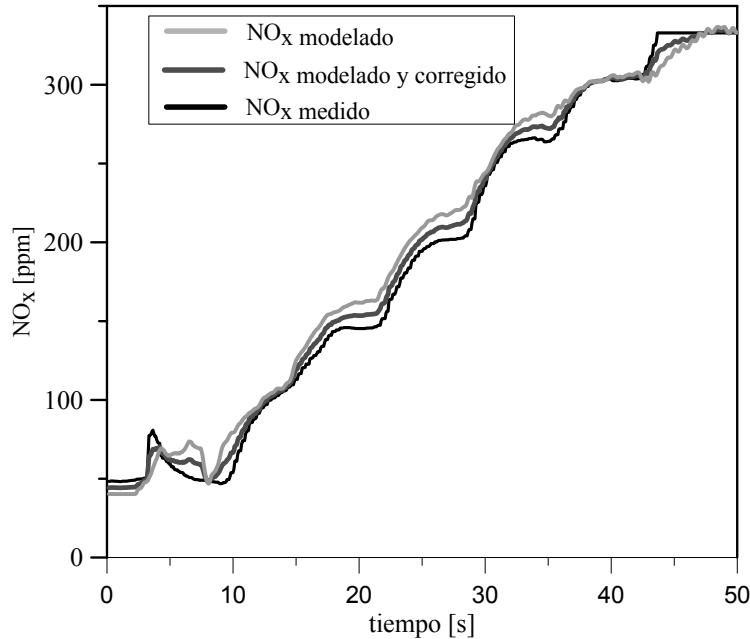


Figura 5.2. Predicción de NO_x en un transitorio de carga desde ralentí hasta 65 % de carga en condiciones nominales.

5.2.3. Evaluación de los modelos empíricos

Al igual que los modelos semi-empíricos, los modelos empíricos serán alimentados con la información de la presión en cilindro a partir de la que se obtendrán los ángulos de quemado $B\%$, la p_{mi} y la p_{max} y a partir de ellos, y algunas variables medias de entrada, las emisiones y consumo.

Los modelos empíricos no consideran la física de los fenómenos por lo que no tienen la capacidad de adaptación de los semi-empíricos. A cambio, estos modelos han sido desarrollados dentro de un rango acotado de variaciones de modo que, si en el transitorio se respetan sus límites, pueden comportarse de forma adecuada prediciendo ciclo a ciclo puntos de operación dentro de la región de entrenamiento.

En la evaluación del transitorio en los modelos empíricos se consideró un barrido de carga desde ralentí hasta 65 % (con una variación de pedal desde 0 hasta 25 %). Como se ve en la figura 5.4, la variación consistió en

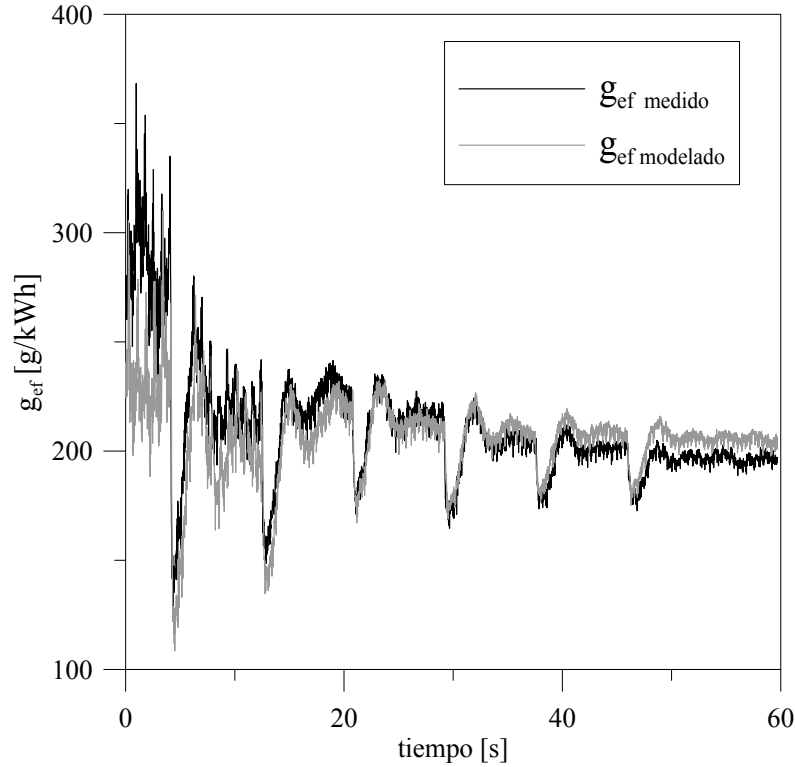


Figura 5.3. Predicción de g_{ef} en un transitorio de carga desde ralenti hasta 65 % de carga en condiciones nominales.

un incremento escalonado de masa hasta 30 segundos y luego un decremento otros 30 segundos, donde los parámetros de entrada del modelo se dejaron libres siguiendo las consignas de EGR, SOI_{main} y p_{rail} . Durante la mayor parte del incremento de carga el motor no hace EGR por lo que la concentración de oxígeno $Y_{O_2,adm}$ se mantuvo en valores alrededor de 0.23 hasta los primeros 30 s (ver figura 5.4), una vez alcanzado el punto de mayor carga $Y_{O_2,adm}$ disminuye siguiendo la consigna calibrada de bajo NO_X , incrementando el EGR. En cuanto al SOI_{main} este se va adelantando a medida que la carga se incrementaba de manera de mantener centrada la combustión. Durante el incremento de carga la p_{rail} también se incrementa para aumentar la cantidad de combustible inyectado.

Respecto a los parámetros de combustión, estos se ven afectados a través de la variación de la p_{cil} , como se aprecia en la figura 5.5. Mediante el diagnósti-

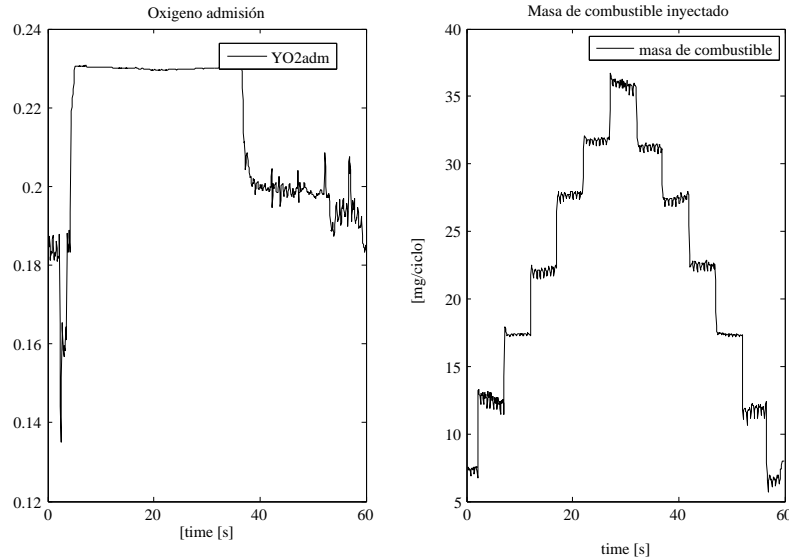


Figura 5.4. Evolución de la $Y_{O_2,adm}$ y m_f como parámetros de entrada de los modelos de NO_X y hollín.

co de la combustión se calculó los ángulos B % ciclo a ciclo para alimentar los modelos de NO_X y hollín.

Las figuras 5.6 y 5.7 muestran las emisiones de NO_X y la opacidad medidas y modeladas ciclo a ciclo. Como se ve, los modelos siguen bien los resultados experimentales tanto en NO_X como en hollín. No obstante, se aprecia un retraso constante en tiempo entre el valor modelado y el experimental en las dos emisiones debido a la dinámica de medición de los analizadores de emisiones donde hay tiempos de respuesta particulares de cada especie. Dicho retraso se indicó en la sección 3.3.3 (como t_{10-t90}). En condiciones estacionarias no afecta, pero en transitorio es necesario tenerlo en cuenta. Para corregirlo es necesario filtrar los valores de salida de los modelos con un sencillo filtro de media móvil con una ventana de tiempo t de promediado equivalente al t_{10-t90} más un retraso debido a la distancia que tienen que recorrer los gases desde el motor hasta el equipo de medida. Para la medida de NO_X el valor de t es 1.8 s y para hollín 0.3 s. Una vez corregidos los resultados de los modelos la discrepancia con las medidas se reduce apreciablemente los resultados en ambos casos, obteniéndose un error medio del 7 % en los NO_X y del 11 % en hollín.

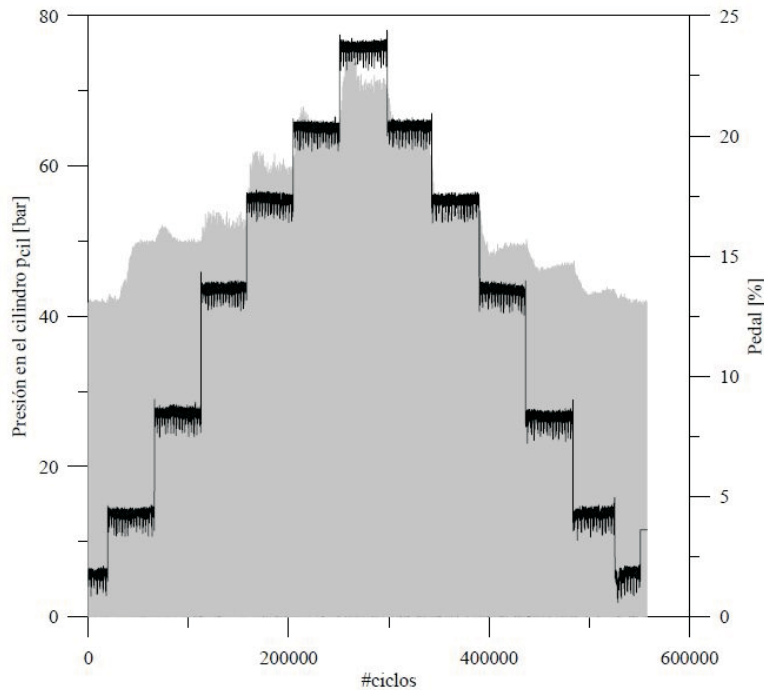


Figura 5.5. Evolución de la señal de presión en cilindro en un transitorio de carga desde ralentí hasta 65 % de carga (25 % pedal).

Una vez validado en transitorio manteniendo las consignas de la ECU, se probó a incluir una perturbaciones de SOI_{main} , cambiándolo de forma progresiva desde 6° a -2° durante un transitorio de descarga desde el 65 % de carga hasta ralentí. En las figuras y se han graficado los resultados experimentales y modelados, comprobándose que la respuesta del modelo es similar a la mostrada en el transitorio de carga-descarga con la configuración nominal de la ECU.

Respecto al comportamiento del modelo de pérdidas mecánicas, este depende fuertemente de la fuente de la información de las variables de entrada; en el caso que se presenta acá está obtenido a partir de la presión en cilindro (en vez del modelado de B%), sin embargo hay cambios propios de la dinámica de los ensayos en transitorio que el ajuste del modelo no es capaz de reproducir. Finalmente el valor del error relativo aumenta respecto al obtenido en el estacionario de 4 % hasta 9 % en las condiciones evaluadas.

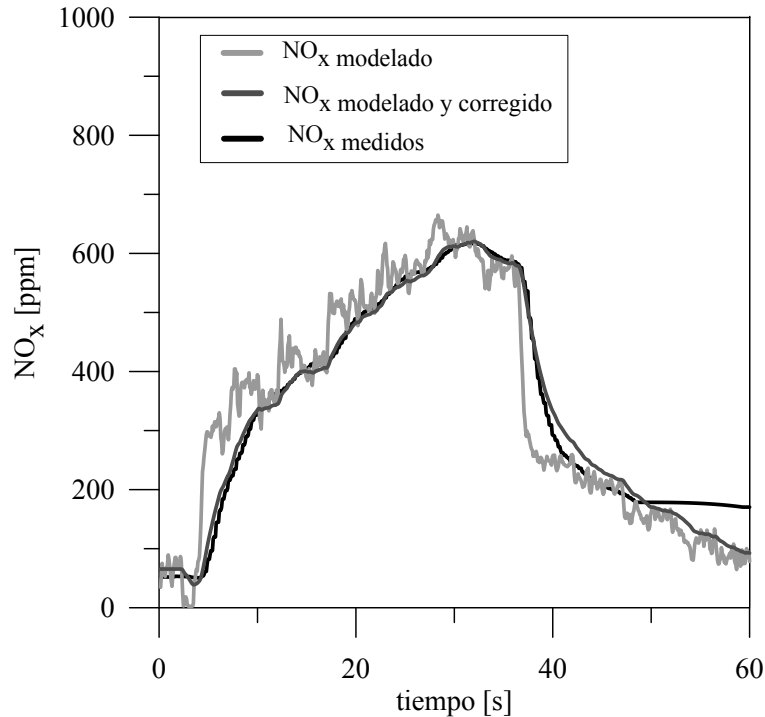


Figura 5.6. Predicción de NO_x en un transitorio de carga desde ralentí hasta 65 % de carga (25 % pedal).

5.3. Optimización multiobjetivo de emisiones y consumo de combustible

La mejor manera de buscar la combinación óptima de una serie de entradas de motor que minimicen o maximicen las salidas deseadas, consiste en variarlas de forma simultánea en un amplio rango y a diferentes niveles [8, 9]. Sin embargo, este enfoque tiene un alto coste desde el punto de vista experimental. Para reducir dicho trabajo experimental suele usarse el método COST (del inglés Changing One Separate factor at a Time), pero tiene la desventaja de que no permite hallar un óptimo si hay efectos cruzados [10]. Si esta técnica es combinada con el clásico método de ensayo y error [1, 11], es posible llegar a buenos resultados, como se presenta en [12, 13].

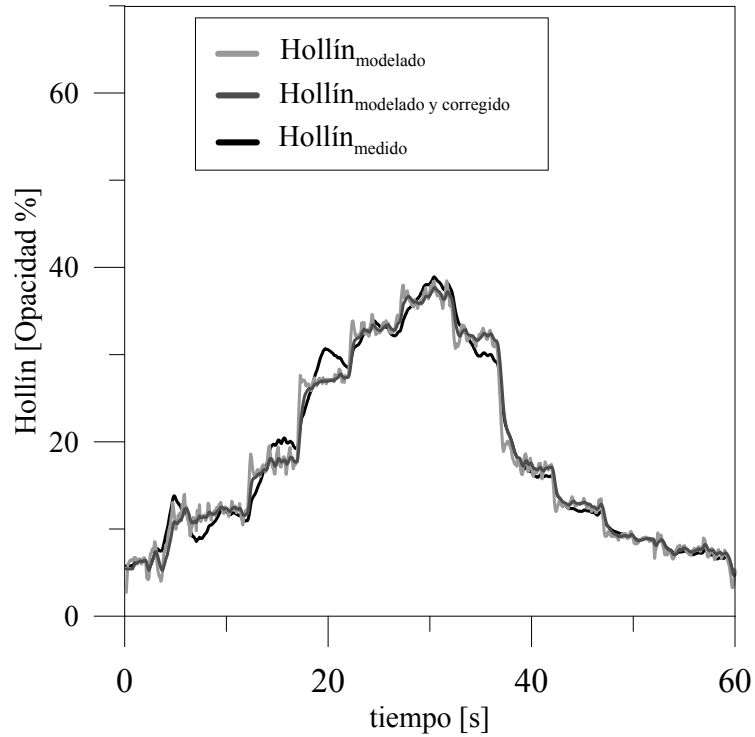


Figura 5.7. Predicción de hollín en un transitorio de carga desde ralentí hasta 65 % de carga (25 % pedal).

Sin embargo, la alternativa de optimizar puntos y zonas de operación del motor basándose en modelos fiables es más eficiente desde el punto de vista del coste experimental. Además abre la puerta a posibles implementaciones en la ECU [14].

A continuación se va a presentar un ejemplo de aplicación del modelo empírico de emisiones y consumo para la búsqueda de soluciones óptimas teniendo en cuenta varios objetivos y sometida a restricciones de algunos parámetros.

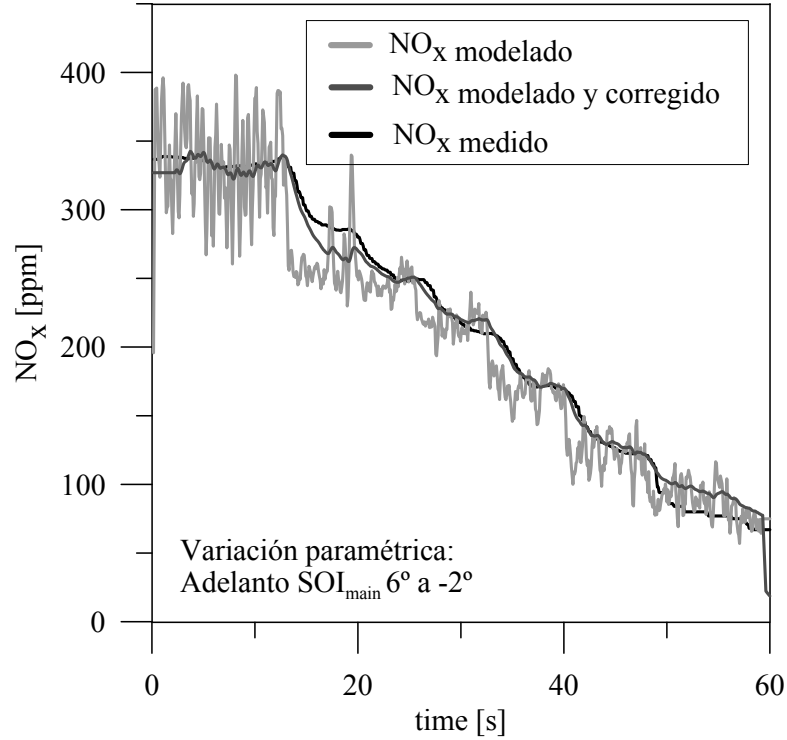


Figura 5.8. Predicción de NO_x en un transitorio de carga desde 65 % de carga hasta ralentí, variando SOI_{main} de 6° a -2° .

5.3.1. Planteamiento de la optimización y objetivos

Antes de abordar el estudio de optimización, se va a evaluar de forma breve la respuesta del modelo en el punto de 1500 rpm y 45 % de carga ante variaciones de efectos simples como paso previo a optimizar de forma simultánea varias entradas para tener mínimas emisiones y consumo.

Se van a considerar 3 parámetros de entrada en el estudio de optimización de NO_x , hollín y g_{ef} que son la tasa de EGR, SOI_{main} y $Prail$.

Como puede verse en la figura 5.11 las tendencias con el SOI_{main} , $Prail$ y EGR (cuantificado con la fracción másica de oxígeno $Y_{O_{2,adm}}$) muestran los habituales *trade-off* entre NO_x y hollín, de modo que la mejora de uno de estos implica el empeoramiento del otro. También se ve que los rangos de variación

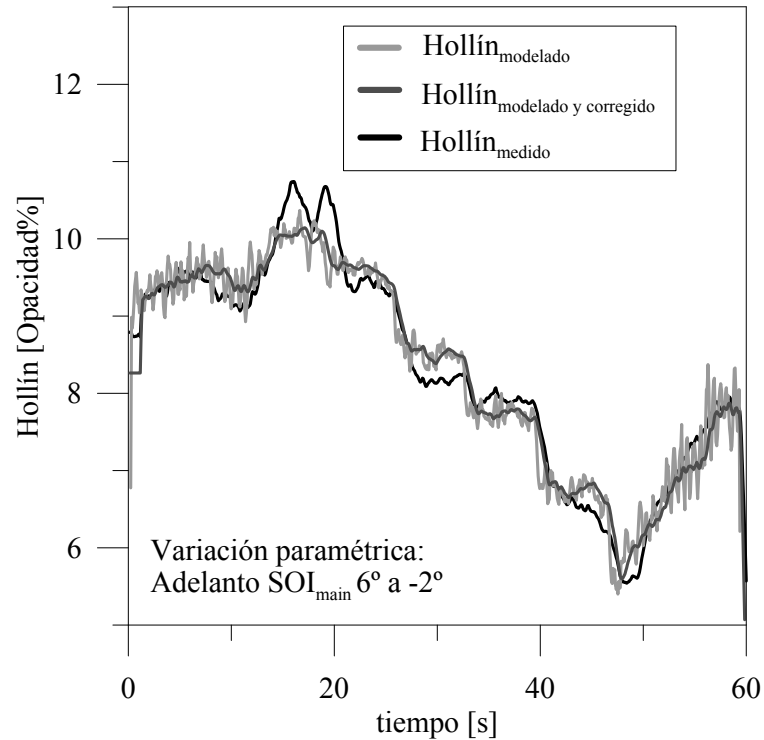


Figura 5.9. Predicción de Hollín en un transitorio de carga desde 65 % de carga hasta ralentí, variando SOI_{main} de 6° a -2° .

de las entradas producen variaciones de NO_X y hollín comparables (nótese que los rangos de variación de los ejes de hollín no son iguales).

Analizando el efecto de la tasa de EGR, se ve que aumentarla de 0 a 19 % hace que disminuyan los NO_X unas 70 ppm, como es de esperar, mientras que la opacidad aumenta un 30 % y el consumo se incrementa un 1.3 %. La justificación de este comportamiento se ha detallado en el apartado 4.3.2.2, donde se ve que la ralentización de la combustión con el EGR reduce la temperatura del gas y la presión, con sus efectos directos sobre NO_X y consumo respectivamente. La disminución de la concentración de oxígeno repercute negativamente en la oxidación del hollín formado.

Respecto al SOI_{main} se observa que al adelantarse 8° aumentan los NO_X 20 ppm y la opacidad disminuye un 12 %. Por tanto, presenta una influencia mucho menor que el EGR en todas las salidas (con el rango de variación asu-

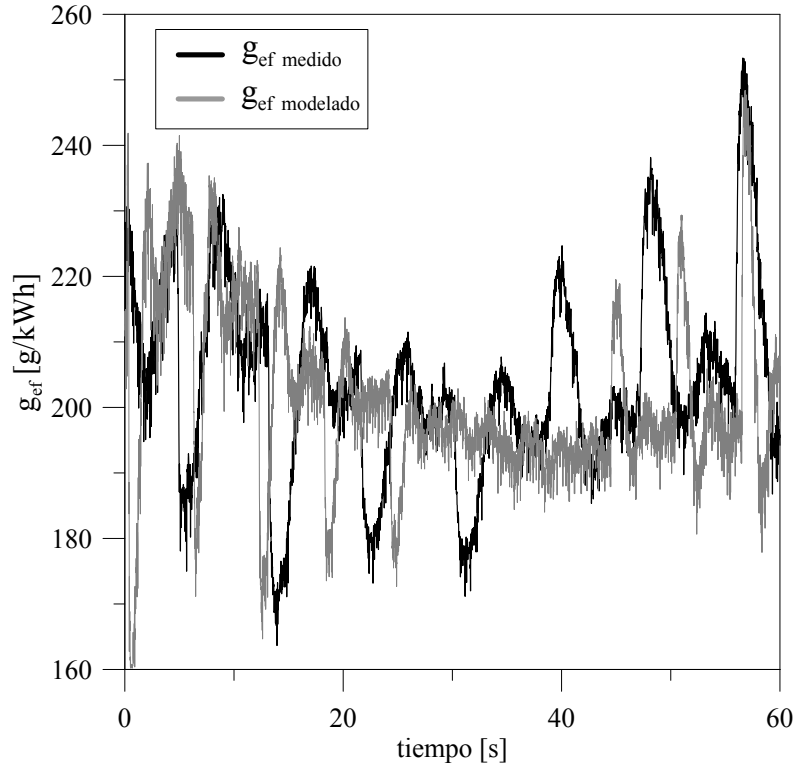


Figura 5.10. Predicción de g_{ef} en un transitorio de carga desde ralentí hasta 65 % de carga (25 % pedal).

mido). Como se vio en el apartado 4.3.2.2, el avance de la ley de combustión aumenta la presión y temperatura en la cámara, con la consecuente estimulación en la formación de NO_x y mejora de la oxidación del hollín. Dependiendo del centrado de la combustión, el efecto sobre el consumo puede ser negativo o positivo. En este caso al adelantar SOI_{main} se produce un ligero empeoramiento del 0.4 %.

Finalmente, la reducción de la presión de inyección p_{rail} de unos 600 bar produce una reducción de los NO_x de unas 70 ppm y un aumento aproximado del 14 % en la opacidad. Esto es consecuencia del ralentizamiento de la combustión al bajar la presión y temperatura en la cámara, dificultando tanto la formación de NO_x como la oxidación de hollín. El efecto sobre el diagrama de indicador es también claro, con un fuerte incremento del consumo de un 8 %.

Teniendo en cuenta los comentarios anteriores, puede concluirse que cualitativamente los NO_x dependen mucho de p_{rail} y EGR y moderadamente de SOI_{main} ; el hollín se ve muy afectado sobre todo por el EGR y en menor grado por SOI_{main} y p_{rail} . Este último parámetro es el más crítico para el consumo, siendo muy pequeño el efecto de los otros.

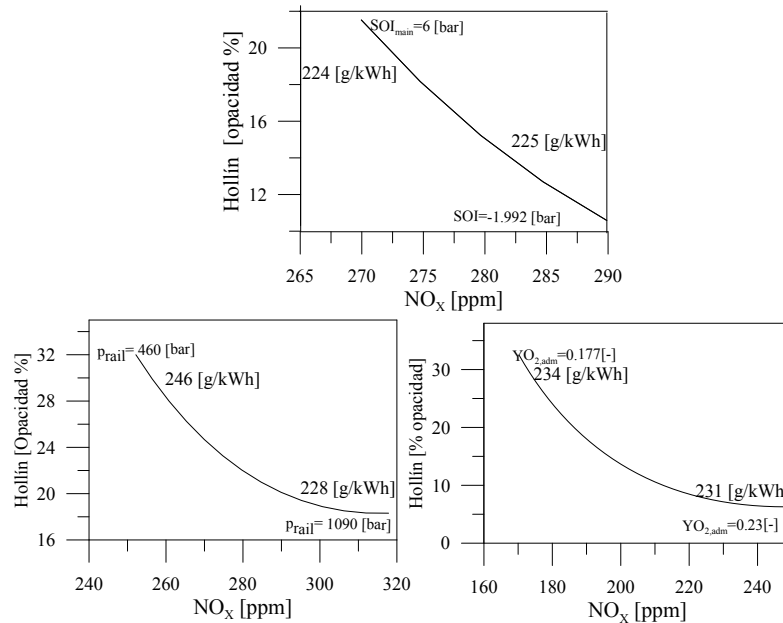


Figura 5.11. Emisiones y consumo modelados en barridos de SOI_{main} (arriba), p_{rail} (abajo izquierda) y EGR (abajo derecha) a 1500 rpm y 45 % de carga.

Así pues, es evidente que ante el objetivo de optimizar los tres parámetros para reducir simultáneamente emisiones y consumo, no es posible identificar una estrategia clara puesto que cada uno afecta con diferente sensibilidad a cada salida. Además, las sensibilidades (incluso las tendencias) pueden cambiar para diferentes valores del resto de parámetros, lo cual hace inviable la optimización directa.

Para abordar el problema se van a tomar las tres entradas simultáneamente (EGR, SOI_{main} y p_{rail}) y, mediante sus correspondientes modelos empíricos (que incluyen los efectos cruzados si los hay), se va a alimentar a un optimizador que los modificará dentro del rango de ajuste de los modelos para buscar la mejor combinación. Tales puntos serán óptimos locales que podrán ser ajustados en cualquier zona de la cartografía, previo ajuste del modelo.

Usando los modelos empíricos de NO_X , hollín y g_{ef} para realimentar el optimizador, la optimización se llevará a cabo partiendo del punto de operación de referencia definido por los parámetros nominales de la ECU. El objetivo es hallar la combinación de entradas que minimice las emisiones y el consumo, sometido a algunas restricciones (en este caso p_{max}). No obstante, ya se ha visto que no se puede minimizar todas las salidas en igual medida, por lo que en la próxima sección se introducirá el concepto de función de mérito para poder asignar peso a los objetivos. Dependiendo de las preferencias y las restricciones impuestas, la combinación de entradas óptima será diferente.

5.3.2. Función de mérito

Cuando en un proceso de optimización se desea elegir la mejor combinación de entradas atendiendo a varios objetivos relacionados con las variables de salida (optimización multiobjetivo), la forma de abordar el problema consiste en definir una función de mérito que integre, con el peso deseado, a los diferentes parámetros de respuesta en un valor único [10, 15–18]. Hay que tener en cuenta que, dependiendo de las prioridades en las salidas, se obtendrán diferentes combinaciones óptimas de las entradas. Siguiendo trabajos anteriores desarrollados en CMT-Motores Térmicos [17], la función de mérito empleada será:

$$Merito = \frac{1000 \cdot \sum_i (\alpha_i)}{\sum_i \left(\alpha_i \cdot e^{\beta_i \cdot \frac{(Salida_i - Objetivo_i)}{Objetivo_i}} \right)} \quad (5.1)$$

donde $Salida_i$, es la variable de respuesta i (NO_X , hollín y g_{ef}), $Objetivo_i$ es el objetivo de la variable de respuesta i , α_i es el peso de la variable de respuesta i y β_i es el gradiente del mérito cerca del valor óptimo. Las figuras 5.12 y 5.13 muestran los efectos de α y β respectivamente.

Por un lado, el valor de α en la expresión (5.1) permite ajustar la prioridad de las salidas durante la optimización. Su representación gráfica se muestra en la figura 5.12, donde se representan las rectas que delimitan la región de búsqueda en función del α de NO_X , hollín y g_{ef} . Por otro lado, el efecto de β_i en el mérito permite modular la importancia de la proximidad al objetivo de una respuesta y por tanto, afecta a la flexibilidad de encontrar diferentes soluciones alternativas. Es importante asumir que α_i puede ser seleccionada sin

límite alguno dependiendo de la salida preferida, sin embargo β_i no puede ser elegida arbitrariamente ya que el proceso de optimización puede no converger a una solución buena o simplemente no converger. Por ejemplo, en el caso de los NO_X mostrados en la figura 5.13, el valor de β debe estar en torno a 1 o menos para asegurar que un pequeño decremento en NO_X respecto al nivel de referencia, aumenta la función de mérito. En caso contrario los NO_X no serán convenientemente considerados porque empezando desde el nivel de referencia no hay mejora clara cuando los NO_X disminuyen un poco.

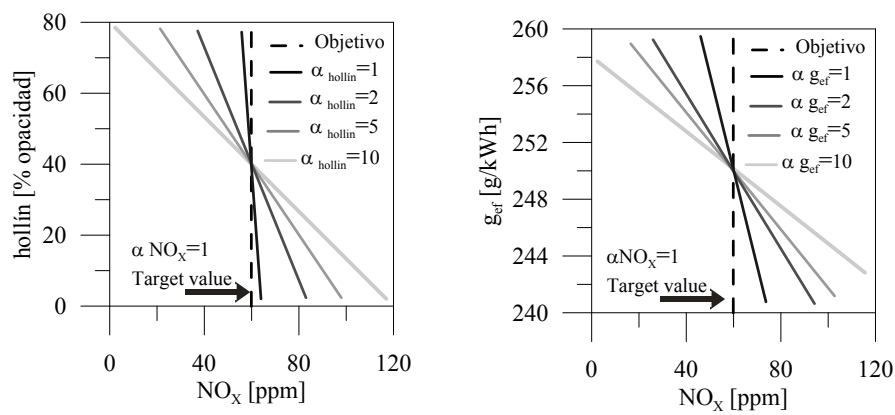


Figura 5.12. Efecto del peso relativo entre NO_X - hollín - g_{ef} .

En el siguiente apartado se describen las diferentes estrategias seguidas para el establecimiento de prioridades y los resultados obtenidos con cada una, así como la validación en motor de los resultados.

5.3.3. Resultados y validación

La optimización se llevó a cabo en el punto de operación de 1500 rpm y 35 % de carga. En la figura 5.14 se describe de forma esquemática la secuencia de pasos para la optimización. Es importante destacar que de acuerdo con los dos planteamientos de los modelos empíricos propuestos en el capítulo 4, la optimización puede ser efectuada recibiendo la señal de presión en cilindro o a partir de los ángulos de quemado modelados. En el primer caso se requeriría un modelo termodinámico para simular la presión, lo que no se va a contemplar.

Una vez definidas las variables de entrada (EGR , SOI_{main} y P_{rail}) y su rango de variación (ver apartado 4.3.2.2), se impuso una restricción a la presión

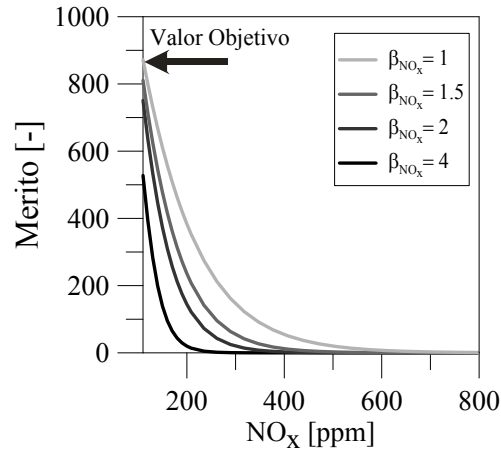


Figura 5.13. Sensibilidad de β y su efecto en la función de mérito.

máxima de 60 bar (como en el ensayo nominal) y finalmente se definieron los pesos relativos (α_i) y los gradientes (β_i) para priorizar objetivos. Para ello se consideraron dos opciones: una primera donde se da prioridad a las emisiones frente al consumo y una segunda donde se procede a la inversa. Los valores de α_i y β_i se muestran en el cuadro 5.14, donde cada fila corresponde a una de las opciones indicadas (identificadas con el nombre del objetivo). El valor de β_i se mantuvo constante en 1.

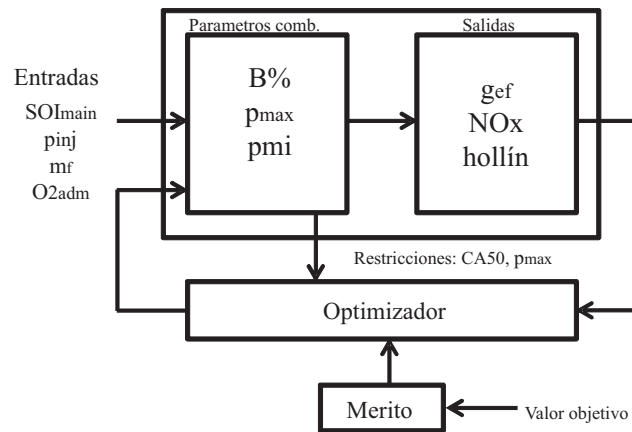


Figura 5.14. Esquema de la optimización.

	α_{NO_X} [-]	α_{hollin} [-]	α_{gef} [-]	β_{NO_X} [-]	β_{hollin} [-]	β_{gef} [-]
Emisiones	2	2	1	1	1	1
Consumo	1	1	2	1	1	1

Cuadro 5.1. Pesos de α_i y β_i para la optimización a 1500 rpm y 35 % de carga.

	$Y_{O_2,adm}$ [-]	m_f [mg/ciclo]	SOI_{main} [°]	p_{rail} [bar]
Nominal central	0.196	17.5	1.992	794
Emisiones	0.181	17.5	3.15	760
Consumo	0.201	17.5	0.88	810

Cuadro 5.2. Settings nominales y optimizados a 1500 rpm y 35 % de carga.

El cuadro 5.2 muestra los *settings* nominales y los obtenidos con la optimización, mientras que las emisiones y consumos correspondientes se muestran en la segunda columna del cuadro . Como puede verse, las optimizaciones se hicieron manteniendo la masa de combustible constante. Si se da prioridad a las emisiones, el optimizador establece que debe aumentarse el EGR (reduciéndose $Y_{O_2,adm}$), retrasar SOI_{main} y reducir p_{rail} , lo que claramente favorece la reducción de NO_X (-19 %) y penaliza ligeramente al hollín (+2.5 %) y al consumo (+1.5 %). El ligero empeoramiento de la opacidad, a pesar su valor de α_i igual que los NO_X , es debido a su valor numérico es menor que el de los NO_X y consumo (unidades frente a centenas), lo que llevaría a tener que aumentar su valor de α_i más que los otros dos para conseguir el mismo efecto en la ecuación (5.1). No obstante, para ilustrar la metodología no se consideró necesario iterar más.

En caso de dar preferencia al consumo, se reduce el EGR, se adelanta la combustión y se incrementa la presión de inyección, con el consecuente empeoramiento de los NO_X (+45 %) y la mejora de la opacidad (-83 %), consiguiéndose una reducción del consumo del -1.7 %. La mejora del hollín no es debida al criterio de optimización si no a que los parámetros que favorecen el mejor consumo también mejoran las emisiones de partículas.

Se comprobó experimentalmente en el motor que los *settings* óptimos ajustados efectivamente muestran las mismas tendencias esperables, como se ve en la tercera columna del cuadro .

	Modelado	Experimental
Nominal central		
NO _X [ppm]	168.4	175.9
hollín [%]	7.9	6.9
g_{ef} [g/kWh]	239.7	234.5
NO _X -holl- g_{ef}		
NO _X [ppm]	136.11	141.2
hollín [%]	8.1	8.6
g_{ef} [g/kWh]	243.3	234.7
holl- g_{ef} -NO _X		
NO _X [ppm]	244.4	231.6
hollín [%]	1.3	0.7
g_{ef} [g/kWh]	235.6	230

Cuadro 5.3. Emisiones y consumos en el punto nominal y con settings optimizados a 1500 rpm y 35 % de carga.

5.4. Conclusiones

En este capítulo se han mostrado dos aplicaciones de los modelos descritos en el capítulo 4, cuyos principales resultados son los siguientes:

- En primer lugar, se ha validado el comportamiento de los modelos semi-empíricos y empíricos, ajustados en condiciones estacionarias, con ensayos de transitorio de carga a régimen constante. Las emisiones de NO_X y hollín modeladas ciclo a ciclo han sido corregidas mediante una media móvil para tener en cuenta el tiempo transcurrido desde que la muestra es tomada del motor hasta que el análisis de gases es completado. Una vez hecho esto, los resultados medidos y modelados presenta un discrepancia media de tan solo 11 % en NO_X y 8 % en g_{ef} en el modelo semi-empírico y 7 %, 11 %, 9 % NO_X, hollín y g_{ef} en el empírico respectivamente.
- En segundo lugar, se ha mostrado una aplicación de optimización en la que se han usado los modelos empíricos para alimentar un algoritmo que ha proporcionado la mejor combinación de las entradas (EGR, SOI_{main} y p_{rail}) para minimizar las salidas (NO_X, hollín y g_{ef}) limitando p_{max} a su valor en el punto nominal. Puesto que la mejora de una de las salidas va siempre acompañada del empeoramiento de (al menos) una de las

otras, se hace imprescindible definir la prioridad en el ajuste, lo que se ha conseguido por medio una función de mérito. A modo de ejemplo, se han planteado dos estrategias: la primera orientada a minimizar las emisiones y la segunda a reducir el consumo. Los resultados han mostrado que en el primer caso la prioridad ha resultado en un disminución muy apreciable de los NO_x mediante el aumento de EGR, el retraso de la combustión y la disminución de la presión de inyección, con una pequeña penalización en el hollín y consumo. En el caso de priorizar consumo, se procede cambiando los *settings* en sentido opuesto (disminuye EGR, adelanta combustión y aumenta la presión de inyección). Esta estrategia empeora fuertemente los NO_x aunque indirectamente tiene un efecto beneficioso sobre el hollín, puesto que el cambio de *settings* favorece su proceso de oxidación.

Bibliografía

- [1] M. Beasley, R. Cornwell P.Fussey R. King A. Noble T. Salamon A. Truscott y G. Landsman. “Reducing Diesel Emissions Dispersion by Coordinated Combustion Feedback Control”. *SAE Paper 2006-01-0186*, 2006.
- [2] Molina S., Guardiola C. Martín J. y Garcia-Sarmiento D. “Development of a control-oriented model to optimise fuel consumption and NO_X emissions in a DI Diesel Engine”. *Applied Energy*, Vol. 119, pp. 405–416, 7.
- [3] Cabrera P. *Aplicación de la medida de NO_X para el control de motores diesel sobrealimentados*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 2013.
- [4] A. Abbad. *Metodología para la parametrización en tiempo real del proceso de combustión en MCIA*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 2013.
- [5] Horlock J.H. y Winterbone D.E. *The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal Combustion Engines*. Clarendon Press, 1986.
- [6] Watson N. y Janota S. *Turbocharging the Internal Combustion Engine*. MacMillan Publishers Ltd., 1982.
- [7] Serrano J.R., Arnau F.J. Dolz V. y Piqueras P. “Methodology for characterisation and simulation of turbocharged diesel engines combustion during transient operation. Part 1: Data acquisition and post-processing”. *Applied thermal engineering*, Vol. 29, pp. 142–149, 2008.
- [8] Win Z., Gakkhar R.P. JAin S. y M. Battacharya. “Parameter optimization of a Diesel engine to reduce noise, fuel consumptions and exhaust emission using response surface methodology”. *Proc IMechE PartD. Journal of automob Engineering*, pp. 1181–92, 2005.
- [9] Hernandez J.J., Sanz Argent J. Carot J.M. y Javaloyes J.M. “Modelling of the autoignition angle in Diesel HCCI engines through D-optimal design”. *Fuel*, Vol. 89, pp. 2561–8.
- [10] D.C. Montgomery. *Response surface methodology: process and product optimization using designed experiments*. Pearson Education Limited, 2004.

-
- [11] C. Atkinson y C. Mott. “Dynamic model-based calibration optimization: an introduction and application to Diesel engines”. *SAE Paper 2005-01-0026*, 2005.
- [12] Bohn C. Stber P. y Magnor O. “An optimization-based approach for the calibration of lookup tables in electronic engine control”. *Proceedings of the 2006 IEEE, conference on computer aided control systems design*.
- [13] Edwards I.M. y Jutan A. “Optimization and control using response surface methods”. *Comput Chem Eng*, Vol. 21, pp. 441–453.
- [14] P. Kumar Karra. *Parametric study and optimization of diesel engine operation for low emissions using different injectors*. Tesis Doctoral, Iowa State University, Iowa, 2009.
- [15] D.T. Montgomery y R.D. Reitz. “Effects of multiple injections and flexible control of boost and EGR on emissions and fuel consumption of a heavy-duty Diesel engine”. *SAE Paper 2001-01-0195*, 2001.
- [16] Desantes J.M., López J.J. García J.M. y Hernández L. “Application of neural networks for prediction and optimization of exhaust emissions in a H.D. Diesel engine”. *SAE paper 2002-01-1144*.
- [17] Benajes J., Molina S. deRudder K. y Amorim R. “Optimization towards lowtemperature combustion in a HSDI Diesel engine, using consecutive screenings”. *SAE Paper 2007-01-0911*, 2007.
- [18] Mallamo F., Badami M. y Millo M. “Application of the design of experiments and objective functions for the optimization of multiple injection strategies for low emissions in CR Diesel engine”. *SAE paper 2004-01-0123*.

Capítulo 6

Conclusiones y trabajos futuros

Índice

6.1. Conclusiones	183
6.1.1. Conclusiones relativas al desarrollo de modelos predictivos de NO_x , hollín y consumo	184
6.1.2. Conclusiones respecto a la evaluación del comportamiento de los modelos en condiciones dinámicas	186
6.1.3. Conclusiones relativas a la evaluación del potencial de los modelos para la optimización de los setting de motor	186
6.2. Trabajos futuros	187
Bibliografía	188

6.1. Conclusiones

El trabajo presentado en esta tesis ha ido encaminado a la consecución del objetivo general enunciado en el capítulo 1: *evaluar el potencial de la señal de presión en cámara para el modelado de emisiones contaminantes y consumo en motores Diesel*. Para ello, se partió del conocimiento previo existente en el grupo de investigación CMT-Motores Térmicos, basado en los trabajos de Hernández [1], deRudder [2], Martín [3] y Monin [4]. Como objetivos específicos se propuso:

1. *Desarrollar modelos predictivos de NO_X , hollín y consumo específico de combustible, tomando como señal fundamental la presión en el cilindro p_{cil} y parámetros característicos de la combustión.*
2. *Evaluar el comportamiento en condiciones dinámicas de operación de los modelos desarrollados.*
3. *Evaluar el potencial de los modelos predictivos propuestos para la optimización de los setting de motor.*

A continuación se van a destacar las conclusiones más relevantes respecto a estos objetivos, obtenidas del trabajo presentado.

6.1.1. Conclusiones relativas al desarrollo de modelos predictivos de NO_X , hollín y consumo

Se puede destacar lo siguiente respecto a los **modelos semi-empíricos**:

- A partir de la señal de presión en el cilindro se ha propuesto un modelo de emisiones de NO_X basado en la tasa de liberación de calor y la temperatura adiabática de llama.
- Se han propuesto una correcciones de base física para el fenómeno del *reburning* y una corrección empírica para tener en cuenta los valores experimentales en puntos de operación de referencia.
- El error del modelo de NO_X en una extensa variedad de condiciones de operación que cubre todo el motor es del 15 %, similar a otros modelos semejantes, pero presenta una gran capacidad de adaptación gracias la corrección empírica.
- Se ha descartado el uso de un modelo semi-empírico para predecir las emisiones de hollín, puesto que la física asociada a la formación y oxidación está controlada por parámetros como el dosado al lift-off, la tasa de mezcla y las interacciones del chorro con la pared, difícilmente cuantificables con p_{cil} y el modelado 0D.
- Se ha propuesto un modelo de pérdidas mecánica que tiene en cuenta la fricción en cada contacto entre elementos con movimiento relativo y el accionamiento de elementos auxiliares. El cálculo de la fricción se

apoya en correlaciones semi-empíricas de base tribológica, mientras que los auxiliares se han modelado de forma sencilla a partir de medidas o estimaciones de caudal y presiones. El ajuste se ha hecho de forma conjunta con medidas experimentales.

- El tiempo de cálculo de los modelos semi-empíricos ronda los 15 ms (incluyendo adquisición de presión y cálculos).

Puede destacarse respecto a los **modelos empíricos** que:

- Se han desarrollado modelos específicos para predecir emisiones y consumo efectivo a partir de algunas variables de entrada (SOI_{main} , $Prail$, $Y_{O_2,adm}$ y m_f fundamentalmente) y de información de la señal de presión en cámara.
- Para el desarrollo de los modelos se ha utilizado el diseño de experimentos (DoE) y la metodología de superficies de respuesta (RSM).
- Los modelos se han planteado en dos etapas: la primera permite modelar parámetros de cámara en función de las entradas y la segunda, las emisiones y el consumo en función de todas las anteriores. Esto permite usar la señal de presión en cámara si está disponible o emplear sólo variables medias de entradas. El efecto de uno u otro enfoque afecta a la precisión, como se detalla posteriormente.
- El tiempo de cálculo de los modelos empíricos va de 2 ms a 10 ms (el valor mayor incluye el tiempo de adquisición de la presión y los cálculos cuando se modela a partir de p_{cil}).

Respecto al **interés de modelar emisiones y consumo a partir de la presión en cámara**:

- Se ha visto que permite estimaciones aceptables con un tiempo de cálculo adecuado para aplicaciones en tiempo real, incluso con el modelo semi-empírico si se simplifican los cálculos.
- Se ha cuantificado en el modelo empírico la mejora en los resultados aportada por la medida de presión en cámara, suponiendo un 5% en la predicción de NO_X y 3% en la de hollín y consumo.

6.1.2. Conclusiones respecto a la evaluación del comportamiento de los modelos en condiciones dinámicas

- Se ha estudiado el comportamiento de los modelos semi-empíricos y empíricos propuestos en el capítulo 4 en ensayos de transitorio de carga a régimen constante. Aunque su desarrollo y ajuste se hizo en condiciones estacionarias, su extrapolación a condiciones transitoria ha proporcionado buenos resultados.
- Se determinó que aplicar modelos desarrollados en condiciones estacionarias a condiciones transitorias inevitablemente ocasiona una pérdida de exactitud en la predicción debido a la propia dinámica de dicha condición. En los modelos semi-empíricos tal penalidad está alrededor del 2% en error relativo, y en los modelos semiempíricos respecto a NO_X y hollín está en ese mismo orden de 2%, en cambio para el gasto efectivo g_{ef} se incrementa hasta 5%.

6.1.3. Conclusiones relativas a la evaluación del potencial de los modelos para la optimización de los setting de motor

- Se ha presentado una aplicación del modelo empírico de NO_X , hollín y consumo para optimizar condiciones de operación en un punto estacionario empleando funciones de mérito para ponderar la importancia de las salidas del motor (NO_X , hollín y g_{ef}).
- Se ha obtenido que, para disminuir emisiones, debe aumentarse el EGR, retrasar la combustión y disminuir la presión de inyección, con lo que fundamentalmente disminuyen los NO_X , con una pequeña penalización en el hollín y consumo. Se deja para próximos trabajos ajustar el peso del hollín para conseguir una reducción simultánea junto con NO_X .
- En el caso de priorizar consumo se debe disminuir EGR, adelantar la combustión y aumentar la presión de inyección. Esta estrategia empeora fuertemente los NO_X aunque indirectamente tiene un efecto beneficioso sobre el hollín.

6.2. Trabajos futuros

Aunque se han abordado algunos aspectos importantes relacionados con el modelado basado en la presión en cámara, otros no han podido desarrollarse por ser muy ambicioso para un solo documento. Pueden destacarse los siguientes:

- Se ha mostrado el potencial de los modelos empíricos para la optimización de *settings* de motor, sin embargo no se ha abordado en profundidad el tratamiento de los valores de α_i (pesos en la función de mérito) con el fin de conseguir mejoras simultáneas tanto en hollín como en NO_X .
- Se ha comparado las prestaciones de los modelos empírico y semi-empírico obteniéndose una ventaja en el tiempo de cálculo del modelo empírico (al menos 5 ms menos) y una respuesta no muy diferente en comportamiento transitorio. Esto puede llevar a la conclusión de que los modelos semiempíricos no presentan una ventaja clara en cuanto a precisión y robustez. No obstante, como se ha justificado, esto ha estado condicionado por los factores y rangos en los que se han aplicado. Probablemente el modelado semi-empírico ofrecerá mejor respuesta que el empírico ante cambios en parámetros no considerados durante el estudio de desarrollo. Este trabajo puede ser abordado en un futuro, evaluando la robustez fuera del rango de ajuste.
- Aunque se ha presentado una aplicación de optimización sencilla basada en el modelo empírico, tanto el modelo semi-empírico como el empírico están listos para integrarse en un modelo predictivo del conjunto del motor, bien sea 0D como el propuesto por Varnier [5] o 1D. De este modo, se podría explotar el modelo en tareas de optimización en condiciones realistas, tanto estacionarias como transitorias.

Bibliografía

- [1] Hernández L. *Desarrollo de una metodología para la predicción y optimización de emisiones contaminantes y consumo en motores Diesel de automoción mediante Redes Neuronales Artificiales*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 2004.
- [2] deRudder K. *An approach to low temperature combustion in a small HSDI diesel engine*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 2007.
- [3] Martín J. *Aportación al diagnóstico de la combustión en motores Diesel de inyección directa*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 2007.
- [4] Monin C. *Caracterización del Proceso de Formación de Hollín en una Llama de Difusión Diesel de Baja Temperatura*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 2009.
- [5] Varnier O. *Trends and Limits of Two-Stage Boosting Systems for Automotive Diesel Engines*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 2012.

Índice bibliográfico

- .
DieselNet: Diesel emissions online.
Información disponible en <http://www.dieselnet.com>. (citado en p. 3)
- .
How Clean is Your Car Brand?. The car industry's commitment to the EU to reduce CO₂ emissions: a brand-by-brand progress report.
T&E publications – European Federation for Transport and Environment, Vol. 3, pp. 1–8, 10. (citado en pp. 2, 4)
- Internal combustion engines -Piston Rings coil springs loaded oil control rings.*
Standards J2003, 1990. (citado en p. 103)
- .
Council Directive 91/441/EEC of 26 June 1991 on the Approximation of the Laws of the Member States Relating to Measures to Be Taken Against Air Pollution by Emissions from Motor Vehicles.
Official Journal of the European Union, pp. 1–106, 08 1991. (citado en p. 2)
- .
Council Directive 98/69/EEC of 13 October 1998 on the Approximation of the Laws of the Member States Relating to Measures to be Taken Against Air Pollution by Emissions from Motor Vehicles.
Official Journal of the European Union, pp. 1–65, 12 1998. (citado en p. 2)
- Piston Rings and bearing handbook.*
goetze, 1998. (citado en p. 103)
- .
Regulation 715/2007 of the European Parliament and of the Council of 20 June 2007 on Type Approval of Motor Vehicles with Respect to Emissions from Light Passenger and Commercial Vehicles (Euro 5 and Euro 6) and on Access to Vehicle Repair and Maintenance Informations.
Official Journal of the European Union, Vol. L171, pp. 1–16, 06 2007. (citado en p. 2)

-

COMMISSION REGULATION (EC) No 692/2008 of 18 July 2008 implementing and amending Regulation (EC) No 715/2007 of the European Parliament and of the Council on type-approval of motor vehicles with respect to emissions from light passenger and commercial vehicles (Euro 5 and Euro 6) and on access to vehicle repair and maintenance information. *Official Journal of the European Union*, Vol. L199/1, pp. 91, 07 2008. (citado en p. 32)

-

Modificación del reglamento (CE) n o 715/2007 del Parlamento Europeo y del Consejo, sobre la homologación de tipo de los vehículos de motor por lo que se refiere a las emisiones procedentes de turismos y vehículos comerciales ligeros (Euro 5 y Euro 6) y sobre el acceso a la información relativa a la reparación y el mantenimiento de los vehículos. *Revista oficial de la Unión Europea*, pp. 1–173, 07 2008. (citado en p. 25)

-

Regulation 443/2009 of the European Parliament and of the Council of 23 April 2009 Setting Emission Performance Standards for New Passenger Cars as Part of the Community's Integrated Approach to Reduce CO₂ Emissions from Light-Duty Vehicles. *Official Journal of the European Union*, Vol. L140, pp. 1–15, 06 2009. (citado en p. 3)

2009. SAS Institute Inc.

JMP 8 Design of Experiments, Second Edition.
SAS Institute Inc, ISBN 978-1-60764-303-6, 2009. (citado en pp. 59, 61)

A. Abbad.

Metodología para la parametrización en tiempo real del proceso de combustión en MCIA.
Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 2013. (citado en p. 160)

A. Comfort.

An Introduction to Heavy-Duty Diesel Engine Frictional Losses and Lubricant Properties Affecting Fuel Economy.
SAE Paper 2003-01-3225, 2003. (citado en pp. 98, 108)

A.A. Harlow F.H. and Amsden.

Numerical calculation of multiphase fluid flow.
Journal of Computational Physics, Vol. 17(1), pp. 19–52, 1975. (citado en p. 36)

y G. Mott C. Atkinson.

Dynamic Model-Based Calibration Optimization: An Introduction and Application to Diesel Engines.
SAE Paper 2005-01-0026, 2005. (citado en p. 42)

Andersson M., Johansson B. Hulqvist A. y Noehre C.

A Predictive Real Time NOX Model for Conventional and Partially Premixed diesel Combustion.
SAE paper 2006-01-3329. (citado en pp. 81, 94, 139)

A.P. Carlucci, D. Laforgia S. Motz R. Saracino y S.P. Wenzel.

Advanced closed loop combustion control of a LTC diesel engine based on in-cylinder pressure signals.
Energy Conversion and Management, Vol. 77, pp. 193–207, 2014. (citado en p. 41)

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. 38, 55)

Aronson U.

Processes in Optical Diesel Engines.

Tesis Doctoral, Lund University, Lund, Sweden, 2011.

(citado en pp. 74, 75)

Arregle J., López J.J. Guardiola C. y Monin C.

Sensitivity study of a NO_x estimation model for on-board applications.

SAE Paper 2008-01-0640, 2008.

(citado en pp. 23, 81, 82, 83, 84, 86, 93, 143)

Aspiron J., Chinellato O. y Guzzella L.

A fast and accurate physics-based model for the NO_x emissions of Diesel engines.

Applied Energy, Vol. 103, pp. 221–233.

(citado en p. 95)

Aspiron J., Chinellato O. y Guzzella L.

A fast and accurate physics-based model for NO_x emissions of Diesel engines.

Applied Energy, Vol. 103, pp. 221–233.

(citado en p. 139)

Basshyusen R. Van y Schäfer F.

Internal Combustion Engines Handbook: Basics, Components, Systems and Perspectives.

SAE International, ISBN:978-0-7680-7196-2, Warrendale, Pa, 2004.

(citado en pp. 94, 106, 107, 112, 115, 148, 151)

Benajes J., Molina S. deRudder K. y Amorim R.

Optimization towards lowtemperature combustion in a HSDI Diesel engine, using consecutive screenings.

SAE Paper 2007-01-0911, 2007.

(citado en pp. 37, 129, 137, 174)

Bhave A., Kraft M. Montorsi L. y F. Mauss.

Sources of CO emissions in an HCCI engine: A numerical analysis.

Combustion and Flame, Vol. 144, pp. 634–641.

(citado en p. 29)

Bohn C. Stber P. y Magnor O.

An optimization-based approach for the calibration of lookup tables in electronic engine control.

Proceedings of the 2006 IEEE, conference on computer aided control systems design.

(citado en p. 168)

Box G.E.P. y Draper N.R.

Empirical Model Building and Response Surfaces.

John Wiley & Sons, 1987.

(citado en p. 63)

Bracco F.V.

Applications of Steady-State Spray Equations to Combustion Modeling.

AIAA Journal, Vol. 12(11), pp. 1534–40, 1974.

(citado en p. 36)

B.S. Haynes y H.G. Wagner.

Soot Formation.

Progress in Energy Combustion Science, pp. 229–273, 1981.

(citado en p. 27)

C. Atkinson y C. Mott.

Dynamic model-based calibration optimization: an introduction and application to Diesel engines.

SAE Paper 2005-01-0026, 2005.

(citado en p. 168)

C. Fenollosa.

Aportación a la Descripción Fenomenológica del Proceso de Combustión por Difusión Diesel. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 2003.

(citado en pp. 19, 20, 21, 22, 26, 36)

C. Quérel O. Grondin y C. Letelier.

Semi-physical mean-value NO_x model for diesel engine control.

Control Engineering Practice, Vol. 40, pp. 27–44, 2015.

(citado en p. 43)

Cabrera P.

Aplicación de la medida de NO_x para el control de motores diesel sobrealimentados.

Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 2013.

(citado en pp. 66, 71, 160)

Chaize E., Webster D.E. Krutzsch B. Wenninger G. Weibel M. Hodjati Sh. Petit C. Pitchon V. Kiennemann A. Loenders R. Monticelli O. Jacobs P.A. Martens J.A. y Kasemo B.

Reduction of NO_x in lean exhaust by selective NO_x recirculation (SNR-technique) part II: NO_x storage materials.

SAE paper 982593.

(citado en pp. 5, 89, 94)

Cho S., Choi S. y Bae C.

Frictional modes on barrel shaped piston rings under flooded lubrication.

Tribology International, Vol. 33, pp. 545–551.

(citado en p. 100)

C.P. Fenimore.

Formation of nitric oxide in premixed hydrocarbon flames.

13th symposium international of combustion, pp. 373–379, 1971.

(citado en pp. 23, 25)

C.T. Bowman.

Pollutants from combustion: formation and impact on atmospheric chemistry.

SPRINGER-VERLAG, ISBN:9780792361343, Berlin, 2000.

(citado en pp. 5, 23, 24, 25, 30)

D. Klos y S.L. Kokjohn.

Investigation of the sources of combustion instability in low-temperature combustion engines using response surface models.

International Journal of Engine Research, Vol. 16, pp. 419–440, 2015.

(citado en p. 41)

D. Schiefer R. Maenel y W. Nardoni.

Advantages of Diesel Engine Control Using In-Cylinder Pressure Information for Closed Loop Control.

SAE Paper 2003-01-0364, 2003.

(citado en pp. 40, 121)

d'Ambrosio S., Finesso R. Fu L. Mittica A. y Spessa E.

A control-oriented real-time semi-empirical model for the prediction of NO_x emissions in diesel engines.

Applied Thermal Engineering, Vol. 130, pp. 265–279.

(citado en p. 95)

D.C. Montgomery.

Response surface methodology: process and product optimization using designed experiments.
Pearson Education Limited, 2004. (citado en pp. 37, 168, 174)

Dec J.E. y Espey C.

Ignition and Early Soot Formation in a DI Diesel Engine Using Multiple 2D Imaging Diagnostics.
SAE Paper 950456, 1995. (citado en pp. 19, 96)

Del Castillo E.

Multiresponse Optimization Confidence Regions.
Journal of Quality Technology, Vol. 28, pp. 61–70, 1. (citado en pp. 63, 64)

Derringer G. y Suich R.

Simultaneous Optimization of Several Response Variables.
Journal of Quality Technology, Vol. 12, pp. 214–219, 4. (citado en p. 64)

deRudder K.

An approach to low temperature combustion in a small HSDI diesel engine.
Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 2007.
(citado en pp. 5, 7, 8, 24, 69, 73, 183)

Desantes J.M., López J.J. García J.M. y Hernández L.

Application of neural networks for prediction and optimization of exhaust emissions in a H.D. Diesel engine.
SAE paper 2002-01-1144. (citado en p. 174)

Devarakonda M., Parker G. Johnson J.H. y Strots V.

Model-based control system design in a urea-SCR aftertreatment system based on NH₃ sensor feedback.
International Journal of Automotive Technology, Vol. 10, pp. 653–662.
(citado en pp. 6, 82, 94)

Dimopoulos P., Schini A. Eggimann A. y C. Sparti.

Statistical methods for solving the fuel consumption/emission conflict on DI-Diesel engines.
SAE Paper 1999-01-1077, 1999. (citado en p. 37)

D.T. Montgomery y R.D. Reitz.

Effects of multiple injections and flexible control of boost and EGR on emissions and fuel consumption of a heavy-duty Diesel engine.
SAE Paper 2001-01-0195, 2001. (citado en pp. 5, 37, 174)

E. Corti D. Moro y L. Solieri.

Measurement Errors in Real-Time IMEP and ROHR Evaluation.
SAE Paper 2008-01-0980, 2008. (citado en pp. 40, 121)

Edwards I.M. y Jutan A.

Optimization and control using response surface methods.
Comput Chem Eng, Vol. 21, pp. 441–453. (citado en p. 168)

F. Payri y J.M. Desantes.

Motores de combustión interna alternativos.
Editorial Reverte, ISBN:978-84-8364-0, 2011.
(citado en pp. 24, 25, 26, 29, 31, 32, 34, 35, 93, 107, 148)

F. Ponti, V. Ravaglioli D. Moro y G. Serra.

MFB50 on-board estimation methodology for combustion control.

Control Engineering Practice, Vol. 21, pp. 1821–1829, 2013.

(citado en p. 41)

Ferreira S.L.C., Bruns R.E. Ferreira H.S. Matos G.D. David J.M. Brandao G.C. da Silva E.G.P. Portugal L.A. dos Reis P.S. Souza A.S. y dos Santos W.N.L.

Box-Behnken design: An alternative for the optimization of analytical methods.

Analytica Chimica Acta, Vol. 597, pp. 179–186, 7.

(citado en pp. 62, 63)

F.G. Chmela y G.C. Orthaber.

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. 19, 22)

Finesso R. y Spessa E.

A real time zero-dimensional diagnostic model for the calculation of in-cylinder temperatures, HRR and nitrogen oxides in diesel engines.

Energy Conversion and Management, Vol. 79, pp. 498–510.

(citado en p. 95)

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 p. 19)

Fuentes López E.

Caracterización de la influencia de las condiciones de operación de motor sobre la distribución de tamaños de las partículas diesel.

Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 2006.

(citado en pp. 27, 69)

Funatsu K. y Nagase K.

Relation between NO_x formation in diesel exhaust and CN band spectra in diesel combustion flames.

SAE Paper 950610, 1995.

(citado en p. 25)

Gao Z, Wagner RM Sluder CS Daw CS y JB. Green Jr.

Using a phenomenological computer model to investigate advanced combustion trajectories in a CIDI engine.

FUEL, Vol. 90(5), pp. 1907–18, 2011.

(citado en p. 36)

Gatti G. y Mundo D.

On the direct control of follower vibrations in cam-follower mechanism.

Mechanism and Machine Theory, Vol. 45, pp. 23–35, 4.

(citado en p. 108)

G.M. Faeth.

Evaporation and combustion of sprays.

Progress in Energy and combustion science, Vol. 9, pp. 1–76.

(citado en p. 96)

Guardiola C., López J.J. Martín J. y García-Sarmiento D.

Semiempirical in-cylinder pressure based model for NO_x prediction oriented to control applications.

Applied Thermal Engineering, Vol. 31, pp. 3275–3286, 6.

(citado en pp. 23, 24, 36, 82, 84, 86, 93, 95, 123, 124, 139, 142)

Gutierrez H. y De la Vara Salzar R.*Análisis y Diseño de Experimentos, Segunda Edición.*

Mc Graw Hill, 2012.

(citado en pp. 58, 59, 60, 61, 63)

Hernandez J.J., Pérez-Collado J. y Sanz-Argent J.Role of the Chemical Kinetics on Modeling NO_x Emission in diesel Engines.*Energy Fuels*, Vol. 22, pp. 262–272.

(citado en p. 81)

Hernández L.*Desarrollo de una metodología para la predicción y optimización de emisiones contaminantes y consumo en motores Diesel de automoción mediante Redes Neuronales Artificiales.*

Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 2004.

(citado en pp. 5, 7, 8, 19, 21, 22, 23, 24, 25, 26, 28, 29, 30, 35, 37, 69, 73, 74, 93, 95, 183)

Hiroyasu H., Kadota T. y Arai T.

Development and use of a spray combustion modelling to predict Diesel engine efficiency and pollutant emissions (Part I: “combustion modelling”).

Bulletin of the JSME, Vol. 26, pp. 569–575.

(citado en pp. 28, 95, 139)

Horiba.

Horiba MEXA7100 DEGR Manual.

Horiba publications.

(citado en p. 76)

Horlock J.H. y Winterbone D.E.*The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal Combustion Engines.*

Clarendon Press, 1986.

(citado en p. 161)

I. Arsie R. DiLeo C. Pianese y M. de cesare.NO_x Estimation in Diesel Engines via In-Cylinder Pressure Measurement.*Oil and Gas Science and Technology Rev. IFP Energies nouvelles*, Vol. 70, pp. 396–403, 2015.

(citado en pp. 43, 87)

I.N. Bishop.

Effect of Design Variables on friction and economy.

SAE Transaction, 1965.

(citado en p. 34)

J. Arrègle.*Análisis de la estructura y dinámica interna de chorros Diesel.*

Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 1997.

(citado en pp. 20, 25, 26)

J. Nagle y R.F Strickland-Constable.

Oxidation of carbon between 1000 and 2000 C.

Progress in Energy Combustion Science, Vol. 1, pp. 265–325, 1962.

(citado en p. 28)

J. Yang.

A Simple Method to Improve the Control Over SI Engine Cooling System.

SAE paper 961813, 1996.

(citado en p. 115)

J. Arregle, J.J. López C. Guardiola y C. Monin.On board NO_x prediction in diesel engines: a physical approach, in: Automotive Model Predictive Control: Models, Methods and Applications.*Lecture Notes in Control and Information Sciences*, 2010.

(citado en pp. 38, 39)

J. Asprion O. Chinelato y L. Guzzella.

Optimisation-oriented modelling of the NO_x emissions of a Diesel engine.
Energy Conversion and Management, Vol. 75, pp. 61–73, 2013. (citado en p. 42)

J. Chung, S. Oh K. Min y M. Sunwoo.

Real-time combustion parameter estimation algorithm for light-duty diesel engines using in-cylinder pressure measurement.
Applied Thermal Engineering, Vol. 60, pp. 33–43, 2013. (citado en pp. 41, 121)

J. M. Luján, V. Bermúdez C. Guardiola y A. Abbad.

A methodology for combustion detection in diesel engines through in-cylinder pressure derivative signal.
Mechanical Systems and Signal Processing, Vol. 24, pp. 2261–2275, 2010.
(citado en pp. 39, 40, 95)

J.B. Heywood.

Internal combustion engine fundamentals. McGraw-Hill Series in Mechanical Engineering.
McGraw-Hill, Inc., ISBN.0-07-028637-X, 1988.
(citado en pp. 20, 23, 24, 25, 27, 31, 32, 34, 140)

J.E. Dec.

A conceptual model of DI Diesel combustion based on lasersheet imagine.
SAE Paper 970873, 1997. (citado en pp. 19, 23, 89)

Jie Guo Wenping Zhang y Zou Dequan.

Investigation of dynamic characteristics of a valve train system.
Mechanism and Machine Theory, Vol. 46, pp. 1950–1969, 7.
(citado en pp. 108, 109, 110, 112)

J.M. García.

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. 19, 20, 21, 23)

J.M.S. Mattson y C. Depcik.

Emissions-calibrated equilibrium heat release model for direct injection compression ignition engines.
Fuel, Vol. 117, pp. 1096–1110, 2014. (citado en p. 41)

Jocsak J.

The effects of surface finish on piston ring-pack performance in advanced reciprocation engine systems.
Tesis Doctoral, Massachusetts Institute of Technology, Boston, 2005. (citado en p. 101)

Kano M. Saito K. y Basaki M.

Analysis of Mixture Formation of Direct Injection Gasoline Engine.
SAE Paper 980147, 1998. (citado en p. 19)

Katare S.R., Patterson J.E. y P.M. Laing.

Diesel Aftertreatment Modeling: A Systems Approach to NO_x Control.
Industrial & Engineering Chemical Research, Vol. 46, pp. 2445–2454. (citado en p. 82)

Kistler.

Engine Pressure Measurement for Research and Development.
Engine Combustion Analysis. (citado en p. 39)

Krutzsch B., Wenninger G. Weibel M. Stapf P. Funk A. Webster D.E. Chaize E. Kasemo B. Martens J.A. y Kiennemann A.

Reduction of NO_x in Lean Exhaust by Selective NO_x - Recirculation (SNR Technique)-
part I: system and decomposition process.
SAE paper 982592. (citado en p. 94)

Ladonmatos N., Abdelhalim S. y Zhao H.

Control of oxides of nitrogen from diesel engines using diluents while minimising the impact
on particulate pollutants.
Applied Thermal Engineering, Vol. 18, pp. 963–980. (citado en pp. 82, 83, 87, 93)

Lapuerta M.

Estudio fenomenológico de la combustión en motores diesel rápidos de inyección directa.
Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 1998. (citado en p. 55)

Lara Porras A.M.

Diseño Estadístico de Experimentos, Análisis de la Varianza y temas relacionados.
Proyecto Sur Ediciones, 2006. (citado en pp. 61, 62)

Lavoie G. Heywood J. y J. Keck.

Experimental and theoretical study of nitric oxide formation in internal combustion engines.
Applied Thermal Engineering, Vol. 1, pp. 313–326, 1970. (citado en pp. 23, 24)

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. (citado en p. 39)

L.L. Ting.

Development of a Reciprocating Test-rig for tribological Studies of Piston Engine Moving
Components- Part I: Rig Design and piston ring friction coefficient Measuring method.
SAE paper 9930685. (citado en p. 100)

L.L. Ting.

Development of a Reciprocating Test-rig for tribological Studies of Piston Engine Moving
Components- Part II: Rig Design and piston ring friction coefficient Measuring method.
SAE paper 9930685. (citado en p. 100)

Lollanne C.

R Companion to Montgomery's Design and Analysis of Experiments.
John Wiley and Sons Inc, 2006. (citado en pp. 59, 61)

M. Valverde.

Fundamentos y técnicas de la lubricación.
Editorial Alcion, ISBN 84-300-2271-6, 1985. (citado en p. 98)

M. Andersson, B. Johansson A. Hultqvist y C. Noehre.

A predictive real time NO_x model for conventional and partially premixed diesel combustio.
SAE Paper 2006-01-3329, 2006. (citado en pp. 5, 81)

M. Beasley, R. Cornwell P.Fussey R. King A. Noble T. Salamon A. Truscott y G. Landsman.

Reducing Diesel Emissions Dispersion by Coordinated Combustion Feedback Control.
SAE Paper 2006-01-0186, 2006. (citado en pp. 42, 131, 160, 168)

M. Hasegawa, Y. Shimasaki S. Yamaguchi M. Kobayashi H. Sakamoto N. Kitayama y T. Kanda.

Study on Ignition Timing Control for Diesel Engines Using In-Cylinder Pressure Sensor.
SAE Paper 2006-01-0180, 2006. (citado en pp. 39, 42)

M. L. Traver R.J. Atkinson y C. M. Atkinson.

Neural Network-Based Diesel Engine Emissions Prediction Using In-Cylinder Combustion Pressure.
SAE Paper 1999-01-1532, 1999. (citado en p. 41)

Macek J., Fuente D. y Emrich M.

A simple physical model of ICE mechanical losses.
SAE paper 2011-01-0725. (citado en p. 140)

Mallamo F., Badami M. y Millo M.

Application of the design of experiments and objective functions for the optimization of multiple injection strategies for low emissions in CR Diesel engine.
SAE paper 2004-01-0123. (citado en p. 174)

Martín J.

Aportación al diagnóstico de la combustión en motores Diesel de inyección directa.
Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 2007.
(citado en pp. 7, 8, 18, 37, 38, 54, 55, 56, 57, 58, 102, 183)

M.C. Sellnau, F.C. Matekunas P.A. Batiston C.F. Chang y D.R. Lancaster.

Cylinder-Pressure-Based Engine Control Using Pressure-Ratio-Management and Low-Cost Non-Intrusive Cylinder Pressure Sensor.
SAE Paper 2000-01-0932, 2000. (citado en p. 41)

M.J. Benlloch.

Lubricantes y lubricación aplicada.
Editorial Ceac S.A., ISBN 84-329-4803-9, 1984. (citado en p. 98)

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. 57, 58, 69, 73, 82, 83)

Molina S., Guardiola C. Martín J. y Garcia-Sarmiento D.

Development of a control-oriented model to optimise fuel consumption and NO_x emissions in a DI Diesel Engine.
Applied Energy, Vol. 119, pp. 405–416, 7. (citado en pp. 37, 124, 127, 132, 135, 139, 160)

Monin C.

Caracterización del Proceso de Formación de Hollín en una Llama de Difusión Diesel de Baja Temperatura.

Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 2009.

(citado en pp. 7, 8, 20, 25, 26, 28, 96, 183)

Montgomery D.C.

Design and Analysis of Experiments.

John Wiley and Sons Inc, ISBN 0-471-31649-0, 2001.

(citado en pp. 59, 61, 62)

N. Docquier y S. Candel.

Combustion control and sensors: A review.

Progress in Energy and Combustion Science, Vol. 28, pp. 107–150, 2002.

(citado en p. 40)

Nagle J. y Strickland-Constable R.F.

Oxidation of carbon between 1000-2000°C.

Proceedings of fifth carbon conference, pp. 265–325.

(citado en p. 139)

Oehlert G.

A First Course in Design and Analysis of Experiments.

Library of Congress Cataloging, 2012.

(citado en pp. 59, 60, 61)

Ohyama Y.

Engine Control Using Intake, Combustion and Transmission Models.

SAE Paper 2001-01-0332, 2001.

(citado en p. 40)

P. Kumar Karra.

Parametric study and optimization of diesel engine operation for low emissions using different injectors.

Tesis Doctoral, Iowa State University, Iowa, 2009.

(citado en p. 169)

Payri F., Luján J.M. Guardiola C. y Rizzoni G.

Injection diagnosis through common-rail pressure measurement.

Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, Vol. 220, pp. 347–357, 3.

(citado en p. 71)

Payri F., Arregle J. López J.J. y Mocholí E.

Diesel NO_x modeling with a reduction mechanism for the initial NO_x coming from EGR or Re-entrained burned gases.

SAE paper 2008-01-1188.

(citado en pp. 93, 94)

Payri F., Olmeda P. Martín J. y Carreño R.

Experimental analysis of the global energy balance in a DI diesel engine.

Applied thermal engineering, Vol. 89, pp. 545–557.

(citado en pp. 34, 98)

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 Technology, Vol. 16, pp. 540–547.

(citado en p. 39)

Peng Kärholm F Tao F y N. Nordin.

Three-Dimensional Simulation of Diesel Spray Ignition and Flame Lift-Off Using Open-FOAM and KIVA-3V CFD Codes.

SAE Paper 2008-01-0961, 2008.

(citado en p. 36)

Pla B.

Análisis del proceso de la recirculación de los gases de escape de baja presión en motores diesel sobrealimentados.

Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 2009.

(citado en pp. 71, 72)

Porter B.C., Ball W.F Jackson N.S. y A.D. Pilley.

The friction of a 1.6 litre automotive Engine-Gasoline and Diesel.

SAE Paper 860418, 1986.

(citado en p. 34)

Pulkrabeck W.

Engineering fundamentals of the internal combustion engine.

Pearson Education Limited, ISBN 1292054972, 9781292054971, 2013.

(citado en pp. 98, 112, 115)

R. Egnell.

ombustion Diagnostics by Means of Multizone Heat Release Analysis and NO Calculation.

SAE paper 981424.

(citado en pp. 81, 94, 139)

R. Reitz y der Ehe J. Von.

Use of in-cylinder pressure measurement and the response surface method for combustion feedback control in a Diesel engine.

Proc IMechE PartD. Journal of automob Engineering, pp. 1657–66, 2006.

(citado en pp. 37, 41)

R. Stanley.

A simplified friction model of the piston ring assembly.

SAE paper 1999-02-0947.

(citado en pp. 105, 112)

R. Finesso y E. Spessa.

A real time zero-dimensional diagnostic model for the calculation of in-cylinder temperatures, HRR and nitrogen oxides in diesel engines.

Energy Conversion and Management, Vol. 79, pp. 489–510, 2014.

(citado en p. 43)

R. Finesso D. Misul y E. Spessa.

Development and validation of a semi-empirical model for the estimation of particulate matter in diesel engines.

Energy Conversion and Management, Vol. 84, pp. 374–389, 2014.

(citado en p. 43)

R.C. Rosenberg.

General friction considerations for diesel engine design.

SAE Paper 821576, 1982.

(citado en p. 34)

Ryan Thomas P.

Statistical Methods for Quality Improvement.

John Wiley & Sons, 2000.

(citado en p. 63)

- S. dAmbrosio R. Finesso L. Fu A.mittica y E. Spessa.**
A control-oriented real-time semi-empirical model for the prediction of NO_x emissions in diesel engines.
Applied Energy, Vol. 130, pp. 265–279, 2014. (citado en p. 43)
- S. Formentin M. Corno H. Waschl D. Alberer y S.Savaresi.**
NO_x Estimation in Diesel Engines via In-Cylinder Pressure Measurement.
IEEE Transactions on Control Systems Technology, Vol. 22, pp. 396–403, 2014.
(citado en p. 43)
- S. Oh, D. Kim J. Kim B. Oh K. Lee y M. Sunwoo.**
Real-time IMEP Estimation for Torque-based Engine Control using an In-cylinder Pressure Sensor.
SAE Paper 2009-01-0244, 2009. (citado en pp. 40, 121)
- Sabau A. y Emil O.**
Soot Modeling in Diesel Engine.
The 3rd International Conference on ENVIRONMENTAL and GEOLOGICAL SCIENCE and ENGINEERING (EG'10).
(citado en p. 139)
- Senecal P.K., Xin J. y Reitz R.D.**
Prediction of Residual Gas Fraction in IC Engines,.
SAE paper 962052. (citado en p. 95)
- Serrano J.R., Arnau F.J. Dolz V. y Piqueras P.**
Methodology for characterisation and simulation of turbocharged diesel engines combustion during transient operation. Part 1: Data acquisition and post-processing.
Applied thermal engineering, Vol. 29, pp. 142–149, 2008. (citado en p. 161)
- Shimasaki Y., Kobayashi M. Sakamoto H. Ueno M. Hasegawa M. Yamaguchi S. y Suzuki T.**
Study on engine management system using chamber pressure sensor integrated with spark plug.
SAE paper 2004-01-0519. (citado en p. 39)
- Taraza D. Henein N. y W. Bryzik.**
Friction Losses in Multi-Cylinder Diesel Engines.
SAE Paper 2000-01-0921, 2000. (citado en pp. 34, 98, 105, 106, 107, 108, 110, 112)
- T.E. Alberts s. Liu y R.W. Lally.**
Investigation of an Inexpensive Piezoelectric Pressure Sensor for Internal Combustion Engine Spark Timing Control.
SAE Paper 2006-01-0183, 2006. (citado en p. 41)
- Theis, J. Ura J. y McCabe R.**
The Effects of Sulfur Poisoning and Desulfation Temperature on the NO_x Conversion of LNT+SCR Systems for Diesel Application.
SAE paper 2010-01-0300, 2010. (citado en pp. 6, 32)
- Tian T.**
Modeling the performance of the piston ring-pack in internal combustion engines.
Tesis Doctoral, Massachusetts Institute of Technology, Boston, 1997.
(citado en pp. 101, 103, 104)

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 p. 55)

U. Asad y M. Zheng.

Fast heat release characterization of a diesel engine.

International Journal of Thermal Sciences, Vol. 47, pp. 1688–1700, 2008.

(citado en p. 41)

Uyehara O.

Factors that affect BSFC and emissions for Diesel Engines.

SAE Paper 870343, 1987.

(citado en p. 33)

Varnier O.

Trends and Limits of Two-Stage Boosting Systems for Automotive Diesel Engines.

Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 2012.

(citado en pp. 38, 187)

Vellaisamy R., Clark N.N. Thompson G.J. Atkinson R.J. Tissera C.A. y Swartz M.M.

Assessment of NO_x destructions in diesel engines by injecting NO in the intake manifold.

SAE paper 2005-01-0370.

(citado en pp. 90, 94)

W. Park J. Lee K. Min J. Yu S. Parky S. Choa.

Prediction of real-time NO based on the in-cylinder pressure in Diesel engine.

Energy Conversion and Management, Vol. 34, pp. 3073–3082, 2013.

(citado en p. 42)

Warnatz J. Maas U. y R.W. Dibble.

Combustion - physical and chemical fundamentals, modeling and simulation, experiments, pollutant formation.

SPRINGER-VERLAG, ISBN:978-3-540-25992-3, Berlin, 2006.

(citado en pp. 23, 24, 25, 35)

Watson N. y Janota S.

Turbocharging the Internal Combustion Engine.

MacMillan Publishers Ltd., 1982.

(citado en p. 161)

Win Z., Gakkhar R.P. JAin S. y M. Battacharya.

Parameter optimization of a Diesel engine to reduce noise, fuel consumptions and exhaust emission using response surface methodology.

Proc IMechE PartD. Journal of automob Engineering, pp. 1181–92, 2005.

(citado en pp. 37, 123, 139)

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 p. 40)

Woschni G.

A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine.

SAE Paper 670931.

(citado en pp. 55, 56)

Y.B. Zeldovich.

The oxidation of nitrogen in combustion and explosions.

ACTA Physicochimica U.R.S.S., Vol. 21, pp. 577–628, 1946.

(citado en p. 23)