

TESIS DOCTORAL

ESTUDIO DE LOS EFECTOS DE LA POST INYECCIÓN
SOBRE EL PROCESO DE COMBUSTIÓN
Y LA FORMACIÓN DE HOLLÍN EN MOTORES DIESEL

presentada por

ANTONIO GARCÍA MARTÍNEZ

en el

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

para la obtención del grado de

DOCTOR POR LA UNIVERSIDAD POLITÉCNICA
DE VALENCIA

Valencia, 27 de Noviembre de 2009

TESIS DOCTORAL

ESTUDIO DE LOS EFECTOS DE LA POST INYECCIÓN SOBRE EL PROCESO DE COMBUSTIÓN Y LA FORMACIÓN DE HOLLÍN EN MOTORES DIESEL

Realizada por: D. Antonio García Martínez
Dirigida por: Dr. D. José Javier López Sánchez

TRIBUNAL CALIFICADOR:

Presidente: Dr. D. Francisco Payri González
Secretario: Dr. D. Jesús Vicente Benajes Calvo
Vocales: Dr. D. Francisco Tinaut Fluixá
Dr. D. Octavio Armas Vergel
Dr. D. Juan José Hernández Adrover

Vocales suplentes:

Dr. D. Andrés Melgar Bachiller
Dr. D. Antonio Lecuona Neumann

Valencia, 27 de Noviembre de 2009

Resumen

Las estrategias de post inyección han sido parte activa de las soluciones utilizadas en la reducción de las emisiones contaminantes de los motores Diesel en la última década. Multitud de autores han estudiado sus efectos a lo largo de estos últimos años. El presente trabajo parte de una revisión bibliográfica de la literatura existente, de donde se puede concluir que la mayoría de los estudios realizados se enmarcan en un plano tecnológico en donde la reducción de hollín por parte de las estrategias de post inyección se revela como uno de los resultados más relevantes. Este enfoque deja en cierta medida de lado una visión más científica del asunto. Con el fin de paliar esta limitación se define como objetivo principal de la presente tesis el *contribuir a una mejor comprensión de los fenómenos físicos involucrados en los procesos de combustión y formación de hollín con el uso de estrategias de post inyección.*

Para la consecución del objetivo marcado se ha estructurado el estudio en dos etapas en las que se han utilizado de manera conjunta fuentes de información tanto experimental como teórica. En una primera etapa se ha realizado un estudio exploratorio de los efectos del uso de las estrategias de post inyección sobre los procesos de combustión y emisiones tras el que aparecen dos fenómenos relevantes: por un lado una aceleración de la fase final del proceso de combustión y, por otro lado, una aparente desconexión entre la combustión de la inyección principal y la del pulso post que se ha dado en llamar como fenómeno de llama partida y a partir del cual se pueden explicar de manera sencilla las emisiones finales de hollín.

En una segunda etapa se ha profundizado en cada uno de los fenómenos anteriormente mencionados encontrando de especial relevancia para la explicación física del fenómeno de aceleración de la combustión los efectos de mejora inducidos en el proceso de mezcla durante el transitorio inicial del proceso de inyección, así como los efectos de la temperatura sin quemar al final del proceso de inyección del pulso post y el ratio entre la duración de la inyección y el tiempo aparente de combustión como parámetros físicos que regulan las emisiones de hollín asociadas al fenómeno de llama partida.

Resum

Les estratègies de post injecció han sigut part activa de les solucions utilitzades en la reducció de les emissions contaminants del motors Diesel en la última dècada. Multitud d'autors han estudiat els seus efectes al llarg d'aquests últims anys. El present treball parteix d'una revisió bibliogràfica de la literatura existent, de la que es pot concloure que la majoria dels estudis realitzats s'emmarquen en un plànol tecnològic en el que la reducció de sotge per part de les estratègies de post injecció es revela com un dels resultats més rellevants. Aquest enfocament deixa en certa mesura de costat una visió més científica de l'assumpte. Amb la finalitat de pal·liar aquesta limitació es defineix com objectiu principal de la present tesis el *contribuir a una millor comprensió dels fenòmens físics involucrats en els processos de combustió i formació de sotge amb l'ús d'estratègies de post injecció*.

Per a la consecució de l'objectiu marcat s'ha estructurat l'estudi en dues etapes en les que s'han utilitzat de manera conjunta fonts d'informació tant experimental com teòrica. En una primera etapa s'ha realitzat un estudi exploratori dels efectes de l'ús de les estratègies de post injecció sobre els processos de combustió y emissions després dels quals apareixen dos fenòmens rellevants: d'una banda una acceleració de la fase final del procés de combustió i, d'altra banda, una aparent desconexió entre la combustió de la injecció principal i del pols post que s'ha donat en anomenar-se com fenomen de flama partida i a partir del qual es poden explicar de manera senzilla les emissions finals de sotge.

En una segona etapa s'ha profunditzat en cadascun dels fenòmens anteriorment descrits, trobant d'especial rellevància per a l'explicació física del fenomen d'acceleració de la combustió els efectes de millora induïts en els processos de mescla durant el transitori inicial del procés d'injecció, així com els efectes de la temperatura sense cremar a la fi del procés d'injecció del pols post i el ràtio entre la duració de la injecció i el temps aparent de combustió com a paràmetres físics que regulen les emissions de sotge associades al fenomen de flama partida.

Abstract

The post injection strategy has been one of the most used solutions for reducing pollutant emissions in Diesel engines during the last decade. Many authors have studied the effects of this strategy in the past years. The present research starts with a literature review related to the subject, where it is possible to conclude that the great majority of studies can be considered in a technologic framework where soot reduction associated to the post injection is found as one of the most relevant results. This point of view has as a weakness the lack of scientific perspective. With the aim of avoiding this limitation, the main objective for the current thesis is the *contribution for a better comprehension of the physical phenomena involved in the combustion and soot formation processes with the use of post injection strategies.*

For achieving the desired objective the research has been scheduled in two stages where experimental facilities have been used in conjunction with theoretical tools. In the first stage an exploratory study of the effects of the post injection strategy on combustion process and emissions has been performed where two important phenomena appear: on the one hand, an acceleration of the final stage of the combustion process and, on the other hand, an apparent disconnection between the combustion of the main injection and the post which is named as split flame phenomenon which can be used for easier explanation of the final soot emissions.

In the second stage each of the phenomena mentioned before have been studied in depth. It was found that the improvement in the mixing process during the initial transient of the injection process induced by the post injection strategy was especially relevant as a physical explanation of the combustion acceleration phenomenon. It was also found that the unburned temperature at the end of the post injection pulse and the ratio between the duration of injection and the apparent combustion time were the physical parameters that explain the soot emissions associated to the post injection

*A Beatriz y Marc
motivos y guía de mi vida.*

He who follows another is always behind.
Anónimo

Agradecimientos

En mi opinión, los agradecimientos dicen muchas cosas acerca de los trabajos que preceden y de las personas que los escriben. Con esta premisa, en las siguientes líneas espero recoger de la mejor manera posible mis sentimientos de reconocimiento para la mayor parte de aquellas personas que de una manera u otra han hecho posible que esta tesis sea una realidad.

En primer lugar me gustaría agradecer a Francisco Payri y José María Desantes la oportunidad que me han brindado para que a lo largo de estos cuatro años contase con los recursos tecnológicos, humanos y económicos necesarios para poder llevar a cabo a mi trabajo.

En segundo lugar, me gustaría reconocer el tiempo dedicado, la cantidad de conocimientos enseñados y sobretodo la comprensión y guía de un carácter tan diferente al suyo, a mi director de tesis, Javier López. Del mismo modo, especial mención a la dedicación, enseñanza de la metodología y rigurosidad científica transmitida por Jean Arrègle.

Quisiera agradecer de manera especial a José Manuel, Ricardo y José María, la gran cantidad de enseñanzas transmitidas, el apoyo desinteresado, el gusto musical aprendido, los buenos momentos de las mañanas y sobretodo su amistad compartida durante los últimos cuatro años de pasillo y despacho.

En lo que respecta a la parte experimental y más práctica de la investigación, me gustaría destacar la relevancia del trabajo, las horas compartidas y el buen hacer de Paco Camps.

También me gustaría agradecer a mi casi-colega, ya a sólo un paso de ser colegas, la confianza depositada en mí, la transmisión de esa visión tan particular de afrontar los problemas y en gran medida, su amistad.

Por último quisiera dar las gracias a las personas que han conformado lo que hoy en día soy y han hecho posible mediante su apoyo incondicional que esta tesis haya llegado a su fin, mi familia. A mi padre, por transmitirme su pasión, entusiasmo e iniciativa a la hora de afrontar la vida. A mi madre, por enseñarme cuál es el camino para sobreponerse a las adversidades. A mis hermanas y sobrinos por compartir conmigo sus vidas.

Índice general

Tabla de símbolos.....	V
1. Introducción.....	1
1.1 Introducción.....	3
1.2 Contexto tecnológico presente y futuro	3
1.3 Línea argumental y estructura del documento.....	8
1.4 Bibliografía	12
2. Fenomenología de la combustión diesel con el uso de inyecciones múltiples.....	13
2.1 Introducción.....	15
2.2 Características relevantes del proceso de combustión por difusión diesel	15
2.2.1 Caracterización de los fenómenos asociados al proceso de formación de la mezcla aire / combustible.....	16
2.2.2 Caracterización de los fenómenos asociados al proceso de combustión	18
2.3 Caracterización del proceso de combustión con el uso de inyecciones múltiples	25
2.3.1 Introducción	25
2.3.2 Caracterización de las diferencias en los fenómenos que rigen la formación de la mezcla diesel con el uso de estrategias de inyección múltiple	28
2.3.3 Caracterización de las diferencias en los fenómenos que rigen el autoencendido y la combustión diesel con el uso de estrategias de inyección múltiple.....	31
2.3.4 Efectos relevantes de la aplicación de las estrategias de inyección múltiple en los motores diesel.....	32
2.4 Planteamiento de la tesis.....	43
2.4.1 Conclusiones de la revisión bibliográfica	43

2.4.2	Objetivos de la tesis	48
2.4.3	Metodología de la tesis	48
2.5	Bibliografía	50
3.	Fuentes de información experimental y teórica	57
3.1	Introducción.....	59
3.2	Herramientas experimentales	59
3.2.1	Sala de ensayos	60
3.2.2	Equipos de medida.....	72
3.2.3	Metodología de trabajo para la realización de los ensayos experimentales	78
3.3	Herramientas teóricas.....	82
3.3.1	Diagnóstico de la combustión	82
3.3.2	Resultados de modelado CFD.....	89
3.4	Conclusiones	94
3.5	Bibliografía	94
4.	Estudio preliminar de los procesos de combustión y emisiones con post inyección	99
4.1	Introducción.....	101
4.2	Metodología y plan de trabajo	102
4.2.1	Metodología de ensayo	102
4.2.2	Plan de trabajo.....	106
4.3	Descripción de los resultados principales obtenidos en el estudio preliminar	110
4.3.1	Primera aproximación al análisis del proceso de combustión y emisiones con el uso de post inyección.....	110
4.3.2	Relevancia de los resultados principales. Aplicación motorística del conocimiento adquirido.....	122
4.4	Conclusiones	124

4.5 Bibliografía	127
5. Profundización en el fenómeno de aceleración de la combustión con post inyección.....	131
5.1 Introducción.....	133
5.2 Planteamiento general del análisis	133
5.3 Estudio preliminar de los transitorios asociados al uso de una inyección simple.....	134
5.4 Análisis del proceso de mezcla con el uso de la post inyección. Ambiente inerte	138
5.4.1 Planteamiento de análisis	139
5.4.2 Efecto del transitorio inicial sobre el proceso de mezcla asociado al uso de la post inyección.....	139
5.4.3 Evaluación de los efectos de la variación del inicio de la post inyección sobre el fenómeno de aceleración de la mezcla	142
5.4.4 Evaluación de los efectos de la variación en el tamaño de la post inyección sobre el fenómeno de aceleración de la mezcla.....	145
5.5 Análisis del proceso de combustión con el uso post inyección. Ambiente reactivo	147
5.5.1 Constatación del fenómeno de aceleración de la combustión en ambiente reactivo	148
5.6 Conclusiones	152
5.7 Bibliografía	153
6. Profundización en las emisiones de hollín asociadas al uso de post inyección.....	155
6.1 Introducción.....	157
6.2 Planteamiento del análisis.....	161
6.3 Emisiones de hollín asociadas a la post inyección.....	162
6.3.1 Efecto de la variación del inicio de inyección de la post	163
6.3.2 Efecto de la variación de masa de la post	178

6.3.3	Visión general de las emisiones de hollín asociadas al uso de post inyección.....	183
6.4	Conclusiones	185
6.5	Bibliografía	187
7.	Conclusiones y trabajos futuros.....	193
7.1	Conclusiones	195
7.2	Trabajos futuros.....	198

Tabla de símbolos

Latinos

a	Constante
a	Velocidad de propagación del sonido
A	Área
ACT	Tiempo aparente de combustión
AMT	Tiempo aparente de mezcla
aPMS	Antes de punto muerto superior
b	Constante
c	Constante
\bar{c}	Calor específico
CAD	Grado de cigüeñal (<i>Crank Angle Degree</i>)
cc	Cilindro y ciclo
CFD	Dinámica de fluidos computacional (<i>Computational Fluid Dynamics</i>)
d	Constante. Diámetro
dPMS	Después de punto muerto superior
DI	Inyección directa (<i>direct injection</i>)
DPF	Filtro de partículas
DoI	Duración de la inyección (<i>Duration of Injection</i>)
EGR	Recirculación de gases de escape
EoC	Final de combustión (<i>End of Combustion</i>)
EoI	Final de inyección (<i>End of Injection</i>)
F	Pulso de post inyección
Fr	Dosado relativo
FSN	Unidad para la medida de humos (<i>Filter Smoke Number</i>)
h	Entalpía específica referida a kilogramos
\bar{h}	Entalpía específica referida a moles
H	Entalpía absoluta
HC	Hidrocarburos sin quemar
HCCI	Combustión de encendido por compresión con carga homogénea (<i>Homogeneous Charge Compression Ignition</i>)
HDDI	Motores de cilindrada unitaria elevada dedicados al transporte de mercancías (<i>Heavy Duty Direct Injection</i>)
HSDI	Motores de cilindrada unitaria pequeña dedicados al transporte de pasajeros (<i>High Speed Direct Injection</i>)

HRL	Ley de liberación de calor (<i>Heat Release Law</i>)
ICCD	Cámara intensificada
K	Factor de conicidad en toberas
K	Constante
KL	Factor de concentración volumétrica de hollín acumulada a lo largo de un determinado espesor
LCI	Límite de control inferior
LCS	Límite de control superior
LOL	Longitud de <i>lift-off</i>
LTC	Combustión de baja temperatura (<i>Low Temperature Combustion</i>)
m	Masa
\dot{m}	Gasto másico
M	Inyección principal
n	Constante
N	Número de moles
P	Inyección piloto
P	Presión
PCI	Combustión de encendido por compresión con carga premezclada (<i>Premixed Compression Ignition</i>)
PDPA	Técnica de visualización (<i>Phase Doppler Size Particle Analyzer</i>)
PID	Regulador del tipo proporcional, integrador, derivador.
PM	Estrategia de inyección con piloto y principal. Término referido a la emisión de partículas (<i>Particulate Matter</i>).
PM*	Estrategia de inyección con piloto y principal recortada
PM*F	Estrategia de inyección con piloto, principal recortada y post inyección
PoC	Punto de combustión
PoI	Punto de inyección
PoM	Punto de mezcla
\dot{Q}	Tasa de calor
R	Constante de la ecuación de estado
R^2	Coefficiente de correlación
RIF	<i>Representative Interactive Flamelet</i>
SCR	Catalizador de reducción selectivo para NOx
SMD	Diámetro medio de Sauter (<i>Sauter Mean Diameter</i>)
SoC	Inicio de combustión (<i>Start of Combustion</i>)
SoI	Inicio de inyección (<i>Start of Injection</i>)
t	Tiempo
T	Temperatura

TGF	Turbina de geometría fija
TGV	Turbina de geometría variable
PMS	Punto muerto superior
u	Velocidad
u	Energía interna específica
V	Volumen total
X	Fracción molar
Y	Fracción másica

Griegos

α	Ángulo de giro de cigüeñal. Inicio de inyección referido a pulso eléctrico
Φ	Dosado relativo. Diámetro
ε	Disipación de la energía cinética turbulenta
γ	Ratio de calores específicos
κ	Energía cinética turbulenta
λ	Exceso de aire
μ	Media
θ	Ángulo de chorro
ρ	Densidad
σ	Desviación estándar
Δ	Incremento

Subíndices y superíndices

a	Relativo al ambiente
ad	Relativo a adiabático
bb	Relativo al <i>blow-by</i>
cl	Referido al eje del chorro (<i>central line</i>)
eq	Equivalente
EoI	Relativo al final de inyección
f	Relativo al combustible
form	Relativo a formación
F	Relativo al pulso de post inyección
i	Relativo a los reactivos de una reacción. Relativo al instante i.
inj	Relativo a la inyección

j	Relativo a los productos de una reacción
L	Relativo a liberado
LOL	En la longitud de <i>lift-off</i>
m	Relativo a la mezcla
<i>mix</i>	Relativo a la mezcla
o	Inicial. En el orificio
O ₂	Relativo al oxígeno
<i>p</i>	Relativo a presión constante
PM	Relativo a una estrategia de inyección con piloto y principal
PM*	Relativo a una estrategia de inyección con piloto y principal recortada
PM*F	Relativo a una estrategia de inyección con piloto, principal recortada y post inyección
sq	Relativo a gases sin quemar
umbral	Referido al valor umbral de temperatura y DoI/ACT
W	Relativo al calor transmitido a las paredes
*	Relativo a inyección principal recortada

Capítulo 1

Introducción

Contenido

1.1	Introducción.....	3
1.2	Contexto tecnológico presente y futuro	3
1.3	Línea argumental y estructura del documento.....	8
1.4	Bibliografía	12

1.1 Introducción

El presente capítulo tiene dos partes claramente diferenciadas. Por un lado se va a presentar el contexto tecnológico desde la década de los 90 hasta la actualidad así como las previsiones futuras con objeto de justificar de manera general la temática de estudio de la presente tesis. Mientras que por otro lado, en una segunda sección, se va a presentar la línea argumental y la estructura del documento, desarrollando de manera sintética el contenido de cada uno de los diferentes capítulos con el fin de que el lector sea capaz de tener una visión de conjunto del trabajo realizado.

1.2 Contexto tecnológico presente y futuro

En la presente sección se pretende dar una visión general del marco de trabajo tecnológico en el que se encuadra la presente tesis con el fin de justificar de manera general la realización de la misma.

Desde la década de los 90 hasta la actualidad el mercado de los vehículos de pasajeros diesel en la Unión Europea ha crecido en torno al 40 % de media, como se puede observar en la figura 1.1 A. De manera concreta, más de la mitad de los vehículos dedicados al transporte de pasajeros que se han vendido en el último año en Europa equipan motores diesel. Esto representa alrededor de ocho millones de vehículos [1][2].

Con el fin de entender mejor el hecho anteriormente descrito cabe plantearse *¿cuáles han sido las claves del éxito que justifican el mencionado auge de la tecnología diesel en la última década y media?*

Dando respuesta a la anterior pregunta se puede decir que existen básicamente dos razones: por un lado la tecnología diesel se ha adaptado perfectamente a los requerimientos del mercado, siendo éstos, de manera general y según De Rudder [3], un aumento en la demanda de prestaciones y una disminución tanto del consumo como del ruido del motor. Por otro lado, los motores diesel también se han adaptado de manera satisfactoria al cumplimiento de la normativa anticontaminante impuesta por los gobiernos de la Unión Europea. Se pasa ahora a profundizar en cada una de estas dos razones.

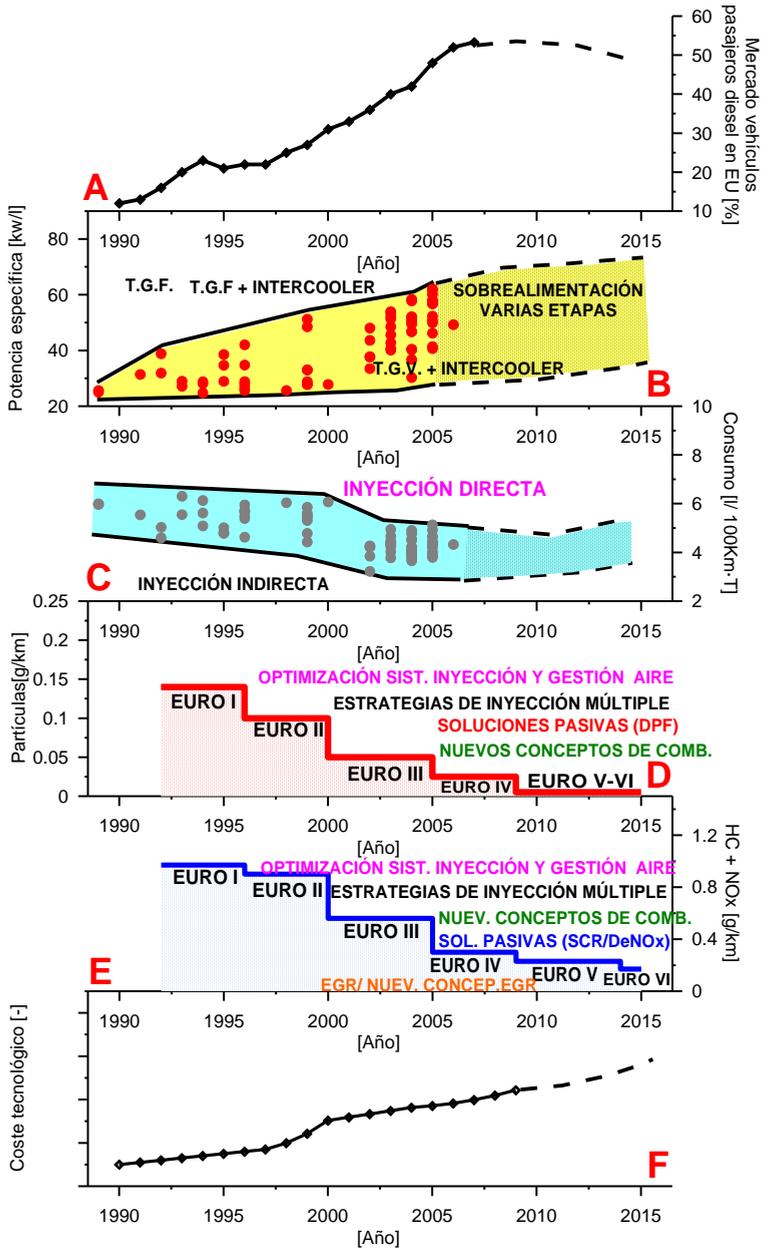


Figura 1.1. Evolución cronológica de la última década y media respecto a: A) Porcentaje del mercado de vehículos de pasajeros diesel en EU; B) Potencia

específica; C) Consumo; D) Partículas; E) HC+NOx y F) Coste tecnológico del motor.

Con objeto de comprender mejor el hecho de cómo la tecnología diesel se ha adaptado a las demandas del mercado, se ha representado la evolución cronológica en los últimos tiempos de las prestaciones, entendidas como potencia específica, y del consumo específico, a partir de datos proporcionados por diferentes constructores de motores disponible en [4]. Una vez vistas las tendencias de los citados parámetros se identifican cuáles han sido los desarrollos tecnológicos que justifican cambios en dichas tendencias. Esta información se representa en la figura 1.1 B y C.

Respecto a la potencia específica, figura 1.1 B, se observa un fuerte incremento de las potencias específicas máximas, llegando incluso a duplicar el valor del citado parámetro en un periodo de diez años. Este incremento se relaciona directamente con las mayores presiones de sobrealimentación proporcionadas por la incorporación de la turbosobrealimentación en vehículos de pasajeros diesel y sus posteriores evoluciones: turbina de geometría fija (TGF) con enfriador, turbina de geometría variable (TGV) y por último sobrealimentación en varias etapas.

En relación al consumo específico, figura 1.1 C, de manera general se observa una disminución del consumo específico. Se destaca un cambio de tendencia importante a finales de los 90, relacionado directamente con el cambio de la tecnología en los sistemas de inyección: se pasa de inyección indirecta a directa. Este cambio acarrea un cambio en la “filosofía” del proceso de combustión, y por ende en el de emisiones, de los motores diesel. Si bien para los sistemas de inyección indirecta es el aire el responsable de la formación de la mezcla, en el sistema de inyección directa es el propio combustible durante el proceso de inyección quien gobierna el mencionado proceso de mezcla y por tanto el de combustión y emisiones [5]. Este hecho implica que gran parte de los desarrollos tecnológicos de los últimos años se hayan encaminado a la optimización de los sistemas de inyección (elevar la presión de inyección, aumentar el número de orificios, flexibilizar la disposición y el número de pulsos de inyección) pasando de sistemas de inyección denominados poco flexibles, como el de bomba rotativa, a sistemas de inyección altamente flexibles, como el common rail.

Por otro lado, los requerimientos de los gobiernos europeos respecto a los niveles de emisiones máximas que puede emitir un motor se recogen en las normas EURO, de obligado cumplimiento para la homologación y venta de cualquier vehículo dentro de la Unión Europea. En la figura 1.1 D y E se han representado

las evoluciones cronológicas de la última década y media de las emisiones más representativas de los motores diesel (partículas y NOx) según las diferentes EURO normas. De manera general se puede observar que la evolución de la normativa para ambos contaminantes ha sido cada vez más restrictiva. Adicionalmente, en las mencionadas figuras se han añadido cuáles han sido los desarrollos tecnológicos que han permitido conseguir la citada reducción en las emisiones contaminantes. Dichos desarrollos tecnológicos se pueden dividir en dos grandes grupos:

- Por un lado se tienen las *soluciones activas*, que se refieren a estrategias de reducción de emisiones directamente en el interior del cilindro a partir de la realización de modificaciones en los sistemas de gestión del aire o de inyección. Dentro de las diferentes soluciones referidas al sistema de gestión del aire cabe destacar las ya nombradas para la mejora de las prestaciones (turbosobrealimentación con turbinas de geometría fija, variable, con enfriador y en los últimos tiempos sobrealimentación en varias etapas), el desarrollo de sistemas de recirculación de gases de escape EGR, y sus posteriores evoluciones (EGR refrigerado, EGR de baja presión), así como la introducción de sistemas de distribución variable que flexibilizan el proceso de renovación de la carga. De forma complementaria, dentro de las diferentes soluciones referidas al sistema de inyección cabe destacar el incremento generalizado de la presión de inyección, la reducción en el diámetro de las toberas, el incremento en el número de orificios de las citadas toberas y, por último y de manera destacada, la introducción de estrategias de inyección múltiple. Con la aplicación de dichas estrategias se rentabiliza el potencial de la evolución en la flexibilización de los sistemas de inyección, de tal forma que se pueden realizar cambios en el número de eventos de inyección, en la cantidad de masa inyectada en cada evento así como en la disposición de los mencionados eventos a lo largo del ciclo de motor. Este cambio en la tecnología implica que se puede modular el proceso de mezcla y, por tanto, los procesos de combustión y emisiones.
- Por otro lado se tienen las *soluciones pasivas*, que se refieren a estrategias de reducción de contaminantes basadas en la eliminación o retención y posterior eliminación de las emisiones contaminantes una vez producidas en el interior de la cámara de combustión mediante la instalación de dispositivos de post-tratamiento específicos en la línea de escape. Dentro de este tipo de soluciones pasivas la distinción se realiza en función del contaminante que eliminan. Así pues, se tienen dispositivos para el almacenamiento y posterior eliminación de las partículas, como el DPF (filtro de partículas), y por otro lado se tienen dispositivos para la

eliminación de las emisiones de NO_x, como los catalizadores de reducción selectiva (SCR) o los catalizadores pasivos (DeNO_x). Puesto que no es éste el objeto principal de la presente tesis, si se desea profundizar en el conocimiento de los principios de funcionamiento de cada uno de estos dispositivos se puede consultar [3][6]. Si bien este tipo de solución para la reducción de contaminantes presenta como ventaja principal frente a las soluciones activas una alta eficiencia en la reducción del contaminante deseado, también cabe destacar una serie de inconvenientes derivados de su aplicación, como son un aumento en el consumo de combustible (regeneración de filtros), un aumento del coste monetario del motor (incremento de cantidad de tecnología instalada) y un aumento del coste temporal de dedicación del usuario (mayor mantenimiento).

De manera complementaria a las soluciones pasivas, en los últimos tiempos se han desarrollado nuevos conceptos de combustión con el objeto de reducir simultáneamente las emisiones de NO_x y partículas. De forma concreta cabe destacar los conceptos de combustión por difusión de baja temperatura LTC [7] o los conceptos de combustión parcial [8][9] o totalmente premezcladas [10]. A pesar de que estos nuevos conceptos de combustión presentan buenos resultados a baja carga, su implementación a alta carga se hace prácticamente inviable debido a la dificultad en el control del autoencendido.

Atendiendo ahora a la figura 1.1 F se puede ver que los principales desarrollos tecnológicos en relación a la satisfacción del mercado y al cumplimiento de las normativas anticontaminantes han ido de la mano de un incremento en el coste de fabricación del motor. No obstante, atendiendo de nuevo a la figura 1.1 A se puede concluir que el mercado se ha decantado por absorber ese incremento en precio a favor de su satisfacción. Así pues cabe plantearse ahora *¿cuáles son los retos del futuro a los que se enfrenta la tecnología diesel en vehículos de pasajeros?*

Con lo visto hasta el momento, se puede decir que el principal criterio de diseño de los motores hasta la actualidad se fundamenta en el cumplimiento de la normativa anticontaminante vigente con el menor consumo de combustible, las mayores presentaciones y el menor coste de fabricación posible que hace que se maximice la difusión de una cierta tecnología. Este criterio es el que presumiblemente se va a seguir en el futuro. Así pues, respecto a las emisiones contaminantes, las normas futuras son muy exigentes, y se van a requerir vehículos con emisiones prácticamente nulas, haciendo indispensable el uso de soluciones pasivas. Si bien esta tecnología es de relativamente fácil implementación con un coste razonable para vehículos diesel dedicados al transporte de mercancías [11], el

incremento en coste de fabricación que supone en los vehículos diesel de pasajeros no se ve completamente justificado. En la figura 1.1 se representa en línea discontinua las previsiones que se tienen respecto a consumo, prestaciones y coste si los desarrollos tecnológicos van únicamente encaminados a la mejora de las soluciones pasivas. Por tanto, parece necesario que junto con las soluciones pasivas, se siga investigando en las soluciones activas de tal forma que los “inconvenientes” derivados de un uso masivo de soluciones pasivas se minimicen. Adicionalmente, para el cumplimiento de la mencionada normativa anticontaminante no se pueden dejar de lado los nuevos conceptos de combustión.

Tras esta reflexión y retomando las diferentes soluciones activas presentadas, se puede decir que las estrategias de inyección múltiple son la única solución activa que toma parte tanto en los nuevos conceptos de combustión como en la mejora de los inconvenientes derivados del uso de estrategias pasivas. Así pues parece razonable continuar con la investigación de la comprensión de los cambios inducidos en los procesos de mezcla/combustión y su posterior repercusión en las emisiones cuando se realizan estrategias de inyección múltiple, tema central de la presente tesis.

1.3 Línea argumental y estructura del documento

En la presente sección se va a describir el hilo conductor general que se ha seguido a lo largo de la presente tesis junto con el trabajo concreto desarrollado en cada uno de los capítulos que la conforman.

Tras la justificación general del estudio de las estrategias de inyección múltiple como parte de la solución al problema de la continuación de la tecnología diesel en los vehículos de pasajeros en relación a las demandas de los gobiernos (*legislación de emisiones*) y del propio mercado (*vehículos con mayores prestaciones, menor consumo...*), en el capítulo 2 se realiza una descripción de los principales fenómenos fisicoquímicos involucrados en el proceso de combustión por difusión diesel con el uso de una estrategia de inyección simple.

Una vez explicadas las principales características del citado proceso, se detallan las diferentes tipologías que engloban las estrategias de inyección múltiple y se realiza una caracterización secuencial de las diferencias que se tienen en los fenómenos que rigen los procesos de formación de la mezcla, autoencendido y combustión en condiciones simplificadas (*chorro libre*) con el uso de las mencionadas estrategias de inyección múltiple. Adicionalmente, en este capítulo se detallan los efectos relevantes de las diferentes tipologías de inyección múltiple

aplicadas a motor tanto en condiciones de combustión convencional como con los nuevos conceptos de combustión.

Con la visión global, obtenida de la revisión bibliográfica, del uso de estrategias de inyección múltiple se obtiene como conclusión principal que el enfoque generalizado por parte de la mayoría de la comunidad científica tiene por objeto la optimización de la citada estrategia de inyección para reducir emisiones. En cierta medida se puede decir que se utiliza la estrategia con una visión de caja negra en la que lo importante es definir una serie de entradas (número de pulsos, distancia entre pulsos, tamaño de los pulsos) para conseguir una serie de salidas (básicamente reducciones en las emisiones de hollín y NOx).

Partiendo de esta conclusión general vista en la revisión bibliográfica, se plantea como objetivo prioritario el contribuir a una mejor comprensión de los fenómenos físicos involucrados en los procesos de inyección, combustión y emisiones contaminantes con el uso de una tipología específica dentro de las estrategias de inyección múltiple: *la post inyección*.

Para finalizar con la presentación del trabajo desarrollado en el capítulo 2, cabe resaltar que al final del mismo se muestra la metodología general con la que se pretende abordar la consecución del objetivo principal. Para ello se proponen dos etapas. En una primera fase se va a realizar un estudio exploratorio del proceso de combustión y emisiones con el uso de una estrategia de post inyección de tal manera que se podrá corroborar o desmentir los resultados importantes que se han destacado en la literatura y, si es el caso, poner de relevancia algún fenómeno interesante y novedoso relacionado con los procesos de mezcla/combustión y reducción de emisiones. En una segunda fase, se va a profundizar en cada uno de los fenómenos descubiertos y/o constatados con la literatura.

Atendiendo a la complejidad del objetivo propuesto en la presente tesis, la metodología propuesta implica el uso conjunto de fuentes de información experimental y teóricas. De manera concreta, en el capítulo 3 se realiza una descripción detallada de los equipos de medida y metodologías experimentales así como de las diferentes herramientas teóricas para el diagnóstico de la combustión. Dentro de las herramientas teóricas cabe resaltar que con el fin de completar la información experimental, sobretudo en el ámbito del conocimiento de condiciones locales relacionadas con el proceso de combustión, se han utilizado los resultados de cálculos numéricos provenientes de un código comercial de dinámica de fluidos computacional.

En el capítulo 4 se realiza un estudio preliminar de carácter general cuyo objetivo último es responder a la primera de las fases planteadas en la metodología general de la tesis. Para ello se desarrolla una metodología de trabajo específica que aísla las variaciones introducidas con el uso de una post inyección respecto a una estrategia de inyección simple y se aplica a un estudio experimental en el que se varía fuertemente tanto la cantidad de masa inyectada como los inicios de inyección de la post para diferentes condiciones de operación de motor. Como resultado se obtiene una primera aproximación al mejor entendimiento de los mecanismos físicos que conlleva el uso de post inyección y adicionalmente se descubren dos fenómenos relevantes nuevos: por un lado, el fenómeno de aceleración de la combustión y, por otro lado, una aparente desconexión entre la combustión del pulso principal y la de la post, ambos con repercusiones importantes en la comprensión de las emisiones finales de hollín.

Una vez cumplimentada la primera de las etapas se aborda la segunda. Para ello en el capítulo 5 se realiza un estudio basado en resultados de cálculos numéricos para la profundización en el conocimiento del fenómeno de aceleración de la combustión, incluyendo un estudio preliminar de los transitorios de inyección y una evaluación de los efectos de la variación del inicio y de la masa del pulso post en relación al citado fenómeno tanto en condiciones inertes como reactivas. Por otra parte y de manera complementaria, en el capítulo 6 se realiza un estudio basado en resultados experimentales para la profundización en el conocimiento del fenómeno asociado a la aparente desconexión entre el pulso principal y la post, incluyendo, al igual que en el capítulo 5, una evaluación de los efectos de la variación del inicio y de la masa del pulso post en relación al citado fenómeno.

Por último, en el capítulo 7 se sintetizan las conclusiones más relevantes del presente trabajo, junto con las directrices para la continuación del mismo.

A modo de resumen en la figura 1.2 se muestra tanto el esquema completo como la línea argumental de la tesis.

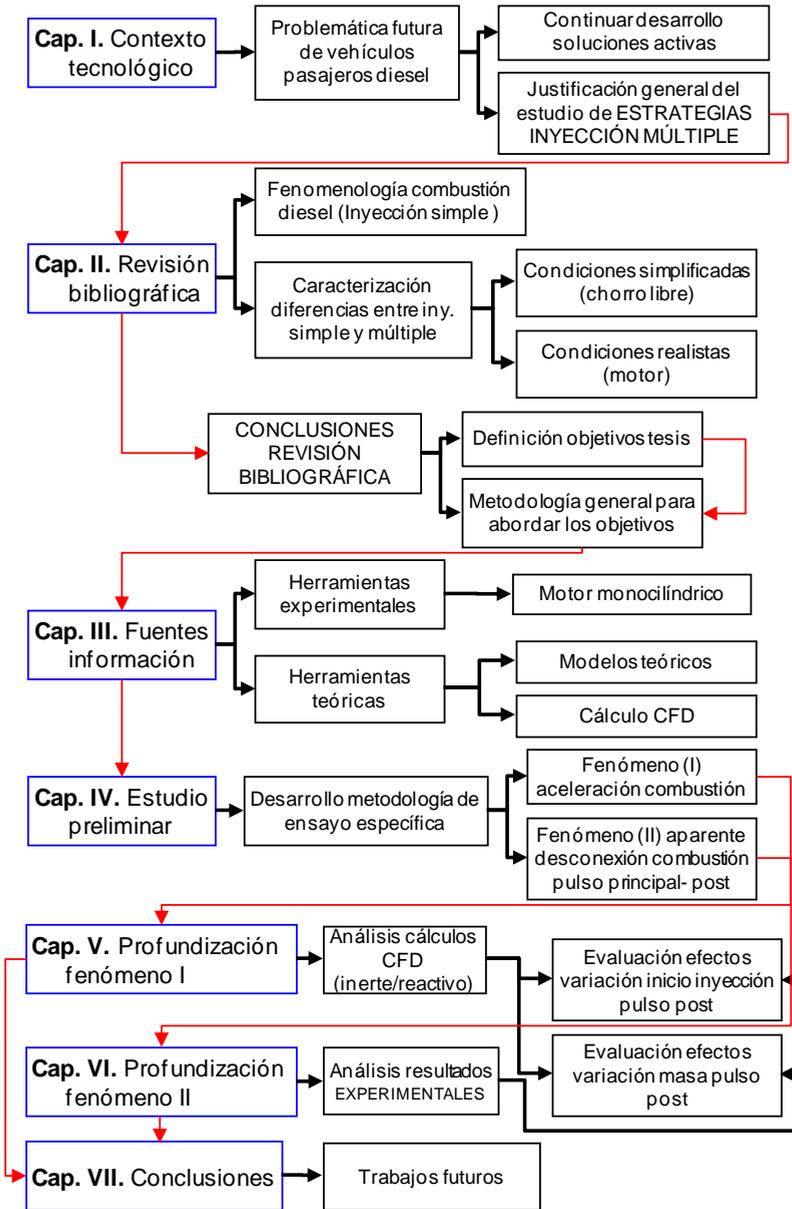


Figura 1.2. Esquema e hilo argumental de la tesis.

1.4 Bibliografía

- [1] Anrigo, P. (2006). Evolution of the Diesel Engines; From the Kaizen to the innovate Concepts, the Various Roads to Environment-friendly Progress. *THIESEL 2006: Conference on Thermo- and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines*.
- [2] Dober, G., Tullis, S., Greeves, G., Milovanovic, N., Hardy, M., & Zuelch, S. (2008). The Impact of Injection Strategies on Emissions Reduction and Power Output of Future Diesel Engines. *SAE Paper 2008-01-0941*.
- [3] De Rudder, K. (2007). *An approach to low temperature combustion in a small HSDI diesel engine*. Valencia: Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos.
- [4] Obtenido de <http://www.histomobile.com/>
- [5] Chikahisa, T., & Murayama, T. (1995). Theory and experiments on air-entrainment in fuel sprays and their application to interpret Diesel combustion processes. *SAE Paper 950447*.
- [6] Johnson, T. (2007). Diesel Emission Control in Review. *SAE Paper 2007-01-0233*.
- [7] Pickett, L. M., & Siebers, D. L. (2004). Non-Sooting, Low Flame Temperature Mixing-Controlled DI Diesel Combustion. *SAE Paper 2004-01-1399*.
- [8] Iwabuchi, Y., Kawai, K., Shoji, T., & Yoshinaka, T. (1999). Trial of New Concept Diesel Combustion System - Premixed Compression-Ignited Combustion. *SAE International, SAE Paper 1999-01-0185*.
- [9] Kimura, S., Ogawa, H., Matsui, Y., & Enomoto, Y. (2002). An experimental analysis of low-temperature and premixed combustion for simultaneous reduction of NO_x and particulate emissions in direct injection diesel engines. *International Journal of Engine Research*, Vol.3, pp.249-259.
- [10] Ryan, T., & Gray, A. (1997). Homogeneous charge compression ignition (HCCI) of diesel fuel. *SAE Paper 971676*.
- [11] Johnson, T. (2008). Diesel Emission Control in Review. *SAE Paper 2008-01-0069*.

Capítulo 2

Fenomenología de la combustión diesel con el uso de inyecciones múltiples

Contenido

2.1	Introducción.....	15
2.2	Características relevantes del proceso de combustión por difusión diesel	15
2.2.1	Caracterización de los fenómenos asociados al proceso de formación de la mezcla aire / combustible.....	16
2.2.2	Caracterización de los fenómenos asociados al proceso de combustión	18
2.2.2.1	Evolución temporal del proceso de inyección / combustión diesel.....	18
2.2.2.2	Modelo conceptual de llama de difusión.....	20
2.2.2.3	Evolución espacial del proceso de combustión diesel	22
2.3	Caracterización del proceso de combustión con el uso de inyecciones múltiples	25
2.3.1	Introducción	25
2.3.2	Caracterización de las diferencias en los fenómenos que rigen la formación de la mezcla diesel con el uso de estrategias de inyección múltiple	28
2.3.3	Caracterización de las diferencias en los fenómenos que rigen el autoencendido y la combustión diesel con el uso de estrategias de inyección múltiple.....	31

2.3.4	Efectos relevantes de la aplicación de las estrategias de inyección múltiple en los motores diesel.....	32
2.3.4.1	Estrategias de inyección piloto	32
2.3.4.2	Estrategias de inyección partida	34
2.3.4.3	Estrategias de post inyección.....	37
2.3.4.4	Optimización de las estrategias de inyección múltiple	39
2.3.4.5	Uso de estrategias de inyección múltiple en los nuevos conceptos de combustión LTC	40
2.4	Planteamiento de la tesis.....	43
2.4.1	Conclusiones de la revisión bibliográfica	43
2.4.2	Objetivos de la tesis	48
2.4.3	Metodología de la tesis	48
2.5	Bibliografía	50

2.1 Introducción

En este capítulo se va a realizar una descripción conceptual, cualitativa y al detalle de los principales fenómenos físico-químicos involucrados en los procesos de inyección, combustión y emisiones con el uso de estrategias de inyección simple. Así mismo, se caracterizarán cuáles son las diferencias más relevantes que se infieren sobre los citados procesos cuando se usan estrategias de inyección múltiple.

De forma precisa se puede decir que el objetivo principal del presente capítulo es explicar al lector los conceptos necesarios para que entienda la justificación y el planteamiento general del estudio que se ha llevado a cabo.

La metodología utilizada para conseguir el citado objetivo se secuencia en la siguiente serie de pasos. En primer lugar, se realizará una revisión de la literatura relacionada con la fenomenología de los procesos físico-químicos que son de interés y que van a ser necesarios para un correcto desarrollo y una buena comprensión del resto de capítulos de la tesis. Tras el estudio de la citada bibliografía se realizará una síntesis fruto de la cual se obtendrán una serie de conclusiones que presentarán cuáles son las carencias todavía existentes en el estudio y comprensión de las estrategias de inyección múltiple que justificarán los objetivos del actual trabajo. Una vez definidos los objetivos se describirá cuál es la metodología general que se pretende llevar a cabo para la consecución de los citados objetivos.

2.2 Características relevantes del proceso de combustión por difusión diesel

En la presente sección se van a detallar conceptualmente las características más relevantes del proceso de combustión por difusión diesel con el uso de una estrategia de inyección simple. Para ello se van a explicar de forma cualitativa tanto espacial como temporalmente los diferentes fenómenos que suceden en cada una de las fases del mencionado proceso de combustión. Es decir, se van a explicar los procesos de formación de la mezcla aire / combustible, autoencendido y llama de difusión.

2.2.1 Caracterización de los fenómenos asociados al proceso de formación de la mezcla aire / combustible

La diferencia entre la presión existente en la cámara de combustión de un motor y la proporcionada por el sistema de inyección hace que el combustible sea inyectado en el interior de la cámara. Este proceso se realiza a través de los orificios de la tobera de inyección. Existen diferentes tipos de toberas de inyección siendo las multiorificio las más comúnmente utilizadas (*en el presente trabajo, como se mostrará en el capítulo 3, se ha utilizado una tobera de este tipo para la realización de los ensayos en motor*).

La presión en el interior de la cámara de combustión en el momento en el que se produce la inyección se mueve en un rango de 50 a 100 bar. Por otro lado, con los sistemas de inyección common rail modernos se puede inyectar el combustible en un rango de 200 a 1800 bar de presión siendo previsible que esta cifra aumente en el futuro próximo.

Debido a esta elevada presión el combustible entra en la cámara de combustión en forma de chorro líquido a alta velocidad. Esta alta velocidad del combustible, junto con la baja velocidad que tiene el aire en la cámara (*depende del movimiento de rotación del aire, swirl; no obstante, es de un orden de magnitud menor que la velocidad de inyección*), se traduce en unos elevados gradientes de velocidad. Dichos gradientes, junto con un elevado número de Reynolds asociado a este proceso de inyección a alta presión, convierten al chorro diesel en un chorro turbulento.

El primer fenómeno que tiene lugar tras la salida del combustible por la tobera es la atomización. Se llama atomización al proceso por el cual un líquido, en forma de lámina, vena o bien gotas, se disgrega en ligamentos o en gotas de menor tamaño. Con ello aumenta la superficie de contacto existente entre el aire y el combustible favoreciendo los procesos físicos de mezcla entre ambos (englobamiento del aire y evaporación).

Tras la atomización primaria, anteriormente descrita, se produce la atomización secundaria, en la cual las gotas generadas durante la atomización primaria se rompen en gotas todavía más pequeñas infiriendo en un diámetro medio de gota cada vez más pequeño. Por el contrario, cabe destacar que tras el proceso de atomización primaria también se da el proceso de coalescencia en el cual las gotas interaccionan con el aire ambiente y entre ellas, dando lugar a incrementos importantes del diámetro medio de gotas.

El fenómeno de la atomización (*primaria y secundaria*) ha sido ampliamente estudiado por diversos autores [1][4], llegando García[5] a la conclusión de que *la atomización se completa tan rápidamente y las gotas que se forman son tan pequeñas (orden de magnitud de unos pocos μm) que se alcanza inmediatamente el equilibrio dinámico de las mismas con la corriente de aire que las envuelve. Ello va a implicar que la mezcla alcance localmente un equilibrio entre fases, tanto térmico como de velocidad. No hay apenas velocidad relativa entre las sustancias y en consecuencia la mezcla se puede caracterizar por sus valores de velocidad, composición local y condiciones termodinámicas.* En el presente trabajo se asume esta simplificación por lo que se hace lícito plantear el análisis del chorro diesel a partir del chorro gaseoso, tanto en condiciones inertes como reactivas.

En cuanto la vena líquida se desintegra y a medida que se produce la atomización de combustible, comienza el fenómeno de englobamiento. El englobamiento es el mecanismo por el que el chorro inyectado, al interactuar con el gas ambiente, hace entrar este mismo gas dentro de la periferia del propio chorro confiriéndole un mayor grosor, una deceleración y una reducción de densidad.

Una vez realizados los procesos de atomización y englobamiento del aire se tiene a las gotas de combustible disgregadas y rodeadas de un gas a una temperatura elevada con el que intercambian energía. Este intercambio produce un aumento de la temperatura de la gota con lo que se incrementa la cantidad de combustible que pasa a fase gaseosa, reduciendo el diámetro de la misma hasta hacerla desaparecer. Este fenómeno de evaporación, viene controlado por dos procesos: por un lado el englobamiento de un gas a alta temperatura y por otro lado la difusión térmica y másica en la interfase líquido / gas. Puesto que las tasas de transporte local de masa, momento y energía entre las fases presentes en un punto son muy rápidas comparadas con el proceso de mezcla turbulenta se puede decir que dicho proceso de mezcla es el proceso controlante [6]-[9]. Por tanto se puede afirmar que la evaporación está controlada por mezcla y consecuentemente es un proceso que no proporciona diferencias importantes entre chorro diesel y gaseoso.

La evaporación completa del combustible finaliza en lo que se ha dado en llamar longitud líquida cuyo orden de magnitud es de unas 100 veces el diámetro de la tobera. Esta longitud líquida se puede reducir aumentando la temperatura del gas en el interior del cilindro o incrementando la tasa de mezcla aire / combustible.

2.2.2 Caracterización de los fenómenos asociados al proceso de combustión

En el apartado anterior se acaba de describir los fenómenos relevantes para la evolución del chorro en un ambiente con ausencia de oxígeno. No obstante, el fin último de un motor es oxidar combustible para producir trabajo y para ello es necesaria la presencia de oxígeno. Dicha presencia, junto con determinadas condiciones de temperatura, presión y composición de la mezcla aire / combustible, desencadena el inicio de una reacción química, es decir, el proceso de autoencendido. A partir de este instante, los fenómenos físicos están acoplados a los químicos, puesto que la liberación de calor inherente a la reacción química modifica las condiciones termodinámicas locales del chorro.

2.2.2.1 Evolución temporal del proceso de inyección / combustión diesel

La representación conjunta de la evolución temporal de la masa de combustible inyectada por unidad de tiempo (tasa de inyección) y del calor liberado por unidad de tiempo, calculado a partir de la medida de presión en cilindro (tasa de liberación de calor) se puede utilizar de forma general para dar una explicación cualitativa de la evolución del proceso de combustión. En la figura 2.1 se representa una comparación entre las evoluciones temporales anteriormente mencionadas.

En dicha figura se puede distinguir las siguientes fases principales [10]-[12]:

- *Fase de retraso al autoencendido:* Esta fase comienza con el inicio del proceso de inyección, el combustible se mezcla con el aire a través de una serie de procesos físicos (*atomización, evaporación, englobamiento del aire*), en una atmósfera con presencia de oxígeno, dando lugar a prereacciones químicas de baja intensidad que producen la rotura de las moléculas de combustible en cadenas de hidrocarburos más cortas, así como la formación de radicales libres. Esta secuencia de procesos culmina en el autoencendido espontáneo de la mezcla que marca el final de esta fase. El autoencendido se puede apreciar en la figura 2.1 debido a un crecimiento súbito de la ley de liberación de calor.

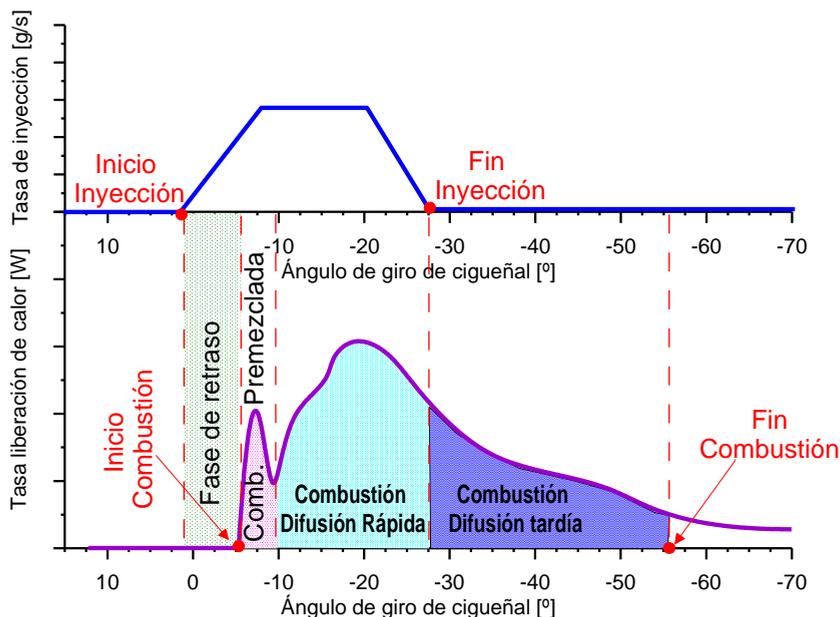


Figura 2.1. Definición de las fases de la combustión a partir de la comparación temporal entre las tasas de inyección de combustible (curva superior) y la de liberación de calor (curva inferior).

- Fase de combustión premezclada:* En una combustión convencional, se suele definir la duración de esta fase desde el inicio de la combustión hasta el primer mínimo relativo de la curva de liberación de calor. En ella se oxida el combustible que se ha mezclado con el aire entre los límites de inflamabilidad durante la *fase de retraso al autoencendido* pero que todavía no ha podido reaccionar. Por tanto, los procesos físico-químicos que controlan esta fase están íntimamente ligados con los que han tenido lugar durante el proceso de autoencendido. Asimismo, debido a la alta disponibilidad de combustible mezclado, la tasa característica de liberación de calor es elevada.
- Fase de combustión por difusión:* La ley de liberación de calor durante la combustión por difusión viene controlada principalmente por el proceso de mezcla del combustible evaporado con el aire en el interior de la cámara [10]-[13]. Mientras dura la inyección, el proceso de mezcla está controlado por la cantidad de movimiento que

introduce el chorro en la cámara. La estructura de la llama alcanza un periodo de cuasi-estacionariedad, que se mantiene mientras se está inyectando. Por tanto, se define la duración de esta fase desde el final de la *fase de combustión premezclada* hasta el final del proceso de inyección.

- *Fase de combustión por difusión tardía:* En el instante en que el proceso de inyección llega al final, termina el periodo cuasi-estacionario de la combustión por difusión al que sigue la fase de combustión por difusión tardía. En esta fase, se observa una caída de la tasa de liberación de calor al empeorar el proceso de mezcla causado por el deterioro del proceso de mezcla aire / combustible debido a la desaparición del aporte de cantidad de movimiento por parte de la inyección. Se tiene pues un periodo transitorio en donde la llama adquiere estructuras aleatorias y la tasa de liberación de calor viene regida por la disipación de la energía cinética turbulenta [14], de tal forma que la combustión va perdiendo intensidad hasta que termina.

2.2.2.2 Modelo conceptual de llama de difusión

El conocimiento de la estructura de la llama de difusión diesel ha sido objeto de estudio por parte de multitud de autores. Dicho estudio ha ido vinculado al desarrollo de nuevas herramientas experimentales y computacionales, sobre todo en lo que se refiere a técnicas de visualización óptica. El modelo conceptual que se ha asumido en el presente trabajo y que ha sido ampliamente aceptado por la comunidad científica es el desarrollado por Dec y Flyn [15][16].

Cabe reseñar que dicho modelo conceptual es válido desde el inicio de la fase de combustión por difusión hasta el final del proceso de inyección, es decir, es válido durante el cuasi-estacionario en que la llama se autosustenta por el aporte convectivo del combustible (*a través de la cantidad de movimiento generada por el proceso de inyección*) y difusivo del aire [5].

La figura 2.2 muestra un esquema del modelo conceptual obtenido mediante la técnica óptica de “laser-sheet imaging” durante la parte cuasi – estacionaria de la combustión por difusión.

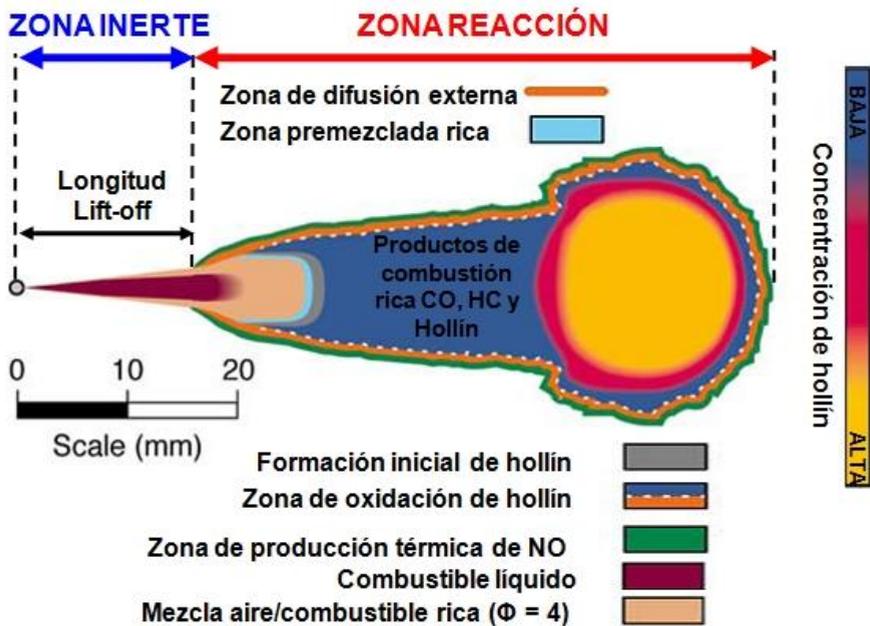


Figura 2.2. Esquema de la estructura de la llama diesel durante la fase cuasi-estacionaria de la fase de combustión por difusión Adaptado del trabajo de Dec [15].

De forma cualitativa se pueden distinguir las siguientes zonas en el esquema:

- *Zona 1, Lift-off*: delimitada entre la tobera de inyección y la longitud al lift-off (*distancia de despegue de llama o "flame lift-off length"*). En esta zona no se tiene reacción química. Cerca del inyector se tiene una parte de combustible en estado líquido. Los procesos relevantes son los de atomización, englobamiento y evaporación, con lo que en esta zona el chorro reactivo es igual que el inerte en condiciones evaporativas.
- *Zona 2, Combustión premezclada rica*: espacialmente situada aguas abajo de la zona 1. Dec hace la hipótesis de que en la mencionada zona 2 se consume todo el oxígeno englobado por el chorro en la zona 1. Como consecuencia, en el interior de la zona 3 (zona de combustión por difusión) la concentración de oxígeno es nula. De

acuerdo con Dec, los productos de esta reacción de dosado rico sirven como base para la formación de hollín.

- *Zona 3, Combustión por difusión:* A partir de la zona 1 y rodeando a la zona 2, la llama adquiere una estructura de llama de difusión compuesta a su vez de dos zonas: una zona interna, en donde según Dec se tiene productos parciales creados en la zona 2, combustible sin quemar y hollín, y una zona externa que rodea a la interna y hace las veces de zona de reacción.

Si bien la formación de hollín viene determinada en la zona 2, su crecimiento se da durante la zona 3. En el esquema de la figura 2.2 se pueden apreciar diferentes concentraciones de hollín en el interior de la llama, creciendo su concentración a medida que se avanza aguas abajo de la zona 2 hasta que alcanza la parte frontal de la llama, en donde se observa un vórtice característico que presenta la concentración de partículas de hollín más elevada. Adicionalmente, cuando el hollín alcanza la zona de reacción se oxida de manera completa, principalmente por el ataque de los radicales OH formados en la propia llama de difusión. El oxígeno presente en el gas que rodea a la llama también contribuye al citado proceso de oxidación.

Por otra parte, los óxidos de nitrógeno se forman en la zona más externa de la mencionada zona de reacción ya que las condiciones son ideales para la formación del NO, al menos por vía térmica. La combustión se produce en condiciones cercanas al estequiométrico, las temperaturas son elevadas y adicionalmente se dispone de oxígeno en el gas que rodea a la zona de reacción. De forma complementaria cabe resaltar que la formación de NO continúa después de finalizar la inyección durante la fase de combustión por difusión tardía.

Con este modelo conceptual se puede ver, en primera aproximación, que las zonas donde el hollín es oxidado gracias a unas condiciones locales determinadas son, por el contrario, las condiciones ideales para la formación de NO.

2.2.2.3 Evolución espacial del proceso de combustión diesel

Se completa la descripción cualitativa del proceso de combustión por difusión a través del modelo conceptual de Dec con la descripción de los

fenómenos físico-químicos que sufre el combustible en su evolución espacial a través de cada una de las zonas anteriormente descritas y que conforman la llama. Esta secuencia de pasos sufridos por el combustible ha sido recogida por otros autores [16][12][5][14] y se muestra en la figura 2.3.

El combustible, tras salir de la tobera de inyección, se atomiza y se mezcla con el aire. El englobamiento de aire caliente hace que las gotas creadas durante el proceso de atomización se calienten, de tal forma que el combustible líquido se evapora hasta una distancia característica en donde ya no queda combustible líquido, que se ha dado en llamar longitud líquida. Al finalizar el proceso de evaporación la relación másica entre aire / combustible (*dosado relativo*) es rica del orden de 2 a 4, y el combustible ha pasado de la temperatura de inyección a un valor en torno a 700 K.

Conforme el combustible atraviesa esta zona de mezcla rica reacciona químicamente en un proceso débilmente exotérmico, elevando su temperatura hasta 1600 K y dando lugar a una serie de productos parciales, principalmente monóxido de carbono e hidrocarburos de cadena corta no saturados. Estos hidrocarburos se consideran como los precursores para la formación de hollín. Según Dec y Flynn [16] en esta combustión premezclada se libera en torno a un 10-15% de la energía química que contiene el combustible.

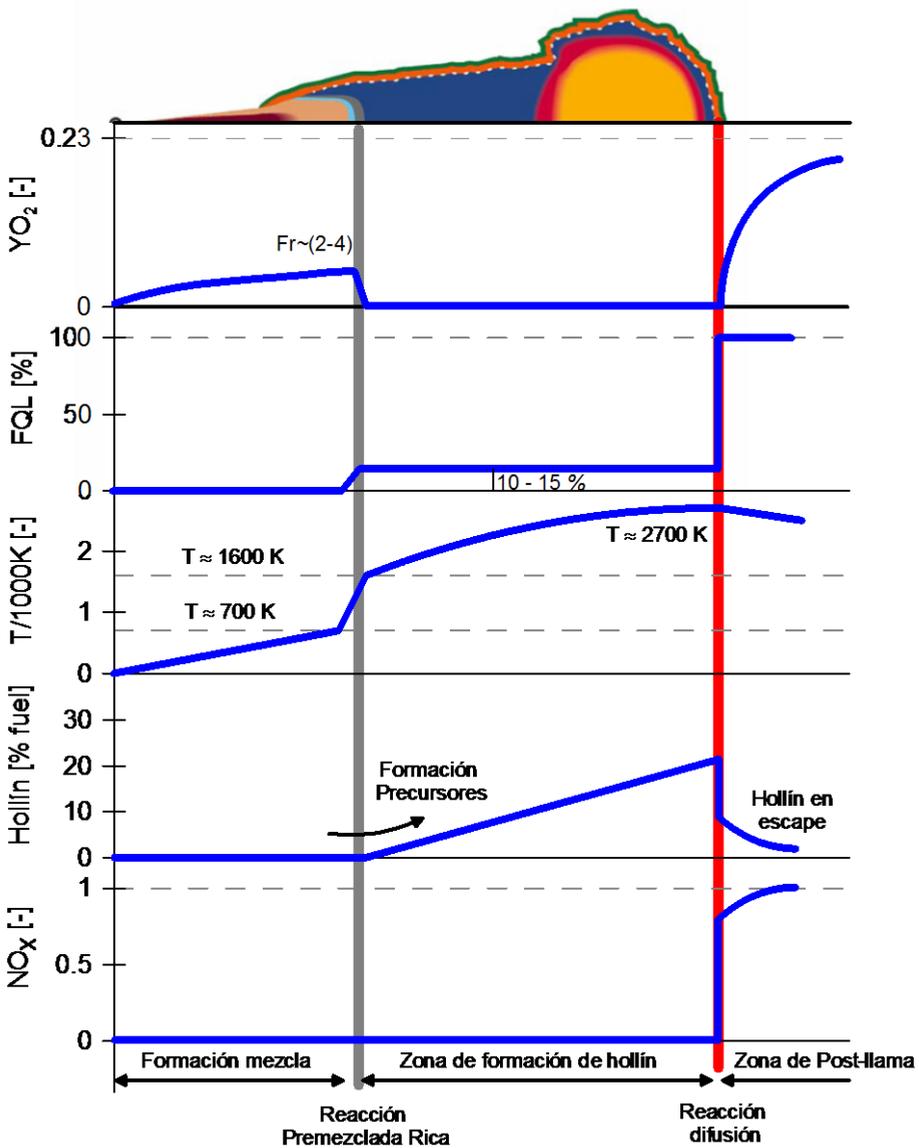


Figura 2.3. Evolución espacio-temporal de un paquete de masa inyectado durante la parte cuasi-estacionaria de la fase de combustión por difusión. Adaptado de Flynn[16] y Molina [12].

Tras la zona de premezcla rica, el combustible entra en la zona interna de la llama de difusión, como se ha mencionado en la sección anterior. En esta zona hay

ausencia de oxígeno debido a que la zona de reacción externa y la zona de premezcla contigua impiden la entrada del mismo. Por tanto, el combustible en esta zona interior de la llama de difusión continúa mezclándose y englobando gases aunque no libera energía alguna. El camino del combustible a través de la zona interior hacia la zona de reacción de la llama de difusión, es decir, el frente de llama, viene condicionado por una elevada temperatura del mencionado frente que junto con los precursores generados en la premezcla rica originan la aparición de hollín en el interior de la llama. Así pues, el hollín se genera en pequeñas partículas y va creciendo en el interior de la llama al aproximarse al frente de llama, junto al cual alcanza su tamaño máximo. Cuando el combustible atraviesa el frente, los productos parciales de la combustión son oxidados por el oxígeno del exterior del frente de llama, aportado por difusión, liberando el resto de energía que poseía el combustible (80-85%) y que no había sido liberada durante la combustión premezclada rica. Con esta oxidación total, se alcanzan las temperaturas más elevadas durante todo el proceso, del orden de la adiabática de llama. A estas temperaturas, el hollín formado previamente es oxidado y sus niveles decrecen prácticamente a cero. Por el contrario, la tasa de formación de óxidos de nitrógeno crece súbitamente.

Finalmente, tras atravesar el frente de llama los productos de la combustión se diluyen con el resto de gases presentes en la cámara.

2.3 Caracterización del proceso de combustión con el uso de inyecciones múltiples

En la presente sección se van a detallar las diferencias más importantes que sufre el proceso de combustión cuando se utilizan estrategias de inyección múltiple así como los efectos relevantes de la aplicación de dichas estrategias en motor. Con dicho fin se hace una primera aproximación a qué es y cómo se pueden clasificar las estrategias de inyección múltiple para después pasar a detallar cómo se ven afectadas cada una de las diferentes fases de la combustión ya mencionadas en la sección anterior. Por último, se recoge cuáles son los principales efectos que tienen sobre las prestaciones y emisiones contaminantes el uso de estrategias de inyección múltiple en motor tanto en condiciones actuales como futuras.

2.3.1 Introducción

La tarea principal de cualquier sistema de inyección diseñado para la automoción es proporcionar la cantidad de combustible correcta en el tiempo

preciso para cada cilindro. Con esta filosofía, a lo largo de las últimas décadas se han desarrollado diferentes sistemas de inyección para los motores diesel, entre los que se incluye el sistema de inyección common rail. Dicho sistema destaca debido a su gran flexibilidad (proporcionada por el control electrónico) en cuanto a cómo y cuándo distribuir la cantidad de combustible que se desea inyectar. Esta ventaja comparativa, junto con la posibilidad de inyectar a muy alta presión, está haciendo que este sistema desplace al resto de sus competidores. Así pues, debido a las destrezas brevemente mencionadas, a lo largo del presente trabajo se utilizará dicho sistema de inyección del que se proporciona más información en el capítulo 3. Tras esta pequeña reflexión acerca del sistema de inyección se pasa a describir qué es y cómo se clasifican las estrategias de inyección múltiple.

Con el uso de estrategias de inyección múltiple, el proceso de inyección en cada ciclo de motor, el cual tradicionalmente consiste en un solo evento, se divide en dos o más partes. Existen diferentes tipologías dentro de las estrategias de inyección múltiple atendiendo a los diferentes parámetros que las definen: número de eventos de inyección, posición relativa entre los diferentes eventos de inyección y duración de los mismos, etc. No obstante, se pueden distinguir tres configuraciones tipo, como se muestran en la figura 2.4.

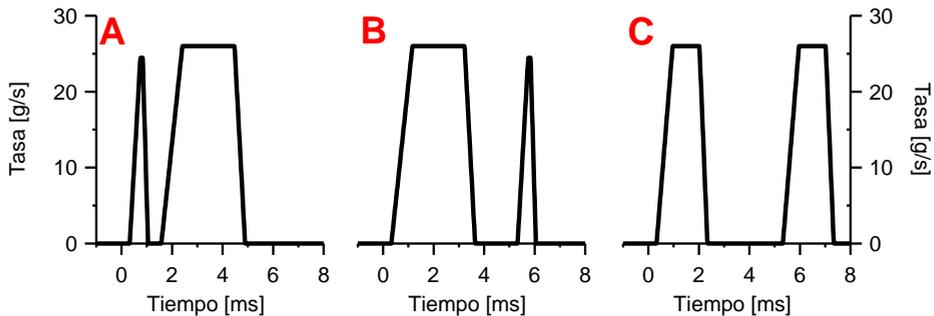


Figura 2.4. Esquema de masa inyectada frente a tiempo para las tipologías básicas de inyección múltiple: a) estrategia de inyección piloto, b) estrategia de post inyección y c) estrategia de inyección partida.

- *Estrategia de inyección piloto:* consiste en partir la inyección en dos eventos, en el primero de los cuales se introduce una pequeña masa en el interior del cilindro y en el segundo evento de inyección se introduce la cantidad principal de combustible.
- *Estrategia de post inyección:* al igual que en el caso anterior, consiste en partir la inyección en dos eventos. No obstante, en este caso el

evento de inyección que introduce la masa de combustible pequeña se introduce después del evento principal en que se introduce la mayor parte de la masa de combustible.

- *Estrategia de inyección partida*: es una estrategia de inyección en la que el total de la masa de combustible inyectada se parte en dos o más eventos que no pueden ser considerados como inyecciones piloto o post por el tamaño.

Combinando estas tres tipologías básicas de inyección múltiple se pueden generar infinitas secuencias diferentes de inyección.

La nomenclatura usada para definir la secuencia de inyección múltiple se ilustra en la figura 2.5. De forma simplificada una estrategia de inyección simple se puede definir únicamente conociendo el principio de la inyección y la duración de la misma. Por el contrario con las estrategias de inyección múltiple el número de grados de libertad a la hora de definir la secuencia crece con el número de pulsos (*eventos de inyección*). Además, aparte del principio de la inyección (*Start of Injection, Sol*) y de la duración de cada pulso, se tiene que definir el tiempo entre cada dos pulsos consecutivos (*dwell time*), es decir, el tiempo entre el final de una inyección y el inicio de la consecutiva.

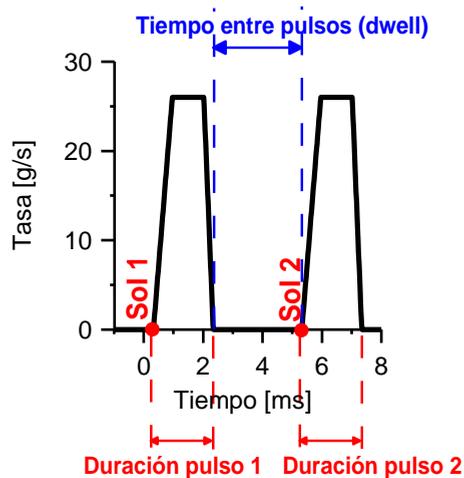


Figura 2.5. Esquema de los diferentes parámetros que entran en juego a la hora de definir una estrategia de inyección múltiple. En este caso se ha representado una estrategia de inyección partida.

2.3.2 Caracterización de las diferencias en los fenómenos que rigen la formación de la mezcla diesel con el uso de estrategias de inyección múltiple

Cuando se realizan estrategias de inyección múltiple aparece un fenómeno adicional respecto a una inyección simple: la interacción entre pulsos. Este fenómeno será más relevante cuanto más cerca estén entre sí los pulsos de inyección.

La interacción entre pulsos implica que las condiciones en cámara sobre las que se inyecta un pulso son diferentes a las correspondientes al pulso de inyección precedente. Por ejemplo, si se supone una estrategia de inyección partida (2 pulsos), la primera inyección no sólo crea movimiento en el gas ambiente en la dirección axial en la que es inyectada, sino que también genera turbulencia, con lo que las condiciones ambientales sobre las que se inyecta el spray de la segunda inyección son diferentes. Si adicionalmente el ambiente fuese reactivo cabe destacar dos circunstancias: por un lado el nivel de oxígeno que se encuentra el spray de la segunda inyección es menor, ya que parte del mismo ha sido englobado por el spray de la primera inyección. Por otro lado, el nivel de temperatura sobre el que se inyecta el segundo pulso es mayor, debido a la combustión de la primera inyección.

El principal fenómeno físico asociado al cambio en las condiciones ambientales producido por la interacción entre los pulsos de una inyección múltiple se da durante el proceso de atomización y está relacionado con las diferencias en el *drag*¹.

Para explicar más profundamente este fenómeno se vuelve a suponer una estrategia de inyección partida (2 pulsos). El primer pulso se inyecta sobre un ambiente apenas sin movimiento, sólo se tendrá movimiento en la cámara debido al *swirl*², de un orden de magnitud inferior al movimiento inducido por el proceso de inyección, de ahí que se pueda considerar el ambiente casi en reposo. En contraste, el segundo pulso se inyecta sobre el flujo de gas que ha inducido la primera inyección y que conlleva una gran cantidad de movimiento. Por tanto, la velocidad

¹ Resistencia del aire a la penetración de las gotas.

² Movimiento de rotación del aire creado por el movimiento ascendente y descendente del pistón.

relativa entre el spray³ y el gas para el segundo pulso debe ser inferior a la del primer pulso. Este fenómeno se ve potenciado cuanto menor sea la separación entre dos pulsos consecutivos, es decir, cuanto mayor sea la interacción.

Dichos cambios en la velocidad relativa entre el ambiente y el spray, dan lugar a variaciones en la penetración del spray y en el diámetro de las gotas, y por tanto en el englobamiento del aire. El segundo spray puede penetrar una mayor distancia, más rápido y con un tamaño de gota mayor que el primer spray, por lo que su englobamiento, a priori, es peor, debido a la mencionada bajada en la resistencia del aire[17][19].

En consonancia con estos resultados, Park et al. [20] demostraron que con una estrategia de inyección partida (2 pulsos), el spray del segundo pulso presentaba gotas con un diámetro medio de Sauter (SMD^4) mayor que el del spray del primer pulso, siendo además cercano al SMD correspondiente al de una inyección simple. En la misma dirección, se puede destacar el trabajo de Chang et al. [21], quienes realizaron un estudio para explorar el efecto de la inyección partida en las características de la atomización, incluyendo la tasa, la penetración de la punta del spray y la distribución del SMD bajo varias duraciones de inyección, tanto experimental como numéricamente. Para ello, la tasa fue adquirida mediante el método Bosch y el spray fue visualizado mediante el uso de un láser Nd:Yag y una cámara intensificada (ICCD). Las características transitorias del tamaño de gota fueron medidas mediante un sistema PDPA. El estudio de simulación numérica fue llevado a cabo mediante el código KIVA-3 con modelos adicionales de cavitación y de rotura de gotas bajo las mismas condiciones que los ensayos experimentales.

Tras el estudio completo de cada una de las partes, los autores concluyen que la variación en la presión de inyección efectiva del segundo pulso causada por la inyección del primero no es un fenómeno dominante en el desarrollo del spray ni en sus características de atomización. Sin embargo, el flujo de gas generado por la primera inyección influye en las características del spray del segundo pulso inyectado. La penetración de la punta del spray y el SMD del segundo spray son mayores que los de la primera inyección. Chang et al. atribuyen este comportamiento a la señalada reducción del *drag*.

³ Chorro de combustible en el que coexisten fase líquida y gas.

⁴ Sauter Mean Diameter

Por otro lado, como se menciona al inicio de este mismo apartado, cuando el combustible se inyecta a altas velocidades en un ambiente relativamente parado, se genera turbulencia. Dicho incremento de turbulencia hace que los procesos de mezcla y evaporación se mejoren, procesos que son considerados como muy importantes para el buen desarrollo del proceso de combustión por difusión. Con la aplicación de una estrategia de inyección múltiple, como ya es bien conocido, el proceso de inyección se para temporalmente entre los diferentes pulsos que conforman la estrategia. Zhang et al. [22][23] encontraron que si la separación entre pulsos de una inyección partida es suficientemente grande como para permitir que la mayor parte del combustible de la primera inyección se haya evaporado antes de que el segundo pulso empiece, se genera una mezcla rica de vapor-gas en la región en la que no existe impacto de pared, mientras que por el contrario, se forma una zona relativamente pobre en la región de impacto. El spray del segundo pulso mueve esta región rica aguas abajo, resultando en una distribución más uniforme de dosados.

Zhang et al. atribuyen este fenómeno al incremento en el nivel de turbulencia por parte del segundo spray, el cual aumenta el proceso de mezcla aire/combustible. Del mismo modo, respecto a los tamaños oportunos para mejorar o empeorar el proceso de mezcla relacionado con el uso de estrategias de inyección partida, Zhang et al. constataron que si la masa inyectada en el primer pulso es más pequeña que en el segundo, el ratio de englobamiento de aire es parecido al de una inyección simple. Sin embargo, si la masa inyectada en el segundo pulso es más pequeña que la masa inyectada en el primer pulso, el ratio de englobamiento del aire es más grande que el de una inyección simple siendo este fenómeno más acusado cuanto más pequeña sea la masa del segundo pulso. Además de los efectos de la distribución de masas, Zhang et al. investigaron el efecto de la separación entre pulsos. Si dicha separación es corta, prácticamente nula, el incremento del nivel de turbulencia (entendida como macro movimiento del fluido asociado al aumento de cantidad de movimiento) debido al segundo pulso se reduce, causando una bajada en el englobamiento del gas ambiente, llegando a niveles parecidos a los de una inyección simple. Por su parte, Ehleskog [24], realiza simulaciones numéricas para estudiar los efectos anteriormente nombrados, de tal forma que constata que al realizar una inyección partida se extiende el tiempo en el que la energía cinética turbulenta es elevada. El hecho de que la inyección trabaje como un chorro turbulento es también utilizado por la estrategia de post inyección. Añadiendo un pulso extra, de tamaño corto, en la fase tardía de la combustión, se genera más energía turbulenta en el interior del cilindro.

2.3.3 Caracterización de las diferencias en los fenómenos que rigen el autoencendido y la combustión diesel con el uso de estrategias de inyección múltiple

En un estudio experimental del spray Amagai et al. [17] encontraron que el partir la inyección reducía el tiempo de retraso al autoencendido y ayudaba a estabilizar la combustión como resultado de aumentar el proceso de mezcla. Otra posible explicación para la reducción del tiempo de retraso con el uso de estrategias de inyección partida es el hecho de que la inyección se interrumpe, retrasando parte de la inyección del combustible total. Una parte más pequeña de combustible se inyecta inicialmente, lo que significa que se necesita una menor energía para producir la evaporación, lo cual produce un efecto de enfriamiento menor, quedando la temperatura local más elevada.

Por su parte, Rente et al. [25][26] realizaron investigaciones numéricas con KIVA-3V para analizar los efectos del nivel de pre-turbulencia e inyecciones partidas sobre el tiempo de retraso y la combustión en una cámara de volumen constante. Investigaron la posibilidad de que al realizar una estrategia de inyección partida, la pre-inyección pudiera alterar el nivel de turbulencia de la combustión principal. Para ello variaron los tiempos de separación entre pulsos, la masa inyectada en cada pulso y la forma de la tasa de inyección. En [26] se hace una comparación de los resultados numéricos y experimentales, observando una buena reproducción de las tendencias: incrementos de la temperatura y de los niveles de turbulencia iniciales tienden a reducir el tiempo de retraso. Las temperaturas altas aumentan la evaporación y las tasas de reacción químicas, mientras que un elevado nivel de turbulencia inicial aumenta la rotura de gotas y la mezcla con el aire.

Al realizar estrategias de inyección partida y comparar los resultados con los de una inyección simple, Rente et al., al igual que Amagai, concluyen que el uso de una estrategia de inyección partida promueve tiempos de retraso más pequeños que una estrategia de inyección simple, apareciendo el autoencendido más cerca del inyector. Adicionalmente, Rente et al. confirman que hay dos factores que afectan a la mejora del autoencendido con inyecciones partidas: el elevado nivel de pre-turbulencia que induce el primer pulso y el reducido efecto del enfriamiento del aire vía calor latente de evaporación debido a la reducida cantidad de masa de dicho pulso. En concordancia con los autores anteriormente nombrados, Zhang y Nishida [27] confirmaron que añadiendo un pulso de inyección pequeño antes de la inyección principal, estrategia de inyección piloto, se puede reducir el tiempo de retraso al autoencendido. La combustión del pulso piloto causa un aumento de temperatura y presión en la cámara de combustión. Esto acelera los procesos físico-

químicos de autoencendido relacionados con la inyección principal, lo cual determina la mencionada reducción en el tiempo de autoencendido.

Por otro lado, Amagai et al.[17] muestran que la duración de la combustión es más corta para inyecciones dobles que para inyecciones simples. Consecuentemente, partir la inyección en el tiempo no genera como resultado necesariamente una duración de la combustión más larga, especialmente cuando la separación entre pulsos es pequeña. En el trabajo experimental realizado por Ehleskog [28] en un motor *Heavy Duty Direct Injection Diesel Engine HDDI*⁵, se observa una tendencia similar, en la que una estrategia de inyección partida, con una pequeña separación entre pulsos, proporciona duraciones de combustión más pequeñas que un caso de inyección simple. Sin embargo, hay que tomar con cautela estos resultados ya que se realizan a carga constante y la masa inyectada en los casos de la inyecciones partidas son más pequeñas que en el caso de inyección simple, lo que podría explicar una menor duración de la combustión simplemente debido a que se inyecta menos cantidad de combustible. En otro estudio experimental realizado por Ehleskog en un motor *High Speed Direct Injection Diesel Engine, HSDI*⁶ [29] la duración de la combustión es la misma para casos de inyección simple e inyección partida, sin embargo, la duración de la combustión aumenta respecto al caso de inyección simple conforme se incrementa el número de pulsos, es decir, con estrategias de inyección múltiple de tres o cuatro pulsos, la duración de la combustión es mayor que el caso de inyección simple.

2.3.4 Efectos relevantes de la aplicación de las estrategias de inyección múltiple en los motores diesel

2.3.4.1 Estrategias de inyección piloto

El ruido inducido por la combustión es un problema para los motores diesel en relación a sus competidores, sobre todo en los automóviles de pasajeros. La fuente más importante de ruido en los motores diesel DI es el propio proceso de combustión. Más concretamente, el nivel de ruido inducido por la combustión es

⁵ Esta denominación se corresponde con los motores de gran cilindrada utilizados en vehículos de transporte de mercancías.

⁶ Esta denominación corresponde a los motores de pequeña cilindrada utilizados en automoción para turismos.

proporcional al pico máximo de la tasa de liberación de energía durante la fase de premezcla [10][11][30].

La combustión de la inyección piloto, incrementa la presión y temperatura en cilindro así como la abundancia de radicales activos, lo que resulta en una reducción del tiempo de retraso al autoencendido para el combustible inyectado en el pulso posterior a la inyección piloto. De tal forma, que si se reduce el tiempo de autoencendido, la cantidad de combustible que se quema en premezcla del pulso posterior a la inyección piloto, se reduce y el pico máximo de calor liberado durante la citada fase de la combustión también se ve reducido.

Por lo anteriormente mencionado, el uso de estrategias de inyección piloto proporciona una reducción del ruido inducido por la combustión [31]. Sin embargo, la reducción de ruido, tiene un fuerte *trade-off*⁷ con el hollín a alta carga [32]. De acuerdo con Beatrice et al. [33] el proceso de mezcla del combustible inyectado durante la inyección principal se ve afectado negativamente con el uso de estrategias de inyección piloto. La cantidad de movimiento inyectada durante la inyección principal decrece debido a que se inyecta menos combustible (*la estrategia de inyección piloto se hace a iso-masa respecto de la estrategia de inyección simple*), y en estas condiciones de menor cantidad de movimiento y peor mezcla se promueve el proceso de formación de hollín. Otra explicación, tal vez más apropiada que la proporcionada por Beatrice et al. para el mencionado *trade-off*, va en consonancia con la reducción en el tiempo de retraso al autoencendido de la inyección principal al utilizar una estrategia de inyección piloto. Dicha reducción implica que una mayor cantidad de combustible del pulso principal se quema en difusión, proporcionando por tanto una mayor disponibilidad para la formación de hollín. No obstante, el incremento de hollín asociado al uso de estrategias de inyección piloto se puede mejorar aumentando la presión de inyección, seleccionando un apropiado tiempo de separación entre la inyección piloto y la principal y una masa adecuada para el pulso piloto. A modo de ejemplo, Sher [34] propone el tiempo de separación entre el pulso piloto y el principal, así como la cantidad de combustible inyectado durante la inyección piloto como los parámetros relevantes para reducir el nivel de ruido sin penalizar el resto de prestaciones y emisiones del motor.

Para completar el estudio bibliográfico de las implicaciones de uso de las estrategias de inyección piloto, cabe destacar el trabajo de Ricaud et al. [35] quienes investigaron una estrategia de inyección piloto denominada pre-inyección.

⁷ Este término se corresponde con el antagonismo que se da al mejorar una variable y empeorar otra como causa de una determinada acción.

En comparación con una estrategia piloto convencional, la pre-inyección implica un pulso de inyección (*antes de la inyección principal*) de duración corta y con un tiempo de separación entre el pulso pre y principal muy pequeño. Esta estrategia proporciona un ligero incremento en el nivel de ruido comparado con una estrategia de inyección piloto convencional pero con una clara mejora en lo que respecta a emisiones y consumo. Adicionalmente, al extender el estudio a dos pre-inyecciones Ricaud et al. consiguieron reducir el nivel de ruido inducido de la combustión por debajo de lo esperado en una estrategia piloto convencional, manteniendo las mejoras en emisiones y consumo. Sin embargo, los resultados son muy sensibles a las condiciones de operación de motor y los grados de libertad crecen con el número de pulsos a inyectar como “pre”, lo que supone una tarea complicada si se quiere implementar este tipo de estrategias en los motores de serie.

2.3.4.2 Estrategias de inyección partida

Partir la inyección principal en dos o más partes afecta tanto al proceso de combustión como al de contaminantes. La estrategia de inyección partida más sencilla consiste en dividir la inyección en dos eventos iguales.

Las primeras investigaciones sobre los efectos de las inyecciones partidas en un motor HDDI fueron llevadas a cabo por Nehmer and Reitz [36]. Variando la cantidad de masa de la primera inyección desde un 10 a un 75% de la masa total de combustible inyectado, encontraron como resultado que la inyección partida podía mejorar los *trade-offs* PM / NO_x debido a que es capaz de aprovechar mejor el aire englobado. Además, constataron que el uso de inyecciones partidas permitía extender la combustión durante la carrera de expansión sin incrementar los niveles de NO_x. Esto es debido a la propia secuencia de inyección que requiere un determinado tiempo entre inyecciones (*dwel*); si el conjunto de inyección partida (ambas inyecciones) se avanza para compensar este incremento en la duración de la combustión, las emisiones de PM se reducen, indicando que la combustión se podría retrasar para reducir las emisiones de NO_x sin penalizar las emisiones de PM.

Esta mejora en las emisiones de PM y NO_x fue también constatada por Tow et al. [37] quienes estudiaron estrategias de tres inyecciones tanto en alta como en baja carga para un motor HDDI, encontrando que si el *dwel* de la post inyección es suficientemente grande se puede conseguir una reducción de las PM emitidas por un factor de tres sin incremento en los NO_x y sólo con un leve incremento del consumo específico comparado con una inyección simple. Así pues, para Tow et

al., el factor relevante en la mejora de las emisiones es el tiempo entre las dos últimas inyecciones siendo de segundo orden el efecto de la cantidad de combustible inyectada en el último pulso.

Por su parte, Pierpont et al. [38] extendieron el trabajo de los autores anteriormente mencionados. Realizaron un estudio combinado del uso de estrategias de inyección múltiples, EGR y retraso en la inyección en un *HDDI*, concluyendo que se reducían los niveles de las emisiones de PM y de NOx con una pequeña penalización en el consumo específico de tal forma que el efecto indeseable del uso del EGR (*aumentar los niveles de PM por una peor oxidación debida al deterioro de la combustión*) puede ser corregido con el uso de estrategias de inyección múltiple.

Para comprender mejor los mecanismos de reducción de emisiones de PM y NOx con el uso de estrategias de inyección múltiple en *HDDI* Han et al. [39] llevaron a cabo cálculos multidimensionales. Dichos cálculos muestran que partir la inyección en dos eventos, siendo la mayor parte del combustible inyectado en la segunda inyección, tiene efectos similares en las emisiones a retrasar el inicio de la inyección cuando se trata de una inyección simple, es decir, se tiene una reducción de los NOx y un incremento de las emisiones de hollín. Por el contrario, una inyección partida, en la que la mayor parte del combustible es inyectado en el primer pulso da como consecuencia una reducción significativa de las emisiones de hollín y la misma cantidad de NOx que una estrategia de inyección simple con el mismo inicio de la inyección (*SoI*). Por tanto, esta estrategia permite retrasar el conjunto de inyecciones con reducciones simultáneas de hollín y NOx. Comparando esta estrategia con un caso de inyección simple se ve que las evoluciones de las temperaturas en cámara son idénticas hasta la última fase de la combustión en donde la temperatura del caso con inyección partida es claramente superior. Puesto que la formación de NO por vía térmica se da en las primeras fases de la combustión, las emisiones de NOx no se ven prácticamente alteradas. Por el contrario al elevar la temperatura, se mejora el proceso de oxidación y consecuentemente se tiene una reducción en las emisiones de hollín.

Dichas emisiones finales de hollín son el resultado de un balance entre reacciones de formación y oxidación. Han et al. muestran que el uso de inyecciones partidas afecta a ambos procesos. La pausa en el proceso de inyección reduce la cantidad de hollín formado, sin embargo, la oxidación también se deteriora. No obstante, la reducción en la formación es más relevante en casi todos los casos estudiados, produciéndose un balance desfavorable (crecen las emisiones finales de hollín) en el caso de que la masa de combustible inyectada en el segundo pulso sea

grande. La explicación de Han del mecanismo de reducción de hollín asociado al uso de inyecciones partidas se reproduce con mayor detalle a continuación.

Para inyecciones simples, según el modelo conceptual de Dec, el combustible penetra de manera continua hasta la punta del chorro, zona de baja temperatura y de mezcla rica donde se tienen las mayores concentraciones de formación de hollín. Para una inyección partida, el combustible no penetra de manera continua hasta la punta del chorro, sino que la inyección se parte en el tiempo. Después del final del primer pulso la zona de alta concentración de hollín se queda sin aporte de combustible parcialmente oxidado y por tanto se diluye con el gas ambiente, lo cual reduce la formación de hollín. Por su parte, el segundo pulso se inyecta sobre una zona de alta temperatura causada por la combustión del primer pulso, y por tanto se quema rápidamente antes de que se pueda formar la zona de mezcla rica y alta concentración de hollín. La explicación proporcionada por Han es una primera aproximación a la comprensión de la fenomenología física que hay detrás del mecanismo de reducción de hollín con el uso de estrategias de inyección partida. No obstante, dicha explicación es todavía muy dependiente de las condiciones de operación (masas inyectadas en cada pulso y tiempos entre inyecciones) y por tanto poco generalizable.

Continuando con la revisión bibliográfica de los cálculos multidimensionales relacionados con el uso de estrategias de inyección partida, Hasse et al. [40] realizaron un estudio del uso de estrategias de inyección partida con un modelo de cálculo basado en *flamelets* (modelo RIF), extendiendo la resolución computacional a otros tipos de modelos de cálculo más específicos y confirmando de nuevo la posibilidad de reducir las emisiones de hollín con un pequeño incremento en los niveles de NOx. Los autores atribuyen la reducción de hollín a una mejora en el proceso de mezcla al utilizar inyecciones partidas que da como resultado una disminución de las zonas de mezcla rica en cámara, claros precursores de la formación de hollín.

Por su parte, Bakenhus y Reitz [41] extienden la comprensión sobre los mecanismos de reducción de hollín con el uso combinado de estrategias de inyección partida y variaciones en el avance del conjunto de pulsos. Para ello realizan una investigación experimental en un HDDI con el uso de la técnica óptica de visualización llamada de los dos colores. En esta técnica se adquiere tanto la temperatura de llama como un indicador de la cantidad de hollín existente en la llama, factor KL. Bakenhus y Reitz concluyen que el incremento en las emisiones finales de hollín que se produce cuando se retrasa el inicio de la inyección se mitiga con el uso de estrategias de inyección partida por dos motivos: en primer lugar, con inyecciones partidas se interrumpe el proceso de inyección y por tanto se

detiene el continuo enriquecimiento de la parte frontal del chorro. En segundo lugar, el combustible del segundo pulso se inyecta en una mezcla pobre y caliente debido a la combustión del primer pulso, causando que el combustible inyectado en el segundo pulso queme rápida y eficientemente a altas temperaturas, lo que implica altos ratios de oxidación.

Esta explicación va en consonancia con lo inferido por Han et al. [39]. No obstante, el trabajo de Bakenhus y Reitz [41] es experimental y no implica modelo de cálculo y por tanto simplificación alguna. Por otro lado las emisiones de hollín se pueden incrementar drásticamente si el inicio de inyección del conjunto de pulsos que conforma la inyección partida se retrasa unos pocos grados después de su óptimo (*soot catastrophe*).

Extendiendo la revisión del trabajo de otros autores sobre el uso de inyecciones partidas a motores HSDI se tiene que Bianchi et al. [42] realizaron un modelado multidimensional de un motor HSDI Diesel equipado con la segunda generación de inyectores common rail. En particular modelaron los efectos de la inyección partida en las emisiones de NOx y hollín y en las prestaciones de motor, concluyendo que la mejora en NOx es debida al corte que se produce en el proceso de inyección partida de forma que parte del combustible se quema en la expansión con la consiguiente bajada de temperaturas y por tanto de NOx. Por otro lado el descenso en los niveles de hollín viene dado por un mejor aprovechamiento del aire (mayor englobamiento) que da como resultado una mejor oxidación. Concluyen que las estrategias de inyección partida proporcionan grandes mejoras en los niveles de NOx, modestas mejoras en los niveles de hollín y una ligera penalización en las prestaciones del motor, siendo el parámetro clave para optimizar la combustión el mínimo tiempo entre inyecciones.

2.3.4.3 Estrategias de post inyección

Como hecho más relevante, se puede destacar que la post inyección tiene una influencia significativa sobre la reducción de las emisiones finales de hollín. La mayoría de autores asocian esta reducción a una mejora en el proceso de oxidación de hollín.

La explicación para dicha mejora en el proceso de oxidación de hollín parece tener dos vertientes: por un lado hay autores que relacionan la citada mejora con un incremento en la energía turbulenta en la última parte de la combustión, lo cual agiliza el proceso de mezcla [24]. Por el contrario, hay otros autores como Chen et al. [43], quienes piensan que el mecanismo de reducción de hollín por parte de la

post se vincula principalmente con un aumento de la temperatura en la ya citada última fase de la combustión. Dilucidando entre ambas posibilidades, Helmantel et al. [44] encontraron que el incremento en la temperatura tiene un efecto menor sobre la mejora en la oxidación de hollín y que es el aumento de energía turbulenta el fenómeno relevante.

Extendiendo la comprensión de los fenómenos notables asociados a la disminución de hollín por parte de la post, Hotta et al. [45] realizaron un estudio sobre el efecto de la post inyección en las emisiones y prestaciones de los HSDI mediante ensayos en motor, técnicas de visualización y modelado multidimensional para concluir que, de forma general, los efectos importantes de la post inyección sobre los procesos de combustión y emisiones se traducen en una reducción en los niveles de hollín, HC y consumo de combustible debido a que el chorro de la post-inyección se lleva el combustible parcialmente oxidado que queda de la combustión de la inyección principal a la zona del *squish*⁸ en donde se oxida debido a la elevada temperatura del ambiente y al aumento de la mezcla fresca con mayor contenido en oxígeno.

Benajes et al. [46], ampliando el conocimiento de los efectos de la post inyección a los HDDI, concluyeron que la post-inyección es una buena estrategia para reducir hollín manteniendo los niveles de NOx con pequeños incrementos en el consumo de combustible. Atribuyen el mantenimiento en el nivel de NOx a que la temperatura en las primeras fases de la combustión no varía prácticamente respecto a los casos de inyección simple. Por otro lado la disminución de hollín es atribuida a un aumento de la temperatura del final del proceso de combustión que da como resultado una mejor oxidación.

Si bien parece que las emisiones de hollín se reducen y los NOx se mantienen con el uso de la post inyección, lo que sucede con el consumo se puede precisar de la siguiente manera. Si la masa de combustible introducida en la post inyección es pequeña y se inyecta cerca de la inyección principal, no se ve penalización en el consumo debido al efecto de mejora de la combustión por aumento de la energía turbulenta. Por el contrario, cuanto más grande y más retrasado respecto a la inyección principal se inyecte la post, mayor penalización se tendrá en el consumo.

⁸ Hace referencia a la zona entre la culata y el pistón, fuera del bowl.

2.3.4.4 Optimización de las estrategias de inyección múltiple

Como se ha comentado con anterioridad, las estrategias de inyección múltiple presentan un elevado número de grados de libertad sobre los que actuar: número de pulsos en los que se divide el total de la masa inyectada, distancia entre pulsos, duración de cada pulso, presión de inyección.

Adicionalmente al sistema de inyección, en los motores actuales existe una gran cantidad de variables que se han de gestionar, como por ejemplo: la tasa de EGR, la presión de sobrealimentación, etc. La optimización de estas variables para conseguir las mejores prestaciones de motor, junto con las menores emisiones contaminantes posibles, así como el menor consumo de combustible, es una tarea complicada que ha sido objeto de estudio de algunos autores. De esta manera, Montgomery y Reitz [47] realizaron una optimización estadística de los parámetros de operación de un motor HDDI usando el método de superficies de respuesta, demostrando que las emisiones y el consumo se pueden reducir con el uso combinado de estrategias de inyección partida, EGR y sobrealimentación flexible. Los citados autores encontraron que la distribución óptima de masas de combustible depende de la carga. Para bajas cargas parece ser más interesante el uso de pulsos de mayor tamaño en la primera inyección mientras que para medias cargas resulta más interesante disponer de más masa de combustible en el segundo pulso.

Por otro lado, Hiroyasu et al. [48] presentan un código computacional que incorpora un algoritmo genético para resolver problemas de optimización multi-objetivo, de tal forma que muestran la posibilidad de reducir las emisiones contaminantes sin incremento en el consumo de combustible, únicamente, optimizando la tasa de EGR y las estrategias de inyección múltiple. Por último, Liu et al. [49] investigan mediante simulaciones numéricas la optimización de estrategias de inyección múltiple (5 pulsos) junto con otros parámetros de motor como son el *swirl*, la tasa de EGR y la presión de sobrealimentación de un motor HSDI en cuanto a emisiones y prestaciones a partir del uso del código comercial KIVA-3V acoplado con un algoritmo genético, obteniendo como resultado que con estrategias de inyección múltiple, la combustión tradicional Diesel localizada cerca del PMS, proporcionan una pequeña ventaja en cuanto prestaciones respecto a nuevos modos de combustión.

2.3.4.5 Uso de estrategias de inyección múltiple en los nuevos conceptos de combustión LTC

Como se ha mencionado a lo largo de toda la revisión bibliográfica, tanto los NO_x como el hollín son las emisiones principales que acarrea la combustión convencional controlada por mezcla, característica de los motores diesel. En la literatura se ha constatado que las estrategias de inyección múltiple en sí mismas son un buen camino para reducir conjuntamente las emisiones de NO_x y hollín.

Por otro lado, en los últimos tiempos, se han desarrollado nuevos conceptos de combustión diesel que promueven una combustión premezclada pobre que disminuye o incluso evita las reacciones que conducen a la formación de NO_x gracias a una gran reducción de las temperaturas de llama, y adicionalmente evitan la formación de hollín por la ausencia de dosados locales ricos. Este concepto de combustión con baja temperatura de combustión y condiciones de dosado pobre se conocen ampliamente con el nombre de LTC, *Low Temperature Combustion*.

Sin pretender proporcionar una explicación extensa de la evolución espacial del combustible en este nuevo tipo de combustión, se van a resaltar las diferencias más relevantes respecto a la estructura de un chorro estacionario en combustión por difusión convencional con el objeto de hacer más entendible los efectos beneficiosos y/o nocivos que pueden tener las estrategias de inyección múltiple sobre este tipo de combustión.

Para ello se va a realizar una breve comparación de este nuevo modelo conceptual desarrollado por Musculus y Cicone [50][51] en condiciones estacionarias frente al de combustión convencional desarrollado por Dec, el cual ha sido ya referenciado. Así pues, como se observa en la figura 2.6, se tienen las siguientes diferencias: por un lado la penetración del chorro líquido es mayor para las combustiones LTC, lo que es debido a las bajas condiciones de temperatura y densidad que se tienen en cámara a la hora de realizar la inyección del combustible, y que se puede traducir en incrementos de las emisiones de HC y PM por mojado de pared. Por otro lado, justo después de la primera etapa de autoencendido y a lo largo de toda la sección del chorro se tiene una mezcla mucho más pobre para las combustiones LTC que para las combustiones convencionales. En [50] se justifica esta circunstancia debido a la presencia de OH a lo largo de toda la citada región.

Para completar las diferencias entre los modelos, se puede decir que la longitud del chorro estacionario en reacción para una LTC también es mayor que

para el caso de combustión convencional, llegando incluso a la pared del *bowl*⁹ debido a las ya referidas bajas condiciones de temperatura.

Adicionalmente, si para el modelo de Dec la mayor concentración de hollín se presenta en un solo vórtice frontal del chorro, para el modelo de Musculus dicho vórtice frontal aparece dividido en dos regiones diferentes y con niveles de concentración de hollín menores.

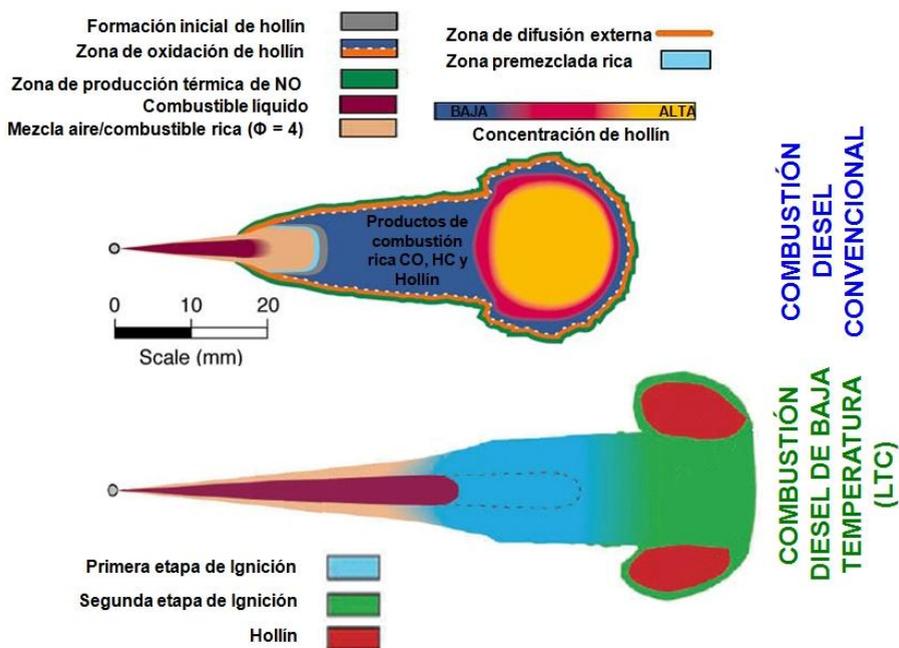


Figura 2.6. Comparación de los modelos conceptuales de combustión convencional y LTC en condiciones estacionarias. Adaptada de Musculus [50] y De Rudder [52].

Las combustiones LTC implican dos procesos fundamentales: por un lado la formación de una mezcla homogénea, y por otro lado, un proceso de autoencendido para dicha mezcla homogénea. En sentido práctico ninguno de estos dos procesos es fácil de conseguir, al menos con una estrategia de inyección simple.

⁹ Cavidad labrada en el pistón que hace las veces de cámara de combustión.

Las diferentes alternativas comúnmente adoptadas para la formación de una mezcla homogénea pobre de baja temperatura son de dos tipos [52]: una primera estrategia en donde el combustible se mezcla con el aire antes de entrar en la cámara de combustión denominadas como HCCI¹⁰ y un segundo tipo de estrategias en donde para conseguir una formación de la mezcla homogénea el combustible es inyectado directamente en la cámara de combustión. Este último tipo de estrategias viene altamente determinada por el inicio y la duración de la inyección, destacando:

- *Estrategias de inyección temprana, “early in-cylinder direct injection”*: en donde el combustible se inyecta directamente en la cámara de combustión durante la carrera de compresión en ángulos avanzados o muy avanzados respecto al PMS [53]-[62].
- *Estrategias de inyección tardía, “late in-cylinder direct injection”* en donde el combustible se inyecta directamente en la cámara de combustión durante la carrera de expansión en ángulos retrasados o muy retrasados respecto al PMS [62][63].

La combustión homogénea conseguida mediante la estrategia del tipo HCCI, de acuerdo con el estado del arte [52], no es una alternativa real a la combustión por difusión convencional debido a su limitación en cuanto a rendimiento indicado, altas emisiones de hidrocarburos sin quemar y un alto ruido inducido por la combustión. Así mismo el control sobre el inicio de la combustión no está ligado directamente al inicio de la inyección y produce una liberación de energía inestable lo cual limita su uso a bajas cargas de operación.

Comparado con la estrategia HCCI, las estrategias *de inyección directa en cámara*, independientemente de su inicio de inyección (*early, late*), son compatibles con el concepto de combustión convencional en los llamados “*dual mode*”. En estos sistemas, en los rangos de operación de motor de baja carga se tiene una combustión premezclada homogénea, conseguida por una inyección temprana (*early injection*) o tardía (*late injection*) y en los rangos de operación de media y alta carga se tiene un combustión por difusión convencional por medio de una inyección tradicional cercana al PMS.

Sin embargo, este tipo de combustiones duales también presentan desventajas. Tanto para las estrategias de inyección temprana, (*early*) como para

¹⁰ Homogeneous Charge Compression Ignition.

las estrategias de inyección tardía, (*late*) se tiene una menor disponibilidad de tiempo para realizar la premezcla homogénea pobre que con el uso de una estrategia HCCI, por lo que las emisiones de hollín y NO_x no son tan bajas como para un HCCI aunque sí se consiguen niveles mucho menores que con estrategias de combustión convencional. Adicionalmente, con el uso de estrategias *early* [64][65], durante la etapa de premezcla se puede tener mojado de pared y dilución del combustible con aceite debido al avanzado inicio de inyección respecto al PMS.

En este contexto es donde algunos fenómenos asociados a las estrategias de inyección múltiple cobran especial importancia, ya sea para conseguir una mejor homogeneización durante la fase premezclada o ya sea para optimizar la combustión por difusión reduciendo de esta forma las emisiones de CO e hidrocarburos sin quemar y aumentando el rendimiento indicado. Por ejemplo el uso de estrategias de inyección múltiple se puede utilizar para limitar la penetración del chorro. En efecto, si la inyección se parte en varios pulsos de inyección cortos la punta del chorro penetrará menos que si se inyecta la misma cantidad de combustible en una sola inyección, lo que disminuye el mojado de pared y la dilución del aceite [65]. Se destacan como ejemplos de la aplicación de estrategias de inyección múltiple en condiciones LTC las siguientes estrategias: Muldic[55][56], Himics [59][60], Split PCI [58], UNIBUS[53][54][57][61].

2.4 Planteamiento de la tesis

En la presente sección se va a presentar una síntesis acerca de los efectos que tiene el uso de estrategias de inyección múltiple sobre el proceso de combustión así como del enfoque que han tenido los diferentes autores a lo largo del tiempo respecto al uso de la mencionada estrategia. Tras esto se justifica la motivación y los objetivos de la tesis junto con la metodología que se ha pensado para abordar los objetivos planteados. Toda esta filosofía de trabajo en su conjunto conforma el planteamiento de la presente tesis.

2.4.1 Conclusiones de la revisión bibliográfica

Como se ha visto a lo largo del presente capítulo, el proceso de inyección / combustión diesel, incluso para una estrategia de inyección simple, es un proceso complejo en el que interactúan una gran cantidad de fenómenos fisicoquímicos diferentes. Los procesos físicos (atomización, englobamiento del aire y evaporación) están controlados por mezcla, y se hace lícito plantear el análisis del

chorro diesel a partir del chorro gaseoso, tanto en condiciones inertes como reactivas. Así mismo dichos fenómenos físicos quedan acoplados a los químicos una vez se ha producido el autoencendido de la mencionada mezcla, puesto que la liberación de calor inherente a la reacción química modifica las condiciones termodinámicas locales del chorro. El proceso de combustión diesel tiene un carácter fuertemente transitorio debido a la propia naturaleza del chorro. No obstante, el modelo conceptual de llama más ampliamente aceptado por la comunidad científica es únicamente válido desde el inicio de la fase de combustión por difusión hasta el final del proceso de inyección, es decir, es válido durante el estacionario en que la llama se autosustenta. Este modelo deja entrever que, en primera aproximación, las zonas donde se favorece el proceso de oxidación del hollín son, por el contrario, las zonas con condiciones ideales para la formación de NO.

Con el uso de estrategias de inyección múltiple, el proceso de inyección se divide en dos o más partes, con lo que parece evidente pensar que el proceso de combustión todavía es más complejo que para el caso de una estrategia de inyección simple, ya que aparece un fenómeno adicional: la interacción entre los diferentes procesos fisicoquímicos asociados a cada pulso que conforman la estrategia de inyección. Dicha interacción es más evidente cuanto más cerca entre sí estén colocados los pulsos, e implica que las condiciones ambientales sobre las que se inyecta un pulso son diferentes a las correspondientes al pulso de inyección precedente.

Los cambios que induce el pulso de inyección precedente sobre las condiciones ambientales, tienen efectos antagonistas sobre el proceso de englobamiento del aire. Por un lado, crea un incremento en la cantidad de movimiento en la dirección axial en el gas ambiente en el que es inyectado debido a un decremento en la resistencia a la penetración en el ambiente, *drag*. El principal fenómeno físico asociado a este cambio en las condiciones ambientales es la disminución de la velocidad relativa entre el spray y el gas ambiente para el pulso posterior a la citada inyección precedente. Dicha disminución en la velocidad relativa, da lugar a incrementos en el diámetro de las gotas y en la penetración del spray, y por tanto a decrementos en los niveles de englobamiento del aire. Por otro lado, el pulso de inyección precedente genera un incremento en el nivel de turbulencia existente sobre el que se va a inyectar el pulso posterior. Dicho incremento de turbulencia es lo que hace que los procesos de englobamiento del aire y evaporación se puedan mejorar. El balance final sobre el proceso de englobamiento de aire es dependiente tanto de la separación entre pulsos como de la distribución de masas en cada pulso. Si adicionalmente, el ambiente es reactivo, el nivel de pre-turbulencia que induce el primer pulso y el reducido efecto del

enfriamiento del aire vía calor latente de evaporación debido a la reducida cantidad de masa de dicho pulso (se tienen temperaturas altas que aumentan las tasas de reacción química) promueven tiempos de retraso al autoencendido más pequeños que con el uso de una estrategia de inyección simple, apareciendo el mismo más cerca del inyector. De forma complementaria, partir la inyección en el tiempo no genera como resultado necesariamente una duración de la combustión más larga, especialmente cuando la separación entre pulsos es pequeña. No obstante esta conclusión se ha de tomar con cautela porque no hay excesivo acuerdo al respecto.

Respecto a la aplicación de estrategias de inyección múltiple en un motor diesel operando con estrategias de combustión convencional se puede decir que de forma general su utilización va encaminada a la reducción de las emisiones contaminantes más importantes para los diesel en su modo de combustión por difusión, es decir, NO_x y hollín. Comparando un caso de inyección simple con el mismo SoI, tanto las estrategias de inyección partida como las de post inyección mejoran los *trade-offs* Hollín / NO_x. Para las citadas estrategias, las evoluciones de las temperaturas en cámara son idénticas hasta la última fase de la combustión en donde la temperatura del caso con inyección partida o post inyección es claramente superior al caso de inyección simple. Puesto que la formación de NO por vía térmica se da en las primeras fases de la combustión, las emisiones de NO_x no se ven prácticamente alteradas. Por el contrario al elevar la temperatura, se mejora el proceso de oxidación de los productos parcialmente quemados, y consecuentemente se tiene una reducción en las emisiones de hollín. No obstante, existe otro mecanismo adicional asociado al uso de post inyección por el cual se produce un incremento en la oxidación de hollín, que es el incremento en la energía turbulenta introducido por el pulso post en la última parte de la combustión, lo cual mejora el proceso de mezcla. Si bien parece que las emisiones de hollín se reducen y los NO_x se mantienen con el uso de la post inyección, lo que sucede con el consumo se puede explicar de la siguiente manera. Si la masa de combustible introducida en la post inyección es pequeña y se inyecta cerca de la inyección principal, no se ve penalización en el consumo debido al efecto de mejora de la combustión por aumento de la energía turbulenta. Por el contrario, cuanto más grande y más retrasado respecto a la inyección principal se inyecte la post, mayor penalización se tendrá en el consumo. Por su parte, el uso de estrategias de inyección piloto va más encaminado a la mejora del confort, ya que su uso proporciona una reducción del ruido inducido por la combustión.

Por otro lado la aplicación de estrategias de inyección múltiple en un motor diesel operando con nuevos conceptos de combustión va orientada a resolver la problemática asociada a dichos nuevos conceptos (disponibilidad de tiempo para realizar la premezcla homogénea pobre, mojado de pared y dilución del

combustible con aceite...), de tal forma que explotando algunos fenómenos asociados a las estrategias de inyección múltiple se consigue una mejor homogeneización durante la fase premezclada pobre o se optimiza la combustión por difusión (*modos duales*), reduciendo de esta forma las emisiones de hidrocarburos sin quemar, aumentando el rendimiento indicado y manteniendo los niveles de NOx y hollín muy bajos, característicos de este tipo de combustiones.

Atendiendo a la literatura revisada se puede decir que la mayoría de los estudios realizados con estrategias de inyección múltiple se enmarcan en un plano tecnológico, es decir, son estudios de optimización de motor para conseguir las mejores prestaciones junto con las menores emisiones contaminantes posibles así como el menor consumo de combustible. Este tipo de enfoque se justifica, en parte, debido a la problemática asociada a la gestión del creciente número de variables que intervienen al realizar estrategias de inyección múltiple (presión de inyección, número de pulsos en los que se divide el total de la masa inyectada, distancia entre pulsos, duración de cada pulso) y, en parte, por el necesario cumplimiento de una normativa anticontaminante cada vez más restrictiva que se ha traducido en que a lo largo de las últimas décadas el criterio de diseño preponderante para los motores diesel haya sido la reducción de emisiones contaminantes.

Esta orientación en el uso de las estrategias de inyección múltiple anteriormente descrita tiene como inconveniente principal que deja de lado un tratamiento más científico de los resultados obtenidos. Es decir, implica que los complejos fenómenos fisicoquímicos relacionados con los procesos de inyección, combustión y emisiones anteriormente descritos son tratados casi como una “caja negra” en donde lo importante es optimizar una configuración de las variables de entrada (estrategia de inyección múltiple) que proporcione las variables de salida deseadas (resultados de emisiones y prestaciones requeridos) sin profundizar en los mecanismos que relacionan dichas variables de entrada y salida, o en el caso de hacerlo, realizarlo por medio de variables muy motorísticas y muy poco físicas, altamente dependientes de las condiciones de operación.

Por ejemplo, un fenómeno altamente interesante con el uso de estrategias de inyección partida en el marco de las combustiones por difusión convencionales es una presunta reducción en la duración de la combustión (EoC-SoC) en comparación con estrategias de inyección simple. No obstante, debido al enfoque tecnológico con el que se llevaron a cabo los ensayos hasta llegar al citado resultado, éste se ha de tomar con cierta cautela. Lo relevante para los autores [28] era conseguir las mismas prestaciones de motor que en un caso de estrategia de inyección simple, es decir, se realizaron los ensayos a carga de motor constante y no a iso-masa inyectada en donde los resultados obtenidos ciertamente sí que

hubieran sido reveladores. A pesar de tener entre manos un fenómeno altamente atractivo, los autores del estudio no se plantearon el poner condiciones no realistas de motor que ayudasen a comprender mejor las implicaciones que pudiera acarrear este fenómeno (incrementos en los niveles de englobamiento del aire y/o de la energía turbulenta) sino que se dedicaron a estudiar los efectos que tenían sobre el citado fenómeno, la variación del número de pulsos, la distancia entre pulsos, la distribución de masas en cada pulso, etc con el fin de optimizar sus posibles beneficios, llegando a la única conclusión de que el resultado era altamente dependiente de las condiciones de operación anteriormente nombradas.

Otro ejemplo que se puede comentar en este sentido es el tratamiento de la reducción en las emisiones de hollín al utilizar estrategias de inyección partida o post inyección. Según la literatura revisada las emisiones finales de hollín son el resultado de un balance entre reacciones de formación y oxidación.

Si bien algunos autores [39][41] sí que se han preocupado de profundizar en cierta medida sobre cuáles son los fenómenos físicos involucrados en la citada reducción de emisiones finales de hollín concluyendo que el uso de estrategias de inyección partida o post afectan más al proceso de oxidación que al de formación (al menos en condiciones de combustión por difusión convencionales). La mayoría de autores, por el contrario, lo que han propuesto es aprovechar esa mejora en la reducción de emisiones de hollín, para conjugarla con otras estrategias como son el retraso en el inicio de inyección o el incremento en la tasa de EGR para conjuntamente reducir los niveles de NOx y conseguir una mejora del trade-off NOx / hollín. De nuevo con este enfoque tecnológico, se deja de lado la comprensión de los cambios introducidos con el uso de estrategias de inyección múltiple en los mecanismos de formación y reducción de emisiones de hollín.

Todo lo anteriormente expuesto hace que hasta el momento, la mayor parte de los trabajos realizados con el uso de estrategias de inyección múltiple estén limitados a la consecución de una optimización de prestaciones y emisiones de motor.

Por otro lado, parece que de forma general las tendencias futuras respecto a los nuevos modos de combustión van encaminadas hacia combustiones de baja temperatura, LTC. En este tipo de combustiones, donde las temperaturas para la oxidación de los productos parcialmente oxidados y el hollín son realmente bajas, cobra especial relevancia el conocimiento de los procesos de formación de emisiones (sobretudo del hollín) respecto a los procesos de reducción de los mismos.

2.4.2 Objetivos de la tesis

Con el fin de paliar las limitaciones implícitas en los trabajos previos revisados referentes al uso de estrategias de inyección múltiple, en el presente trabajo se pretende realizar un extenso análisis cuyo objetivo principal es **contribuir** a una mejor comprensión de los fenómenos (principalmente físicos) involucrados en los procesos de inyección, combustión y emisiones contaminantes con el uso de las citadas estrategias de inyección. De manera concreta, se pretende:

- **Caracterizar** las contribuciones de las estrategias de inyección múltiple sobre las diferencias encontradas en el proceso de mezcla/combustión con respecto a una inyección simple, con el objeto de **esclarecer** si la mejora en el proceso de mezcla constatada a lo largo de la literatura se puede traducir verdaderamente en una reducción de la duración de la combustión por difusión, de tal forma que se pueda **dar luz** sobre cuáles son los fenómenos físicos relevantes que rigen tal proceso.
- **Ampliar** el conocimiento de los procesos de formación de hollín, incluyendo condiciones asociadas a combustiones de baja temperatura a través del uso de estrategias de inyección múltiple.

Con el fin de cumplir estos objetivos se ha de diseñar y seguir una metodología general de trabajo que se pasa a detallar a continuación.

2.4.3 Metodología de la tesis

Cabe recordar que para estrategias de inyección múltiple, el número de grados de libertad crece proporcionalmente con el número de pulsos a inyectar. Puesto que el objetivo principal de la presente tesis no es en ningún caso optimizar los procesos de combustión y emisiones, parece lícito pensar que cuanto más simplificada sea la estrategia de inyección múltiple a estudiar, más sencillo será poder sacar conclusiones. Así pues, atendiendo a lo revisado en la literatura la estrategia de post inyección tiene efectos importantes de mejora sobre los procesos de mezcla / combustión y emisiones que van en consonancia con los objetivos marcados, con lo que el presente trabajo se centrará en dicha estrategia.

De manera general, la tesis se va a estructurar en dos etapas diferenciadas, interrelacionadas y necesarias para la consecución de los objetivos anteriormente citados.

Una primera fase inicial, en donde se va a realizar un estudio exploratorio del proceso de combustión y emisiones con el uso de una estrategia de post inyección de tal manera que se podrá corroborar o desmentir los resultados importantes que ya han sido destacados en la literatura y, si es el caso, poner de relevancia algún fenómeno interesante y novedoso, en cuanto a:

- la mejora en los procesos de mezcla / combustión con el uso de estrategias de post inyección.
- la reducción de emisiones (sobre todo hollín) con el uso de estrategias de post inyección.

Y una segunda fase, mucho más extensa, en donde se va a profundizar en cada uno de los fenómenos descubiertos y/o constatados con la literatura en las dos vías anteriormente mencionadas:

- Por un lado se va a ahondar en el conocimiento de procesos de formación de la mezcla y reducción de la duración de la combustión por difusión. El planteamiento que se va a seguir consiste en ir de lo más simplificado a lo más realista. Los fenómenos de formación de la mezcla para una inyección simple en condiciones cuasi-estacionarias son más o menos conocidos. Por el contrario, para el transitorio inicial del proceso de inyección no está tan claro. Puesto que al realizar estrategias de post inyección se potencia el carácter no estacionario del chorro, dichos transitorios todavía van a cobrar un carácter más relevante. Así pues, antes de abordar la comprensión del proceso de formación de la mezcla con post inyecciones, parece interesante realizar un estudio preliminar del proceso de formación de la mezcla durante el transitorio inicial con el uso de una estrategia de inyección simple con el fin de ampliar el conocimiento de los posibles efectos beneficiosos y/o nocivos del citado transitorio con el uso de post inyecciones. Puesto que la fenomenología implicada es muy compleja, se va a desarrollar este estudio en las condiciones más simplificadas posibles, es decir, en chorro libre. Con lo aprendido en este estudio previo, se va a abordar el estudio de comprensión de formación de la mezcla con post inyecciones. Puesto que el proceso todavía es más complejo que con una inyección simple (interacción entre pulsos), parece también recomendable estudiarlo en

las mismas condiciones simplificadas anteriormente mencionadas. Una vez llegados a este punto, se tendrá una visión de qué sucede con el proceso de formación de la mezcla cuando se usan post inyecciones. Tras esto, se pretende evaluar cómo afectan los cambios vistos en el proceso de formación de la mezcla al proceso de combustión en condiciones reactivas simplificadas.

- Por otro lado se va a ampliar el conocimiento de los fenómenos físicos relacionados con la formación de hollín incluso en condiciones de baja temperatura. Como es bien conocido, las emisiones finales de hollín son el resultado de un balance entre los procesos de formación y oxidación, los cuales son difícilmente desligables entre sí para un mismo instante. Para mitigar este problema y poder realizar un análisis únicamente del proceso de formación de hollín se van a seleccionar unas condiciones de operación de motor de tal forma que el proceso de oxidación sea prácticamente despreciable y en consecuencia las emisiones finales de hollín sean en su mayor parte debido a su proceso de formación. Una vez obtenidos los resultados experimentales, se procederá a un estudio analítico de las diferentes variables físicas que entran en juego en dicho proceso.

A pesar de parecer evidente, cabe resaltar que las diferentes metodologías anteriormente expuestas requieren del uso conjunto de herramientas teóricas y experimentales que serán descritas en el capítulo 3.

De forma general, el planteamiento que se ha utilizado en el presente trabajo con el objetivo de abordar el análisis y comprensión de los procesos de combustión y formación de emisiones con post inyección en los motores diesel DI, permite evitar las limitaciones de otros tipos de aproximaciones al problema. Además, se pretende incrementar el conocimiento acerca de la combustión diesel DI, con lo que se espera contribuir a avanzar un poco más en la comprensión de los fenómenos de combustión de los motores diesel DI.

2.5 Bibliografía

- [1] Arrègle, J. (1997). *Análisis de la estructura y dinámica interna de chorros Diesel*. Valencia: Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos.

- [2] Correas, D. (1998). *Estudio teórico-experimental del chorro libre Diesel isoterma*. Valencia: Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos.
- [3] Smallwood, G. J., & Gülder, Ö. L. (2000). Views on the Structure of Transient Diesel Sprays. *Atomization and Sprays*, Vol. 10, pp. 355-386.
- [4] Levy, N., Amara, S., Champoussin, J.C., & Guerrassi, N. (1997). Non-reactive Diesel Spray Computations Supported by PDA Measurements. *SAE Paper 970049*.
- [5] García, J. M. (2006). *El proceso de combustión turbulenta de chorros diesel de inyección directa*. Barcelona: Editorial Reverté S.A.
- [6] Siebers, D. (1998). Liquid-phase fuel penetration in Diesel sprays. *SAE Paper 980809*.
- [7] Siebers, D. (1999). Scaling Liquid-Phase Fuel Penetration in Diesel Sprays Based on Mixing-Limited Vaporization. *SAE Paper 1999-01-0528*.
- [8] Verhoeven, D., Vanhemelryck, J., & Baritaud, T. (1998). Macroscopic and ignition characteristic of high-pressure spray of single component fuels. *SAE Paper 981069*.
- [9] Versaevel, P., Motte, P., & Wieser, K. (2000). A new 3D model for vaporizing Diesel sprays based on mixing-limited vaporization. *SAE Paper 2000-01-0949*.
- [10] Heywood, J. (1988). *Internal combustion engines fundamentals* (1ª edición). Estados Unidos: McGraw-Hill Inc.
- [11] Taylor, C. (1994). *The Internal Combustion Engine in Theory and Practice*. The M.I.T. Press.
- [12] Molina, S. (2005). *Influencia de los parámetros de inyección y la recirculación de gases de escape sobre el proceso de combustión en un motor diesel*. Barcelona: Editorial Reverté S.A.
- [13] Plee, S., & Ahmad, T. (1983). Relative roles of Premixed and Difussion Burning in Diesel Combustion. *SAE Paper 831733*.
- [14] Fenollosa, C. (2005). *Modelado fenomenológico del proceso de combustión por difusión diesel*. Barcelona: Editorial Reverté S.A.
- [15] Dec, J. E. (1997). A Conceptual Model of DI Diesel Combustion Based on Laser-Sheet Imaging. *Transactions of the SAE*, Vol.106, pp.1319-1348. *SAE Paper 970873*.

- [16] Flynn, P., Durrett, R., Hunter, G., Loye, A., Akinyemi, O., Dec, J., y otros. (1999). Diesel Combustion: An Integrated View Combining Laser Diagnostics, Chemical Kinetics and Empirical Validation. *SAE Paper 1999-01-0509*.
- [17] Amagai, K., Hashimoto, Y., & Arai, M. (1999). Ignition and combustion characteristics of two-stage injection diesel spray. *Transactions of JSAE* , Vol.20, pp.401-411.
- [18] Arai, M., & Amagai, K. (1997). Dynamic Behaviour of Multi-Stage Injection Diesel Spray. *SAE Paper 970044*.
- [19] Arai, M., & Amagai, K. (1994). Experimental study in diesel spray multi-stage injection. *Comodia*.
- [20] Park, S., Suh, H., & Lee, C. (2005). Effects of a split injection on spray characteristics for a common-rail type diesel injection system. *International Journal of Automotive Technology*, Vol.6, pp.315-322.
- [21] Lee, C., Lee, K., Reitz, R., & Park, S. (2006). Effect of split injection on the macroscopic development and atomization characteristics of diesel spray injected through a common rail system. *Atomization and Sprays* , Vol.16, pp.543-562.
- [22] Zhang, Y., Ito, T., & Nishida, K. (2001). Characterization of mixture formation in split-injection diesel sprays via laser absorption (LAS) technique. *SAE Paper 2001-01-3498*.
- [23] Zhang, Y., Nishiwaki, K., & Yoshizaki, T. (2001). Characterization of droplets and vapour concentration distributions in split injection diesel sprays by processing UV and visible images . *Comodia*.
- [24] Ehleskog, R. (2007). *The influence of multiple injections on combustion-an experimental investigation*. Göteborg: Chalmers University of Technology, Department of Applied Mechanics.
- [25] Rente, T., Golovitchev, V., & Denbratt, I. (2001). Effect of injections parameters on auto-ignition and soot formation in diesel sprays. *SAE Paper 2001-01-3687*.
- [26] Rente, T., Golovitchev, V., & Denbratt, I. (2001). Numerical study of n-heptane spray auto-ignition at different levels of pre-ignition turbulence. *Comodia* .
- [27] Zhang, Y., & Nishida, K. (2003). Vapor/liquid behaviours in split-injection D.I. diesel sprays in a 2-D model combustion chamber. *SAE Paper 2003-01-1837*.

- [28] Ehleskog, R., Golovitchev, V., Denbratt, I., Andersson, S., & Rinaldini, C. (2006). Experimental and Numerical Investigation of Split Injections at Low Load in an HDDI Diesel Engine Equipped with a Piezo Injector. *SAE Paper 2006-01-3433*.
- [29] Ehleskog, R., Ochotorena, R., & Andersson, S. (2007). Effects of Multiple Injections on Engine Out Emissions Levels Including Particulate Mass from HSDI Diesel Engine. *SAE Paper 2007-01-0910*.
- [30] Stone, R. (1999). *Introduction to internal combustion engines*. Macmillan.
- [31] Park, C., Kook, S., & Bae, C. (2004). Effects of multiple injections in a HSDI diesel engine equipped with common rail injections system. *SAE Paper 2004-01-0127*.
- [32] Zhang, L. (1999). A Study of Pilot Injection in a DI Diesel Engine. *SAE Paper 1999-01-3493*.
- [33] Beatrice, C., Belardini, P., Bertoli, C., Lisbona, M., & Rossi, G. (2002). Diesel combustion control in common rail engines by new injection strategies. *International Journal of Engine Research*, Vol.3, pp.23-25.
- [34] Sher, E. (1998). *Handbook of air pollution from internal combustion engines pollutant formation and control*. Boston: Academic Press.
- [35] Ricaud, J., & Lavoisier, F. (2004). Optimizing the multiple injection settings on an HSDI diesel engine. *Proceedings of the 3rd IMechE Automobile Division Southern Centre Conference on Total Vehicle Technology: finding the radical, implementing the practical*, pp.123-153.
- [36] Nehmer, D., & Reitz, R. (1994). Measurement of the Effect of Injection Rate and Split Injections on Diesel Engine Soot and NOx Emissions. *SAE Paper 940668*.
- [37] Tow, T., Pierpont, A., & Reitz, R. (1994). Reducing Particulate and NOx Emissions by Using Multiple Injections in a Heavy Duty D.I. Diesel Engine. *SAE Paper 940897*.
- [38] Pierpont, D., Montgomery, D., & Reitz, R. (1995). Reducing Particulate and NOx Using Multiple Injections and EGR in Diesel Engine. *SAE Paper 950217*.
- [39] Han, Z., Uludogan, A., Hampson, G., & Reitz, R. (1996). Mechanism of Soot and NOx Emissions Reduction Using Multiple Injections in a Diesel Engine. *SAE Paper 960633*.

- [40] Hasse, C., Barths, H., & Peters, N. (1999). Modelling the Effect of Split Injections in Diesel Using Representative Interactive Flamelets. *SAE Paper 1999-01-3547*.
- [41] Bakenhus, M., & Reitz, R. (1999). Two Color Combustion Visualization of Single and Split Injections in a Single Cylinder Heavy Duty D.I. Diesel Engine Using an Endoscope Based Imaging System. *SAE Paper 1999-01-1112*.
- [42] Bianchi, G., Pelloni, P., Corcione, F., & Luppino, F. (2001). Numerical Analysis of Passenger Car HSDI Diesel Engines with the 2nd Generation of Common Rail Injection Systems: The Effect of Multiple Injections on Emissions. *SAE Paper 2001-01-1068*.
- [43] Chen, S. (2000). Simultaneous Reduction of NO_x and Particulate Emissions by Using Multiple Injections in a Small Diesel Engine. *SAE Paper 2000-01-3084*.
- [44] Helmantel, A., Somhorst, J., & Denbratt, I. (2003). Visualization of the effects of post injection and swirl on the combustion process of a passenger car common rail DI diesel engine. *ICES 2003-622. ASME* .
- [45] Hotta, Y., Inayoshi, M., Nakakita, K., Fujiwara, K., & Sakata, I. (2005). Achieving Lower Exhaust Emissions and Better Performance in an HSDI Diesel Engine with Multiple Injection. *SAE Paper 2005-01-0928*.
- [46] Benajes, J., Molina, S., & García, J.M. (2001). Influence of Pre and Post Injection on the Performance and Pollutant Emissions in a HD Diesel Engine. *SAE Paper 2001-01-0526*.
- [47] Montgomery, D., & Reitz, R. (2001). Effects of Multiple Injections and Flexible Control Boost and EGR on Emissions and Fuel Consumption of a Heavy Duty Diesel Engine. *SAE Paper 2001-01-0195*.
- [48] Hiroyasu, H., Hiroyasu, T., Miki, M., Jamiura, J., & Watanabe, S. (2003). Genetic Algorithms Optimization of Diesel Engine Emissions and Fuel Efficiency with Air Swirl, EGR, Injection Timing and Multiple Injections. *SAE Paper 2003-01-1853*.
- [49] Liu, Y., & Reitz, R. (2005). Optimizing HSDI Diesel Combustion and Emissions Using Multiple Injection Strategies. *SAE Paper 2005-01-0212* .
- [50] Musculus, M. (2006). Multiple Simultaneous Optical Diagnostic Imaging of Early Injection Low-Temperature Combustion in a Heavy Duty Diesel Engine. *SAE Paper 2006-01-0079*.

- [51] Sandia Corporation. (2005). Imaging of advanced low-temperature diesel combustion. *CRF News*, Vol. 27 (n° 05), pp.2.
- [52] De Rudder, K. (2007). *An approach to low temperature combustion in a small HSDI diesel engine*. Valencia: Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos.
- [53] Akihama, K., Takatori, Y., & Inagaki, K. (2001). Mechanism of the Smokeless Rich Diesel Combustion by Reducing Temperature. *SAE Paper 2001-01-0655*.
- [54] Gill, K., Marriner, C., Sison, K., & Zhao, H. (2005). In-Cylinder Studies of Multiple Diesel Fuel Injection in a Single Cylinder Optical Engine. *SAE Paper 2005-01-0915*.
- [55] Hashizume, T., Miyamoto, T., Akagawa, H., & Tsujimura, K. (1998). Combustion and Emission Characteristics of Multiple Stage Diesel Combustion. *SAE Paper 980505*.
- [56] Hashizume, T., Miyamoto, T., Akagawa, H., & Tsujimura, K. (1999). Emission characteristics of a MULDIC combustion diesel engine: effects of EGR. *Transactions of the JSAE*, Vol.20, pp.428-430.
- [57] Hildingsson, L., Persson, H., Johansson, B., Collin, R., Nygren, J., Richter, M. (2005). Optical Diagnostics of HCCI and UNIBUS Using 2-D PLIF of OH and Formaldehyde. *SAE Paper 2005-01-0175*.
- [58] Okude, K., Mori, K., Shiroh, S., & Moriya, T. (2004). Premixed Compression Ignition (PCI) Combustion for Simultaneous Reduction of NOx and Soot in Diesel Engine. *SAE Paper 2004-01-1907*.
- [59] Suzuki, T., Kakegawa, T., Hikino, K., & Obata, A. (1997). Development of Diesel Combustion for Commercial Vehicles. *SAE Paper 972685*.
- [60] Suzuki, T., Yokata, H., Kudo, Y., Nakajima, H., & Kakewaga, T. (1997). A New Concept for Low Emission Diesel Combustion. *SAE Paper 970891*.
- [61] Yanagihara, H. (2002). A study on combustion structure of premixed compression ignition diesel engines. *Proceedings of the Thiesel 2002. Conference on Thermo and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines*, pp.111.
- [62] Kimura, S., Aoki, O., Ogawa, H., & Muranaka, S. (1999). New Combustion Concept for Ultra-Clean and High-Efficiency Small DI Diesel Engines. *SAE International, SAE Paper 1999-01-3681*.

- [63] Kimura, S., Ogawa, H., Matsui, Y., & Enomoto, Y. (2002). An experimental analysis of low-temperature and premixed combustion for simultaneous reduction of NO_x and particulate emissions in direct injection diesel engines. *International Journal of Engine Research* , Vol.3, pp.249-259.
- [64] Benajes, J., Molina, S., Novella, R., & Arthozoul, S. (2008). Advanced Injection Strategies to Attain Partially Premixed Combustion Process in a Heavy Duty Diesel Engine. *SAE Paper 2008-01-642*.
- [65] Dronniou, N., Lejeune, M., Balloul, L., & Higelin, P. (s.f.). Combination of High EGR Rates and Multiple Injection Strategies to Reduce Pollutant Emissions. *SAE Paper 2005-01-3726*.
- [66] Helmantel, A., & Denbratt, I. (2004). HCCI Operation of a Passenger Car Common Rail DI Diesel Engine with Early Injection of Conventional Diesel Fuel. *SAE Paper 2004-01-0935*.

Capítulo 3

Fuentes de información experimental y teórica

Contenido

3.1	Introducción.....	59
3.2	Herramientas experimentales	59
3.2.1	Sala de ensayos	60
3.2.1.1	Descripción del motor monocilíndrico de investigación	62
3.2.1.2	Sistema de inyección	63
3.2.1.3	Sistemas auxiliares	65
3.2.2	Equipos de medida.....	72
3.2.2.1	Equipos asociados al sistema de adquisición de datos	72
3.2.2.2	Medidores de caudal másico.....	73
3.2.2.3	Equipo de medida de composición de gases de escape	74
3.2.2.4	Opacímetro	75
3.2.2.5	Equipo de medida de tasa de inyección.....	76
3.2.3	Metodología de trabajo para la realización de los ensayos experimentales	78
3.3	Herramientas teóricas.....	82
3.3.1	Diagnóstico de la combustión	82
3.3.1.1	Modelo de diagnóstico de la combustión	82
3.3.1.2	Cálculo de la temperatura adiabática de llama	85
3.3.1.3	Cálculo del tiempo aparente de combustión (ACT)	87

3.3.2	Resultados de modelado CFD.....	89
3.3.2.1	Metodología para la realización de los cálculos numéricos...	89
3.4	Conclusiones	94
3.5	Bibliografía	94

3.1 Introducción

Este capítulo se dedica a presentar las diferentes herramientas que han sido empleadas en la presente tesis. Con la utilización dichas herramientas y tras un proceso de adecuación se consigue obtener la información necesaria para poder afrontar con éxito los objetivos planteados en el capítulo 2.

Atendiendo a la dificultad de los mencionados objetivos, la metodología propuesta implicaba el uso conjunto de fuentes de información experimental y teóricas.

En relación al trabajo experimental cabe destacar que prioritariamente se ha desarrollado en un motor monocilíndrico de investigación (apartado 3.2.1.1). En la citada instalación se ha hecho aplicación de diferentes técnicas de carácter estándar en los bancos de ensayo actuales. La integración de las diferentes técnicas ha permitido la obtención de datos relevantes acerca de las implicaciones del uso de estrategias de post inyección sobre los procesos de combustión y formación / destrucción de emisiones, sobre todo de hollín.

Para completar la información experimental, sobre todo en el ámbito del conocimiento de condiciones locales relacionadas con la mejora en el proceso de combustión con el uso de estrategias de post inyección, se han utilizado los resultados de cálculos numéricos provenientes de un código comercial de dinámica de fluidos computacional (*CFD*) (apartado 3.3.2).

El capítulo comienza con una descripción de la instalación experimental incluyendo los diferentes sistemas necesarios para su correcta explotación, equipos de medida e instrumentación. Tras esta primera parte se describe la metodología de ensayo asociada al trabajo experimental. Una vez finalizada esta descripción, se detallan las diferentes herramientas teóricas para la adecuación de los resultados experimentales, así como una descripción del código de cálculo *CFD* empleado, en la que se incluye la definición de cada uno de los modelos usados y la metodología seguida.

3.2 Herramientas experimentales

En la siguiente sección se van a presentar las principales herramientas experimentales, los equipos de medida e instrumentación asociados a dichos equipos, así como la metodología de uso que se tiene de los mismos a lo largo de la presente tesis.

Antes de pasar a describir cada uno de los equipos utilizados y con objeto de justificar el uso de un motor monocilíndrico como herramienta experimental prioritaria dentro de la sala de ensayos para la consecución de los objetivos planteados en el capítulo 2, se puede decir que dicha elección se fundamenta en que la citada instalación aporta una gran flexibilidad a la hora de seleccionar las diferentes condiciones operación a estudiar, independizando el proceso de inyección / combustión del resto de sistemas, especialmente del sistema de renovación de la carga (sobrealimentación y recirculación de gases de escape) pudiendo configurar condiciones de funcionamiento no realistas que ayuden a profundizar en el conocimiento de los fenómenos fisicoquímicos objeto de estudio del presente trabajo.

Por último, resaltar que los resultados de la utilización de las herramientas experimentales que ahora se pasan a presentar se verán en los capítulos 4 y 6 de resultados.

3.2.1 Sala de ensayos

En esta sección se pasa a describir los diferentes componentes y sistemas que conforman el núcleo de la instalación experimental utilizada en el desarrollo de la presente tesis. La estructura básica de la sala de ensayos utilizada se muestra en la figura 3.1. Cabe resaltar que en la mencionada figura se puede identificar el motor monocilíndrico de investigación, los diferentes sistemas auxiliares, equipos de medida así como su disposición dentro del conjunto. La información detallada de los criterios utilizados para diseñar una sala de ensayos se pueden encontrar en [1][2].

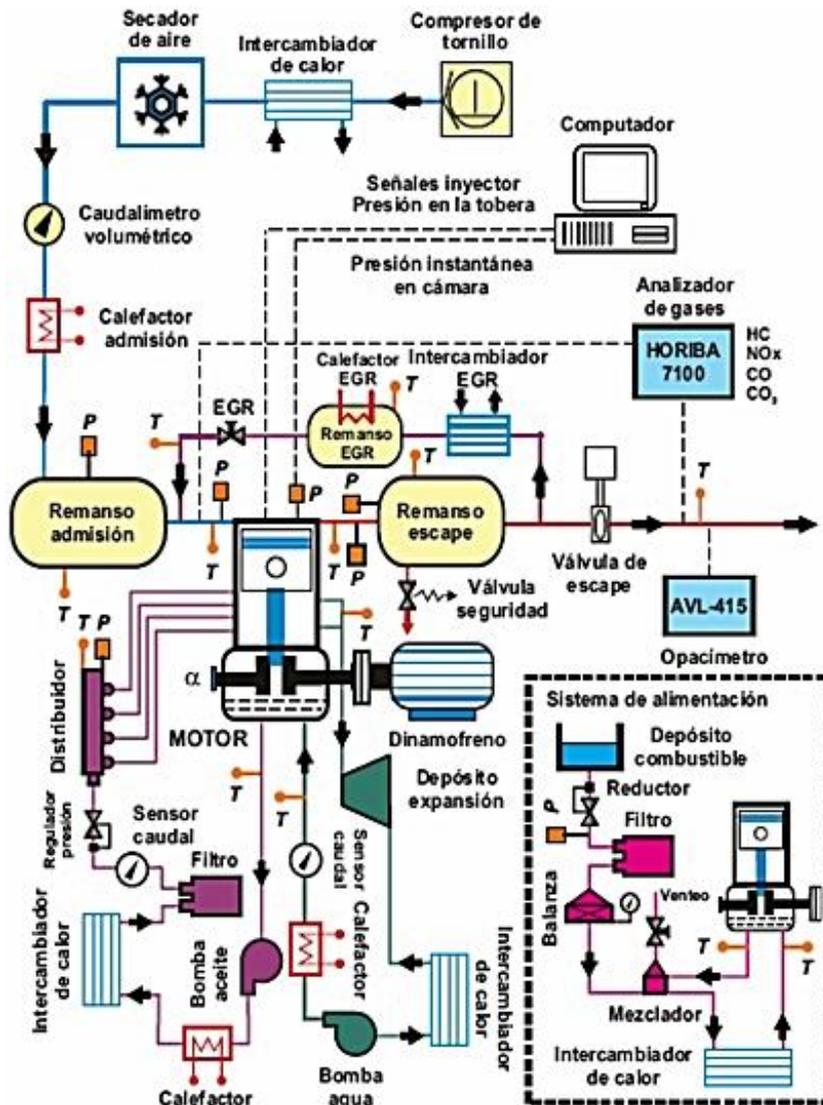


Figura 3.1. Esquema completo de la instalación experimental.

3.2.1.1 Descripción del motor monocilíndrico de investigación

La sala de ensayos anteriormente descrita está equipada con un motor Diesel monocilíndrico de inyección directa de 467 cm³ de cilindrada unitaria representativo de los motores HSDI.

El motor se ha construido a partir de una unidad básica (bloque) de la firma francesa Renault S.A., concretamente del modelo YF9. Estas siglas hacen referencia a un motor de automoción de 4 cilindros y 1.9 litros de cilindrada total. A la unidad básica se le ha adicionado tanto la cadena cinemática (cigüeñal, biela, pistón) como la culata de cuatro válvulas por cilindro también fabricados por Renault SA. El cigüeñal se ha adaptado a las dimensiones de la unidad básica y dispone de una única muñequilla.

A modo de resumen, las principales características del motor se muestran en la tabla 3.1.

Característica	Valor
Tipo	Motor Diesel monocilíndrico de inyección directa y 4 tiempos
Fabricante	Renault
Velocidad máxima	4500 rpm
Presión máxima en el cilindro	150 bar
Motor equivalente	Renault YF9
Diámetro x carrera	80 mm x 93mm
Longitud de biela	139 mm
Relación de compresión	18.27:1
Diámetro de bowl	54 mm
Profundidad de bowl	12.5 mm
Coefficiente de torbellino medio	2

Tabla 3.1. Características del motor monocilíndrico de investigación.

Adicionalmente, en la figura 3.2 se muestra una sección del pistón donde se puede observar la geometría del bowl así como el valor de sus dimensiones características.

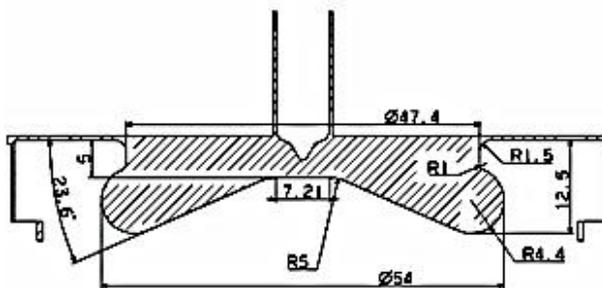


Figura 3.2. Sección del pistón. Dimensiones características del bowl.

3.2.1.2 Sistema de inyección

El motor está equipado con un sistema de inyección Multec DCR 1600 del tipo *Common Rail*, fabricado por la empresa Delphi.

El funcionamiento hidráulico de este tipo de sistemas de inyección es ampliamente conocido por la comunidad científico / técnica [2], con lo que únicamente se tiene por objeto realizar una breve reseña. Así pues, una bomba de baja presión se encarga de conducir el combustible desde el depósito de combustible hasta la bomba de alta presión, haciéndolo pasar un filtro con objeto de eliminar impurezas. Esta última bomba puede elevar la presión del combustible hasta 1600 bar y suministra el combustible a un rail acumulador. Finalmente el combustible a alta presión es conducido del rail acumulador hasta el inyector. Para el control del funcionamiento hidráulico se tiene una serie de sensores y actuadores dispuestos tanto en la bomba como en el rail acumulador que evitan las sobrepresiones. De manera adicional, cabe resaltar que existe un retorno del combustible no usado en el evento de inyección. A modo de resumen se ha representado un esquema del sistema hidráulico en la figura 3.3.

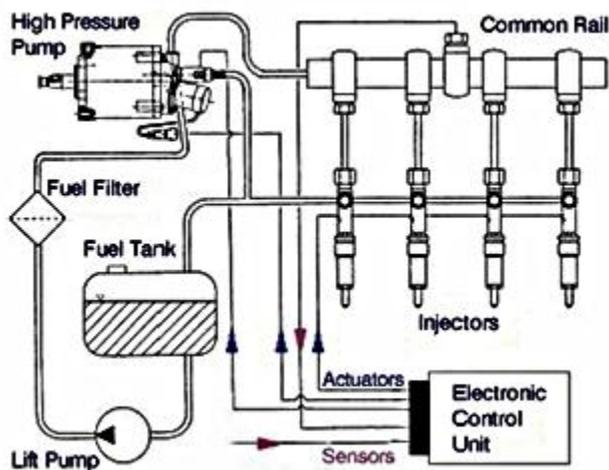


Figura 3.3. Esquema hidráulico de un sistema de inyección common rail.

Considerando los objetivos de la presente tesis, parece imprescindible contar con un sistema lo más flexible posible que permita la realización y control de las diferentes variables que entran en juego a la hora de realizar la inyección en diferentes eventos. Como ya se destacó en el mencionado capítulo de revisión bibliográfica, las variables más relevantes son: la presión de inyección, el número de pulsos a realizar, el inicio de dichos pulsos, la distancia entre los pulsos y la duración de los mismos.

Respecto al inyector utilizado destacar que también ha sido fabricado por Delphi y es del tipo solenoide. Dicho solenoide es el que controla, a través de un servomecanismo, el movimiento de la aguja del inyector. En cuanto a las prestaciones que posee el citado inyector, destacar que:

- El número máximo de eventos de inyección por ciclo que puede realizar es de 5.
- La cantidad mínima de combustible la cual es capaz de suministrar de manera confiable para un régimen dado y a la presión máxima que puede proporcionar el sistema de inyección es lo suficientemente pequeña para el objeto de estudio de la presente tesis. Experimentalmente se ha probado que dicha cantidad es del orden de 2 mg por cilindro y ciclo.

- La distancia mínima entre el final de un evento de inyección y el inicio del siguiente pulso es lo suficientemente pequeña para el objeto de estudio de la presente tesis. Experimentalmente se ha probado que dicha distancia es del orden de 0.6 ms para asegurar que el inyector ha sido capaz de cerrar por completo la aguja.

El control de las diferentes variables que afectan al proceso de inyección se realiza por medio de un *software* específico desarrollado por Renault S.A. que se denomina VISU. Dicho software está implementado en la unidad de control del motor (ECU), a la que se tiene acceso electrónico y control por medio de un ordenador. Se pueden redefinir de esta forma, teniendo en cuenta los límites del sistema de inyección y del propio motor, tanto el número, como la disposición y la duración de los eventos de inyección.

Finalmente, resaltar que para este estudio se ha utilizado una única tobera, también de la compañía Delphi. Tanto las características más relevantes como las dimensiones de la citada tobera se muestran en la tabla 3.2.

Característica	Valor
Tipo	Microsaco
Fabricante	Delphi
Número de orificios	6
Longitud del orificio	1 mm
Diámetro inicial	170 μm
Diámetro final	140 μm
K-factor ¹¹	3
Ángulo de cono entre los chorros	145°

Tabla 3.2. Características de la tobera utilizada en el presente estudio.

3.2.1.3 Sistemas auxiliares

A continuación se pasa a detallar cada uno de los sistemas auxiliares complementarios para la regulación y control en la sala de ensayos. Como ya se ha mencionado con anterioridad, no es objeto del presente estudio el diseño de cada uno de los sistemas auxiliares de la sala de ensayos, con lo que el fin que se

¹¹ Se define el K-factor como el cociente entre la diferencia del diámetro inicial y el diámetro final en μm respecto a un número fijo, 10.

persigue en esta sección es el de proporcionar al lector las descripciones suficientes para que la tesis sea autocontenida.

3.2.1.3.1 Sistemas de refrigeración y lubricación

Tanto la refrigeración como la lubricación del motor monocilíndrico se realizan de forma externa al motor.

La razón de utilizar sistemas auxiliares para refrigeración y lubricación es principalmente que la utilización de bombas de agua y aceite arrastradas por el propio motor, como sucede en un motor convencional, implican una serie de pérdidas mecánicas inaceptablemente elevadas en relación a la potencia entregada por el único cilindro con el que cuenta el motor. De manera adicional cabe destacar que el calor transmitido por el citado cilindro también es muy inferior al que emite un motor policilíndrico equivalente, por lo que los transitorios de calentamiento del fluido refrigerante y del lubricante se hacen de manera más lenta que en un motor policilíndrico, de manera que la utilización de bombas de agua y aceite arrastradas por el propio motor implicarían unos tiempos de espera para la realización de los ensayos excesivos.

Teniendo en cuenta las consideraciones del párrafo anterior, tanto el circuito de refrigeración como el de lubricación están accionados por bombas eléctricas independientes del motor y adicionalmente se dispone de resistencias eléctricas de calentamiento para acondicionar el agua y el aceite. Dicho acondicionamiento se realiza mediante los intercambiadores que se muestran en la figura 3.1 del esquema global de la sala de ensayos. Durante la puesta en marcha se usan las mencionadas bombas para precalentar el fluido refrigerante y el lubricante.

A lo largo de los ensayos realizados en la presente tesis, la temperatura del refrigerante y del lubricante se ha consignado de manera constante a 85 ± 1 °C, valores representativos del motor policilíndrico equivalente. Estas temperaturas se regulan por medio de controladores PID, siendo además registradas y utilizadas como variables de control. Por otra parte, la presión del lubricante se ha mantenido constante en un valor de 5 ± 0.2 bar por medio del uso de una válvula reguladora de presión, la cual también es monitorizada. Los diferentes controladores, sensores, intercambiadores y bombas se muestran en la figura 3.1.

3.2.1.3.2 Sistemas de admisión, escape y EGR

El motor monocilíndrico no posee grupo de sobrealimentación con lo que se hace necesario dotar a dicho motor de sistemas auxiliares de admisión y escape. Puesto que el EGR es una tecnología ampliamente utilizada en todos los motores Diesel actuales y ya que el motor monocilíndrico tampoco posee el citado sistema, se hace necesario dotarlo de uno.

De manera concreta, la razón de utilizar un sistema auxiliar de admisión es la de poder definir los valores de la presión y la temperatura del aire que posteriormente se introduce al motor, de tal forma que dichas condiciones termodinámicas sean independientes del resto de parámetros de operación, confiriéndole una gran flexibilidad al mismo. Para llevar a cabo este fin, el sistema de admisión se compone de un compresor, de un secador y de un remanso.

El compresor, es un compresor externo de tornillo que suministra aire entre 1 y 3.7 bar libre de aceite. Dicho compresor está asociado a un secador donde se extrae la humedad del aire comprimido por un proceso de enfriamiento. La humedad específica a la salida del secador está determinada por su presión de trabajo (presión de sobrealimentación) y por la temperatura del propio enfriador, 3°C. Esta parte de la instalación se encuentra físicamente fuera de la sala donde está el motor, y es mediante el uso de tuberías como el aire se conduce hasta la citada sala.

En la sala del motor, el aire comprimido se hace pasar por un filtro y se cuantifica su caudal por medio de dos medidores consecutivos de gasto. Posteriormente el aire se pasa por un calentador eléctrico que regula la temperatura de entrada.

Antes de entrar en el colector de admisión el aire pasa por un remanso, que cumple la misión de estabilizar las condiciones de presión y temperatura deseadas debido al carácter pulsante del proceso de admisión. Dicho remanso se dimensiona con un volumen lo suficientemente grande como para atenuar las ondas de presión generadas en el propio proceso de admisión. En este caso el volumen del remanso se ha definido con un valor por encima de los valores recomendados tanto por el método Kastner [3] como por el método SAEJ244 [4]

La regulación de la presión de admisión en el remanso se hace mediante un controlador PID, el cual emplea como señal de control la presión en el remanso y actúa sobre el sistema variando el régimen de giro del motor eléctrico que acciona el compresor. La precisión en la regulación de la presión es de ± 0.001 bar. Por su parte, la temperatura en el interior del remanso se controla por medio de otro

regulador PID que actúa sobre la anteriormente mencionada resistencia de calentamiento situada aguas arriba del remanso.

Por otro lado, la razón principal de utilizar un sistema auxiliar de escape es la de evacuar de manera controlada los gases de escape del motor, además de generar una presión artificial con el fin de simular las contrapresiones que producen las turbinas de los motores policilíndricos equivalentes.

Al igual que en el sistema de admisión, se tiene un remanso que atenúa las posibles ondas generadas por las fluctuaciones del proceso de escape. La presión de escape está controlada por un regulador PID que actúa sobre una válvula neumática situada aguas abajo del remanso. La precisión que proporciona este mecanismo es del orden de ± 0.01 bar. Destacar que en el sistema de escape se mide también la temperatura media en el colector de escape situado lo más cerca posible de la culata.

Como extensión / parte del sistema de escape, la sala cuenta con un sistema de recirculación de gases de escape hasta el colector de admisión. Los gases extraídos del sistema de escape se enfrían por medio de un intercambiador gas-agua y posteriormente se introducen en un remanso con el fin de evitar las ondas de presión. Al igual que en el sistema de admisión, la temperatura media de los gases de EGR se controla por medio de un PID que actúa sobre una resistencia de calentamiento. Finalmente, el gasto másico de EGR se controla mediante una válvula neumática controlada manualmente que permite ajustar el porcentaje de EGR con una precisión de $\pm 0.2\%$.

Puesto que no existe ningún sistema de impulsión que haga que los gases de escape se reconduzcan a la admisión, es necesario que la presión de escape sea mayor que la de admisión. Por tanto, para hacer factible la realización de EGR durante todo el estudio se ha introducido un salto de presión de 0.2 bar entre escape y admisión.

Una esquematización de los diferentes componentes que conforman los tres sistemas se puede ver en la figura 3.1.

3.2.1.3.3 Sistema de acondicionamiento de combustible

A la entrada de la bomba de baja presión del sistema de inyección descrito en secciones anteriores se necesita una presión y temperatura constante, pues en caso contrario el sistema de regulación de la bomba no funciona correctamente y el sistema de inyección presenta un comportamiento variable que desemboca en una

densidad, y por tanto en una cantidad de combustible inyectada por ciclo, variable. Por tanto, se hace necesario un sistema auxiliar de acondicionamiento de la temperatura y presión del combustible entre el depósito de almacenamiento, que se encuentra a presión y temperaturas determinadas, hasta el sistema de inyección.

Si bien el control de la cantidad de masa de combustible suministrada es absolutamente imprescindible para cualquier tipo de estudio de combustión, todavía se hace aquí más imprescindible teniendo en cuenta el objeto de esta tesis, ya que es fundamental saber qué cantidad de masa se está inyectando en cada evento de inyección para que su posterior comparación tenga sentido.

De manera concreta, el gasto másico de combustible se mide a través de una balanza gravimétrica del tipo AVL 733. Como se ha mencionado, la temperatura del combustible al salir de esta balanza deber ser constante para evitar la citada variabilidad de la cantidad de masa inyectada medida. La dificultad en conseguir este fin estriba en que durante el proceso de inyección, parte del combustible retorna a la balanza. La cantidad de combustible retornado depende de las condiciones de inyección (presión de inyección, número de pulsos, duración de los pulsos), dicho combustible retornado se calienta durante todo el proceso de compresión en la bomba de alta presión, en el rail y en el propio paso por el inyector, con lo que al ser devuelto a la balanza, se ha incrementado su temperatura, elevando de esta forma la temperatura del combustible del depósito.

Este proceso transitorio ha de ser controlado y por tanto dicho combustible debe ser enfriado a una temperatura constante antes de entrar de nuevo a la bomba de alta presión. Este hecho ha sido objeto de estudio por parte de diferentes investigadores [5][6][7][8] en donde se muestra la especial relevancia en el control de la temperatura del combustible. Con el fin de controlar la citada temperatura a la salida del motor se dispone de un controlador PID que proporciona una precisión de $\pm 0.2^{\circ}\text{C}$.

Los principales componentes, así como su disposición dentro del sistema de acondicionamiento de combustible, se muestran en la figura 3.1.

3.2.1.3.4 Sistema de regulación del par y régimen

Este sistema permite estabilizar el motor en un punto de funcionamiento controlando el par y el régimen. Para esta función se utiliza un freno asíncrono dinamométrico acoplado al eje del cigüeñal a través de una transmisión elástica. Adicionalmente cabe destacar que el citado freno se puede utilizar como motor eléctrico para arrastrar el motor, ya sea en el arranque o en los casos en los que no

se tiene combustión, función esencial para la caracterización del modelo de diagnóstico de la combustión que se presentará en secciones venideras. Las características principales del mencionado freno se muestran en tabla 3.3.

Característica	Valor
Tipo	Freno asíncrono dinamométrico de 4 polos
Fabricante	AMK Gmbh
Modelo	DW 13-170 4AOW
Potencia nominal	38 kW
Par máximo	120 Nm
Rango velocidades de uso	3000/9000 rpm

Tabla 3.3. Principales características del freno dinamométrico.

3.2.1.3.5 Sistema de adquisición de datos

El sistema de adquisición de datos se encarga de registrar los valores de las diferentes variables que se miden en un ensayo. Las variables medidas se pueden distinguir, atendiendo a la frecuencia de muestro requerida para su adquisición, en variables instantáneas, que requieren una frecuencia de muestreo alta, y en variables medias, en las que la frecuencia de muestreo requerida es menor. En función de la citada tipología de las variables medidas se puede diferenciar el sistema de adquisición de datos en dos sistemas independientes:

- Sistema de adquisición de variables medias (baja frecuencia de muestreo): la adquisición de dichas variables se lleva a cabo mediante un *hardware* comercial desarrollado por la empresa National Instruments y un *software* denominado PUMA desarrollado por la compañía AVL. El sistema registra los valores de todas las variables medias durante 78 s y posteriormente realiza un promediado de cada variable con una frecuencia de muestreo de 1 Hz independientemente del régimen. En la tabla 3.4 se muestran las principales variables medias registradas.

Localización	Variable
Sistema de regulación de par y régimen	Valor del régimen y del par
Sistema de admisión	Presión y temperatura en el remanso
Sistema de escape	Presión y temperatura en el remanso
Sistema de refrigeración	Temperatura de entrada y salida del circuito
Sistema de lubricación	Temperatura de entrada y salida del circuito y presión
Sistema de acondicionamiento de combustible	Presión y temperatura de entrada y salida del circuito
Equipo de medida	NO _x , HC, CO, CO ₂ , O ₂ es escape, ratio aire/combustible, opacidad, Gasto de aire y de combustible, gasto de <i>blow-by</i> y % de EGR

Tabla 3.4. Variables medias registradas durante la realización de los ensayos.

- Sistema de adquisición de variables instantáneas (alta frecuencia de muestreo): la adquisición de dichas variables se lleva a cabo mediante dos etapas. En una primera etapa los valores medidos se registran mediante una cadena de medida, en concreto, la utilizada a lo largo del presente estudio es la desarrollada por la empresa Yokogawa (modelo 708E) que permite registrar 8 canales. En una segunda etapa se transfieren las medidas almacenadas en la cadena de medida hasta un ordenador. En relación a la frecuencia de muestreo, el sistema registra siempre 3600 puntos por ciclo de motor lo que infiere una medida cada 0.2 CAD. Puesto que el régimen es variable a lo largo del estudio, se ha seleccionado una frecuencia de muestreo lo suficientemente grande como para no tener problemas. En el caso más desfavorable se tiene 30kHz. Durante la adquisición se registran todos los valores de las variables instantáneas durante 25 ciclos de motor para después realizar un promediado punto a punto de cada una de las variables, de tal forma que se obtiene la señal instantánea promediada. La selección de 25 ciclos se ha tomado en coherencia con [9]. En la tabla 3.5 se muestran las principales variables instantáneas registradas.

Localización	Variable
Bloque motor	Presión en la cámara de combustión
Sistema de inyección	Pulso eléctrico del inyector
	Presión de inyección en el rail
Cigüeñal	Posicionamiento del codificador angular
Tasímetro	Presión de combustible

Tabla 3.5. Variables instantáneas registradas durante la realización de los ensayos.

3.2.2 Equipos de medida

Hasta el momento se han descrito el motor monocilíndrico de investigación, el sistema de inyección y los diferentes sistemas auxiliares que componen la sala de ensayos en la que se han desarrollado los ensayos experimentales de la presente tesis. Se pasa ahora a la descripción de los diferentes equipos de medida e instrumentación asociados a los principales sistemas anteriormente descritos.

3.2.2.1 Equipos asociados al sistema de adquisición de datos

En las siguientes subsecciones se van a describir los diferentes tipos de sensores asociados a la medida tanto de las variables medias como de las instantáneas del sistema de adquisición de datos.

3.2.2.1.1 Sensores de par y régimen

El régimen de motor se mide mediante un codificador angular óptico del tipo AVL 364 [10]. Este dispositivo se monta en el eje del cigüeñal y tiene dos funciones. Por un lado, genera un pulso de sincronismo que sirve a la cadena de medida para comenzar a medir y, por otro lado, genera una cantidad de pulsos por cada giro de cigüeñal que determina la cantidad de puntos en los que se registran las variables instantáneas a medir. Este codificador tiene una resolución de 0.2 CAD con una precisión de ± 0.02 CAD dentro del rango de utilización del motor.

La medida del par se realiza mediante una célula de carga con una capacidad máxima de 200 Nm y con una precisión de ± 2 Nm.

3.2.2.1.2 Sensores de presión y temperaturas medias

Como se ha descrito en apartados anteriores se tienen determinados sistemas auxiliares en los que se hace necesaria la medida de la presión y la temperatura media (sistema de admisión, escape, EGR y lubricación).

Para medir los valores de presión se han utilizado transductores del tipo piezorresistivo con un rango de uso entre 0 y 10 bar. Por su parte para la medida de la temperatura, se han utilizado dos tipos de sensores: por un lado, termopares del tipo K con un rango de uso entre 0 y 1000°C con una precisión $\pm 2.5^\circ\text{C}$ en el caso de la medición de gases, y por otro lado, se han usado termorresistencias del tipo Pt100 para el caso de la medición de temperatura en líquidos con un rango de uso entre -200 y 850°C y una precisión de $\pm 0.3^\circ\text{C}$.

3.2.2.1.3 Transductores de presión instantánea

Para la medida de la presión instantánea de los gases en el interior de la cámara de combustión se utiliza un sensor del tipo piezoeléctrico refrigerado de la marca comercial Kistler modelo 6061B. Este tipo de sensor se emplea especialmente para esta aplicación motorística debido a su baja sensibilidad a los choques térmicos [2][5][9]. La señal generada por el captador se acondiciona y amplifica mediante un módulo también de la marca comercial Kistler, modelo 5011.

Por otro lado, para la medida de la presión instantánea de la presión de inyección se utiliza un sensor del tipo piezorresistivo de la compañía Kistler modelo 4076A. Del mismo modo que en el caso de la medida de la presión instantánea de los gases en la cámara de combustión, la señal generada por el captador se acondiciona y amplifica mediante un módulo también de la marca comercial Kistler, modelo 4618A0.

3.2.2.2 Medidores de caudal másico

Antes de pasar a describir los equipos utilizados para medir el gasto másico de aire, cabe destacar que la medición de dicho parámetro es absolutamente relevante, ya que a partir de su medida se calculan otros parámetros derivados, como el rendimiento volumétrico o el dosado, cuya confiabilidad en la medida es imprescindible para el objeto de la presente tesis. Así pues, la medida de gasto másico de aire se hace por duplicado por medio de dos equipos consecutivos.

La primera medida se realiza a través de un medidor de hilo caliente, *Sensyflow*, comercializado por la empresa Sensycom con un rango de operación de 0 a 400 kg/h y con una precisión de $\pm 1\%$ sobre el valor medido [11]. La segunda medida se realiza por medio de un caudalímetro de lóbulos rotativos, modelo Elster RVG G100 [12]. Dicho caudalímetro tiene un rango de uso de 0.05 a 160 m³/h con una precisión de $\pm 0.1\%$ sobre el valor medido. Destacar de manera adicional que este último equipo dispone de sensores de presión y temperatura como los descritos en 3.2.2.1.2 para calcular la densidad del aire que circula por el caudalímetro de tal forma que es posible convertir de unidades volumétricas a máscas. En general, el caudalímetro de lóbulos rotativos se considera más fiable y la medida del medidor de hilo caliente se usa como control.

Como ya se ha referenciado en el apartado 3.2.1.3.3, el gasto másico de combustible se mide mediante una balanza gravimétrica modelo AVL 733 [13]. La medida se realiza a través de un sensor capacitivo que genera una señal eléctrica en función de la cantidad de masa de combustible instantánea contenida en el depósito. El rango de uso del equipo va de 0 a 20 kg/h con una precisión en la medida de $\pm 0.2\%$ sobre el valor medido. De manera adicional y complementaria se realiza también la medida de gasto másico de combustible a través del ratio aire / combustible proporcionado por el analizador de gases de escape calculado por el equipo de medida de gases de escape basado en la composición de los gases de escape y el caudalímetro de aire.

Por último, otro de los caudales que se mide por su importancia a la hora del diagnóstico de la combustión es el caudal de *blow-by*. Dicho caudal se define como el caudal de gases que se escapa del interior del cilindro a través de los segmentos. En la presente tesis, para medir el citado caudal se utiliza el equipo comercial modelo AVL 442 [14].

3.2.2.3 Equipo de medida de composición de gases de escape

Para la medida de la composición de los gases de escape se utiliza un analizador modelo HORIBA MEXA 7100 DEGR [15]. Con este equipo se puede medir la concentración volumétrica de diferentes emisiones gaseosas consideradas como contaminantes tales como el NO y/o NO₂ (NO_x), el CO, los hidrocarburos sin quemar totales (THC) así como el CO₂ y el O₂ en el escape. Los NO_x, CO, CO₂ y O₂ medidos se corrigen para considerar la humedad existente en los gases de escape según la Directiva Europea 88/77/CEE puesto que la muestra que se ha analizado ha sido secada previamente. Por el contrario, la medida de THC no se corrige puesto que la muestra no se seca previamente.

Como se observa en la figura 3.1, el equipo se conecta a la línea de escape mediante una sonda por la que se extrae una muestra de gases que posteriormente se conducen hasta el equipo de medida por una línea calefactada a 192°C, para evitar así la condensación de los hidrocarburos sin quemar. La sonda se ubica aguas abajo de la válvula de contrapresión de escape debido a que el equipo de medida no puede funcionar correctamente si la muestra de gases está a una presión superior a 1.2 bar absolutos. De manera complementaria, el equipo dispone de una segunda sonda instrumentada en el colector de admisión que permite medir la concentración volumétrica de CO₂ en el citado sistema. De tal forma que comparando la medida de CO₂ en la admisión y en el escape el equipo proporciona un valor de la tasa de EGR [2].

A pesar de que los principios de funcionamiento del citado equipo no son objeto de estudio de la presente tesis, sí se considera importante nombrarlos de manera resumida en la tabla 3.6. Una descripción más detallada de los analizadores se encuentra en [16][17].

Emisión gaseosa	Principio de funcionamiento	Precisión
CO y CO ₂	Analizador no dispersivo en el infrarrojo	± 4%
NO y NO ₂	Analizador de quimioluminiscencia	± 4%
THC	Analizador de ionización de llama	± 4%
O ₂ en escape	Analizador paramagnético	± 4%

Tabla 3.6. Principio de funcionamiento para la medida de las diferentes emisiones gaseosas del equipo Horiba Mexa 7100DEGR.

Por último, como se ha comentado en el apartado 3.2.2.2, cabe destacar que el equipo de medida de gases de escape es capaz de determinar la relación aire / combustible mediante un método basado en la composición de dichos gases [18].

3.2.2.4 Opacímetro

Para la medida de la emisión de humos en los gases de escape se emplea un opacímetro modelo AVL 415 [19].

El principio de funcionamiento del mencionado opacímetro consiste en hacer pasar una muestra de gases de escape por un filtro de papel blanco del que se conoce su índice de reflexión de la luz para posteriormente, mediante una célula fotoeléctrica, detectar el grado de ennegrecimiento del citado papel al hacer pasar el gas de escape. Por lo tanto se puede decir, que la medida se fundamenta en la comparación del índice de reflexión de la luz. El fondo de escala del equipo está comprendido entre un valor mínimo 0 FSN, papel completamente en blanco, y un valor máximo de 10 FSN, papel completamente ennegrecido. Siendo FSN, *Filter Smoke Number*, la unidad asignada a la mencionada escala.

Por otro lado, la citada muestra para realizar la medida se extrae del sistema de escape prácticamente a presión atmosférica, el volumen de dicha muestra lo regula directamente el equipo en función del modo de empleo que se le seleccione (tiempo constante).

Por último cabe destacar que se ha optado por dicho equipo en lugar de por un túnel de dilución que permitiría la medida de las partículas de forma másica debido a que el uso de dicho equipo implicaría un tipo de medida compleja y lenta, no fácilmente compatible con el amplio estudio paramétrico que se plantea en el presente estudio. Dicho estudio paramétrico quedará definido en el capítulo 4. No obstante, se puede obtener un valor representativo de la fracción insoluble de las partículas que provienen del hollín mediante el uso de una ecuación empírica como la desarrollada por Christian et al [20], ecuación (3.1).

$$(3.1) \quad \text{Hollín} \left[\frac{\text{mg}}{\text{m}^3} \right] = \frac{1}{0.405} \cdot 4.95 \cdot \text{humo} [\text{FSN}] \cdot e^{0.38 \cdot \text{humo} [\text{FSN}]}$$

3.2.2.5 Equipo de medida de tasa de inyección

Para la medida del gasto másico instantáneo de combustible introducido en la cámara de combustión, tasa de inyección, se utiliza un tasímetro modelo EVI de la firma IAV. La selección de este equipo se ha realizado considerando el trabajo de Plazas [21] en donde a través de un análisis comparativo entre los diferentes métodos existentes se llega a la conclusión de que el seleccionado es el óptimo.

El principio de medida del equipo se basa en el método de Bosch [22]. Se acopla el inyector al tasímetro y se inyecta el combustible en el interior de un depósito que está conectado con un tubo de diámetro conocido. La descarga de combustible produce un incremento de presión en el conjunto tubo-depósito que es proporcional al incremento de masa de combustible en su interior. Se tiene una relación directa entre este incremento de presión y la tasa de inyección. Un sensor

de presión piezoeléctrico se encarga de detectar este incremento de presión registrando valores en la cadena de medida descrita en 3.2.1.3.5 . Se muestra un esquema del equipo en la figura 3.4.

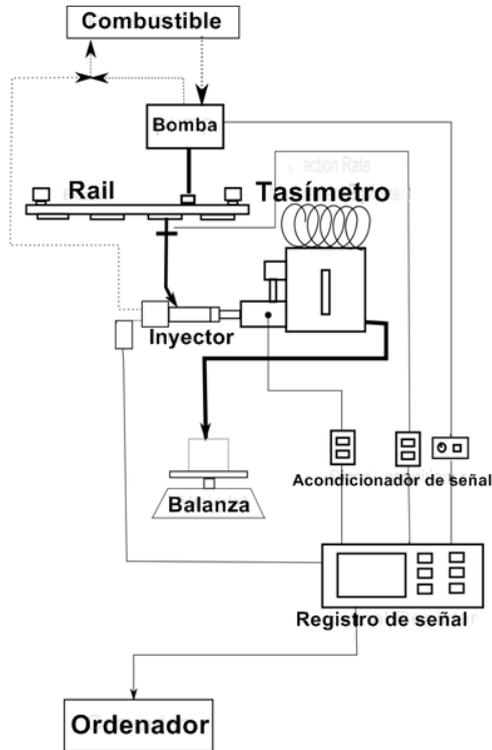


Figura 3.4. Configuración del equipo de medida de la tasa de inyección, tasímetro. Adaptado de Payri et al. [23].

Teniendo en cuenta el principio de funcionamiento que se acaba de describir, se puede relacionar la tasa de inyección con la variación de presión en el tubo por medio de la expresión de Allievi (3.2).

$$(3.2) \quad \dot{m}_f \left[\frac{kg}{s} \right] = \frac{A_t [m^2]}{a [m/s]} \cdot \Delta p [Pa]$$

donde \dot{m}_f es tasa de inyección, A_t es el área transversal del tubo, a es la velocidad de propagación del sonido y Δp es la variación de presión en el interior del combustible.

En la figura 3.5 se muestra información instantánea relevante proporcionada de manera conjunta por el tasímetro y el sistema de inyección en [24]. De tal forma que se puede identificar el pulso eléctrico del inyector (*pulso*), la presión de inyección en el rail (P_{inj}), la tasa de inyección (\dot{m}_f) y la contrapresión de inyección seleccionada en el tasímetro (P_b) y calcular el retraso eléctrico del pulso de inyección. Dicha información se hace necesaria para una buena caracterización del inyector que se está utilizando.

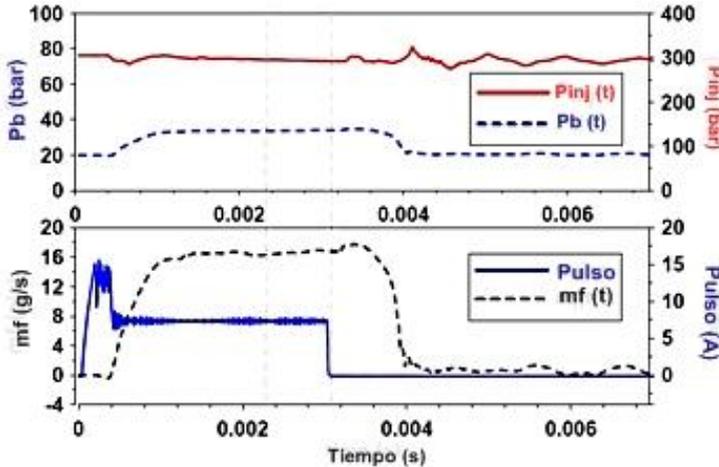


Figura 3.5. Información instantánea relevante proporcionada de manera conjunta por el tasímetro y el sistema de inyección. Adaptado de Hermens [24].

Para finalizar, se ha de resaltar que al mismo tiempo que se realiza la medida de tasa, se mide dos veces la masa de combustible total inyectada en un cierto incremento de tiempo definido en función de la cantidad de combustible que se esté inyectando, mediante una balanza calibrada, de tal forma, que dicha masa medida es comparada con la integral de \dot{m}_f . El cociente de estos dos valores se usa como un coeficiente corrector para ajustar la señal de \dot{m}_f , lo cual implica ajustar los valores de la curva de tasa de inyección hasta que la integral se corresponda con la media real de la masa inyectada.

3.2.3 Metodología de trabajo para la realización de los ensayos experimentales

Para detectar en la medida de lo posible los errores experimentales en la realización de los ensayos se ha completado la metodología de ensayo propuesta

por Molina [2]. Dicha nueva metodología [25] se compone de dos tipos de verificaciones: una *estática* en la que se comprueban los valores de determinadas variables relevantes asociadas al motor en un punto de referencia concreto a lo largo de diferentes días, y otra *dinámica* mediante la que se puede comprobar cualquier punto de ensayo con cualquier configuración de motor. A continuación se describe tanto la comprobación estática como la dinámica.

Comprobación estática

Esta verificación de la instalación se realiza en punto de referencia fijo. La correcta selección de dicho punto es absolutamente importante, por ello, se selecciona un punto de baja carga y bajo régimen con el objeto de no tener solicitaciones térmicas elevadas cuando el motor todavía se encuentra frío y en donde el motor opera en condiciones estables y de alta repetitividad.

Los parámetros que se seleccionan para cuantificar el modo de funcionamiento del motor así como de los equipos auxiliares son:

- Emisiones contaminantes: (NO_x, THC, CO y hollín), par y máximo gradiente de presión en cámara que se han considerado como estimadores del proceso de combustión.
- Gasto másico de aire (\dot{m}_a): de tal forma que se evidencie la posibilidad de pérdidas en la línea de admisión.
- Gasto másico de combustible (\dot{m}_f): como trazador del comportamiento del sistema de inyección.

Para la implementación de la comprobación estática se desarrolla un gráfico de control de la media para cada uno de los parámetros seleccionados como relevantes. Por esta razón, cada vez que se realice un cambio significativo en motor se necesita realizar una tanda de 8 ensayos por día durante 5 días en el punto de referencia seleccionado de tal forma que se complete un total de 40 ensayos y los valores de la media μ y desviación estándar σ encontrados para cada uno de los parámetros de control tengan significación estadística. Una vez obtenidas tanto la media como la desviación estándar, se propone un intervalo de confianza del 95% y se generan los límites de control inferior y superior de acuerdo con las expresiones (3.3) y (3.4).

$$(3.3) \quad LCI = \mu - 2.04 \cdot \sigma$$

$$(3.4) \quad LCS = \mu + 2.04 \cdot \sigma$$

En la figura 3.6 se muestran a modo de ejemplo algunos de los gráficos de control implementados en la comprobación estática.

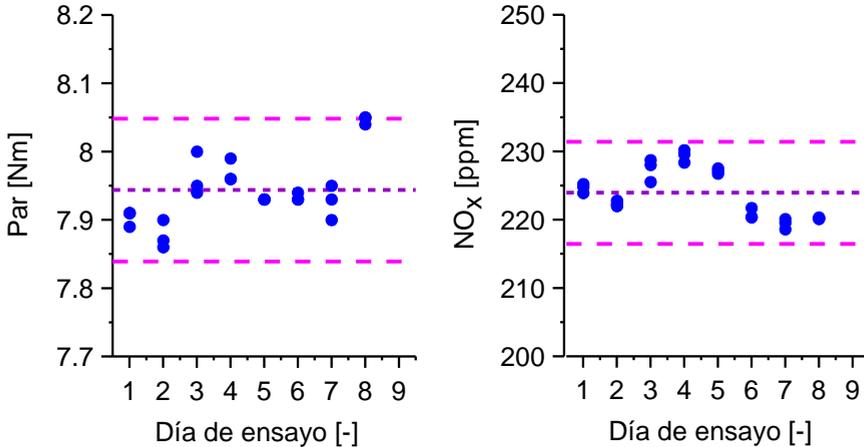


Figura 3.6. Comprobación estática de alguno de los parámetros seleccionados.

Este tipo de comprobación es útil para conocer cómo opera la instalación en condiciones predefinidas y fijas. No obstante, el estudio que se va a desarrollar en el presente trabajo implica fuertes variaciones de las condiciones de operación del mismo con lo que la comprobación estática se convierte en insuficiente. Por este motivo y con objeto de dinamizar la detección de errores experimentales *on-line* durante la realización de los ensayos, se desarrolla la comprobación dinámica.

Comprobación dinámica

El objetivo principal de esta verificación se centra en la detección de errores en el gasto másico de aire, el gasto de combustible, la tasa de EGR y la fracción volumétrica de oxígeno en el escape por medio de una comprobación simple y sistemática durante la realización de los ensayos.

La verificación dinámica se basa en los dos gráficos que se muestran en la figura 3.7. Con el gráfico situado a la izquierda se relaciona la fracción volumétrica de oxígeno en el escape $X_{O_2 \text{ escape}}$ con el dosado relativo Fr . La relación entre ambos parámetros se obtiene conociendo que:

- Si la inyección de combustible se detiene, la $X_{O_2 \text{ escape}}$ es la misma que la que se tiene en condiciones atmosféricas $X_{O_2 \text{ aire}}$.
- Por el contrario, si se produce una combustión estequiométrica, la $X_{O_2 \text{ escape}}$ es nula.

Considerando que estas dos condiciones extremas se pueden representar matemáticamente como una relación lineal entre ambas variables de la forma:

$$(3.5) \quad X_{O_2 \text{ escape}} = X_{O_2 \text{ aire}} \cdot (1 - F_r) \text{ con } X_{O_2 \text{ aire}} = 0.2084$$

En condiciones de operación correctas se ha de cumplir que la medida de $X_{O_2 \text{ escape}}$ y F_r debe situarse sobre la citada recta. Los límites de control para este gráfico se han calculado para permitir un error máximo de $\pm 2.5\%$.

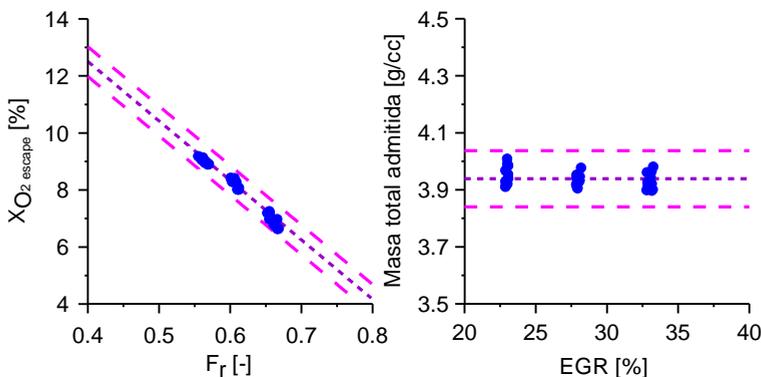


Figura 3.7. Comprobación dinámica para un ensayo: Izquierda: gráfico de $X_{O_2 \text{ escape}}$ vs F_r . Derecha: gráfico de \dot{m}_a vs EGR.

El segundo gráfico que se utiliza durante la comprobación dinámica se muestra en la parte derecha de la figura 3.7. En dicho gráfico se representa el gasto másico total de admisión, considerado éste como la adición del gasto másico de aire con el de EGR, frente a la tasa de EGR. Si la temperatura de admisión se mantiene constante, la masa total admitida debe ser independiente de la tasa de EGR. Al igual que en el anterior gráfico, los límites de control establecidos son $\pm 2.5\%$ del valor medio de la variable.

Adicionalmente destacar que en [25] se definen una serie de protocolos para la detección del parámetro fuente de error en caso de aparición súbita del mismo durante la comprobación dinámica.

3.3 Herramientas teóricas

A pesar de que la información obtenida en las instalaciones experimentales es altamente relevante, cabe resaltar que en la mayoría de ocasiones se necesita de un tratamiento posterior para su mejor comprensión. Adicionalmente, existen herramientas para cálculo numérico especialmente interesantes para la comprensión de determinados aspectos de carácter local difícilmente abordables desde un punto de vista experimental.

En la presente sección se van a describir las diferentes herramientas teóricas que ayudan al tratamiento de la información experimental, que se ha dado en llamar herramientas teóricas asociadas al diagnóstico de la combustión; y, por otro lado, se va a presentar el código de cálculo, los modelos utilizados y la metodología desarrollada en el campo del cálculo numérico que ha sido utilizado en el presente estudio.

Los resultados relacionados con la mejor comprensión del proceso de combustión por el uso de herramientas de diagnóstico de la combustión se muestran en los capítulos 4 y 6 y los resultados relacionados con el cálculo numérico, se muestran en el capítulo 5.

3.3.1 Diagnóstico de la combustión

A continuación se van a presentar los modelos y cálculos necesarios para el procesado y tratamiento del proceso de combustión con el fin de obtener la mayor información posible.

3.3.1.1 Modelo de diagnóstico de la combustión

Los modelos de diagnóstico de la combustión son una de las principales herramientas que se tiene para estudiar y analizar el proceso de combustión en todo tipo de motores [9]. Como resultado fundamental proporcionan la ley de liberación de calor (HRL), y para ello es necesario proporcionarles como entradas tanto la señal de presión instantánea medida en el interior del cilindro, como una serie de

datos del motor y de su funcionamiento derivados de la instrumentación utilizada ya descrita en apartados anteriores, así como de las características de los fluidos empleados.

Estos modelos suelen ser cero dimensionales, de una zona (especialmente para motores Diesel) y están fundamentados en la resolución del primer principio de la termodinámica para sistemas abiertos y en la ecuación de estado.

El modelo de diagnóstico utilizado en el presente trabajo cumple lo anteriormente dicho y se denomina CALMEC [26]. Las diferencias más importantes entre la predicción del modelo y los resultados experimentales están relacionadas con las hipótesis asumidas, las cuales se describen a continuación:

1. *La presión se supone uniforme en la cámara de combustión.* Esta hipótesis es válida ya que las velocidades del fluido y de propagación de llama son mucho más bajas que la del sonido.
2. *El fluido que evoluciona en la cámara es una mezcla de aire, combustible y productos quemados estequiométricamente.* La consideración de los productos quemados de manera estequiométrica como una especie es razonable si se considera una combustión por difusión, como es el caso en el presente trabajo.
3. *La mezcla que evoluciona se comporta como un gas perfecto.* Esta hipótesis es razonablemente válida dentro del rango de presiones que hay en la cámara de combustión [27]. La energía interna de la mezcla se calcula a partir de correlaciones en función de la temperatura para cada una de las especies ponderando con la fracción másica de cada especie. Las correlaciones para dicho cálculo se encuentran en [26].
4. *La temperatura media en el interior de la cámara de combustión es la utilizada en el cálculo de la energía interna de cada especie.* Con esta suposición se comete un error para los productos quemados, sobre todo en los primeros instantes de la combustión. Posteriormente este error se reduce debido a la dilución y a la transmisión de calor.
5. *El calor transmitido a las paredes se calcula considerando como coeficiente de película el propuesto por Woschni [28].* Si bien la dependencia funcional del coeficiente de película es el propuesto por Woschni, los coeficientes utilizados difieren de los propuestos originalmente. El modelo utiliza ensayos de motor arrastrado para

ajustar sus propios coeficientes [9]. Como temperatura del gas se considera la temperatura media de la masa que evoluciona en el cilindro, y como temperatura de pared se considera un valor constante para todo el ciclo, pero diferenciando entre pistón, culata y cilindro. Las temperaturas de las paredes se calculan por medio de una correlación de tipo empírico que tiene en cuenta tanto el régimen como el grado de carga del motor.

En relación con las hipótesis que se acaban de describir, las ecuaciones fundamentales en las que se basa el modelo de diagnóstico son la ecuación de estado de los gases perfectos (3.6) y el primer principio de la termodinámica aplicado a la mezcla de gases que se encuentra en el interior del cilindro (3.7):

$$(3.6) \quad P \cdot V = m \cdot R_m \cdot T_m$$

$$(3.7) \quad d(m \cdot u) = -P \cdot dV + h_f \cdot dm_f - h_m \cdot dm_{bb} + \dot{Q}_L - \dot{Q}_W$$

donde P es la presión instantánea en la cámara de combustión medida en el ensayo experimental, V es el volumen total, siendo este volumen el formado por la cámara de combustión, el volumen del cilindro (variable con el ángulo de giro del cigüeñal) y una variación del volumen de acuerdo a las deformaciones mecánicas que se producen en el motor; m es la masa atrapada en el cilindro, su cálculo se hace teniendo en cuenta la masa admitida (aire + gases de escape recirculados), la masa de residuales y la de cortocircuito, la masa de *blow-by* y la masa de combustible inyectada; R_m es la constante de la mezcla que evoluciona en el cilindro, calculada como la media ponderada de las constantes individuales de cada uno de las especies que componen la mezcla; T_m es la temperatura de la mezcla que evoluciona dentro del cilindro; u es la energía interna específica de la masa atrapada; h_f es la entalpía del combustible; m_f es la masa de combustible inyectada; h_m es la entalpía de los gases contenidos en el cilindro; m_{bb} es la masa de *blow-by*; \dot{Q}_L es la tasa de calor liberado por la combustión (incógnita del problema) y por último \dot{Q}_W representa la tasa de calor transmitido a las paredes.

Con la resolución de estas dos ecuaciones y una serie de cálculos derivados, el modelo de diagnóstico proporciona la HRL así como la evolución de diferentes variables físicas en el interior del cilindro y una serie de parámetros de inyección / combustión con carácter promedio, entre otros el inicio de inyección y el tiempo de retraso.

3.3.1.2 Cálculo de la temperatura adiabática de llama

El modelo de diagnóstico de la combustión explicado anteriormente tiene como hipótesis la uniformidad de temperatura en la cámara de combustión. Dicha temperatura se considera representativa de la temperatura media. Esta limitación hace que sea difícil tratar de comprender los procesos de formación-destrucción de contaminantes a partir de la mencionada temperatura, ya que éstos están regidos por condiciones locales y no por condiciones promedio en la cámara.

Por tanto, se hace necesario estimar una temperatura instantánea representativa de la temperatura local máxima durante el proceso de combustión. Se va a considerar que una buena aproximación a dicha temperatura es la temperatura adiabática de llama.

Para el cálculo de la temperatura adiabática de llama se consideran las siguientes hipótesis:

1. *El proceso de combustión tiene lugar a presión constante, durante el intervalo de cálculo.*
2. *El proceso de combustión se desarrolla en condiciones estequiométricas y adiabáticas, de tal forma que todo el calor liberado durante la combustión se invierte en incrementar la temperatura de los productos de la citada combustión.*

Bajo tales hipótesis, se puede decir que la entalpía absoluta de los reactivos en el estado inicial (presión y temperatura determinadas), tiene que ser igual a la entalpía absoluta de los productos en el estado final (presión y temperatura determinadas).

$$(3.8) \quad H_{inicial}(P, T_{sq}) = H_{final}(P, T_{ad})$$

donde P es la presión instantánea en cilindro, valor conocido ya que es medido según 3.2.2.1.3; T_{ad} es la temperatura adiabática, que se considera como la variable a encontrar, y por último, T_{sq} es la temperatura de los gases sin quemar.

Considerando la ecuación (3.8), se hace necesario obtener con anterioridad al cálculo de T_{ad} , el valor de T_{sq} para poder computar dicha ecuación. Para el cálculo de la temperatura de los gases sin quemar, cabe destacar el hecho de que dicha temperatura es la misma que la temperatura media en el interior del cilindro sólo cuando el proceso de combustión todavía no ha comenzado. Una vez que el

proceso de combustión ha comenzado, para el cálculo de la mencionada temperatura se realiza la siguiente hipótesis:

3. *La temperatura de los gases sin quemar sigue una compresión adiabática a medida que la presión en cámara aumenta.*

$$(3.9) \quad T_{sq_i}(\alpha) = T_{sq_{i-1}}(\alpha) \cdot \left(\frac{P_i}{P_{i-1}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

donde $T_{sq_i}(\alpha)$ es temperatura de gases sin quemar en el instante i , $T_{sq_{i-1}}(\alpha)$ es temperatura de gases sin quemar en el instante $i-1$, P_i es la presión en el cilindro en el instante i , P_{i-1} es la presión en el cilindro en el instante $i-1$ y, por último, γ hace referencia al ratio de calores específicos.

Una vez que la forma de calcular la temperatura de los gases sin quemar está explicada, se pasa a explicar la forma de computar la temperatura adiabática a partir de la ecuación (3.8). Para computar las entalpías en los estados inicial y final del proceso de combustión se han de conocer las composiciones iniciales y finales de los gases y realizar la siguiente hipótesis:

4. *El sistema termodinámico se considera en todo momento como una mezcla ideal de gases ideales.*

Asumiendo esta condición se puede calcular las propiedades de la mezcla como la suma ponderada de las especies individuales:

$$(3.10) \quad H_{reac}(T_{sq}) = \sum_{i=1}^k N_i \cdot \bar{h}_i(T_{sq})$$

$$(3.11) \quad H_{prod}(T_{ad}) = \sum_{j=1}^k N_j \cdot \bar{h}_j(T_{ad})$$

donde N_i es el número de moles de reactivo i y N_j es el número de moles de producto j en la mezcla, $\bar{h}_i(T_{sq})$ es la entalpía específica molar del reactivo i y $\bar{h}_j(T_{ad})$ es la del producto j . Las citadas entalpías se calculan como se muestra en las expresiones (3.12) y (3.13):

$$(3.12) \quad \bar{h}_i(T_{sq}) = \bar{h}_{i,form}^0 + \int_{T=298}^{T=T_{sq}} \bar{C}_{p,i}(T) \cdot dT$$

$$(3.13) \quad \bar{h}_j(T_{ad}) = \bar{h}_{j,form}^0 + \int_{T=298}^{T=T_{ad}} \bar{C}_{p,j}(T) \cdot dT$$

donde $\bar{h}_{i,form}^0$ y $\bar{h}_{j,form}^0$ son las entalpías específicas molares de formación en condiciones estándar y $\bar{C}_{p,i}(T)$, $\bar{C}_{p,j}(T)$ los calores específicos molares a presión constante.

Una vez presentadas las hipótesis y el esquema de cálculo se pasa a detallar las condiciones de cálculo y el combustible de sustitución seleccionado para dichos cálculos.

Respecto a las condiciones de cálculo, se asumen como válidas para el cálculo de la temperatura adiabática las condiciones de equilibrio químico con disociación y un número de 13 especies como el realizado por Way [29]. Respecto al combustible de sustitución, resaltar que se ha utilizado n-dodecano ($C_{12}H_{26}$) ya que presenta una relación hidrógeno / carbono parecida así como un dosado estequiométrico parecido al diesel.

Por último, es importante notar que para calcular la temperatura adiabática se hace necesario conocer la composición de los productos de la combustión, que a su vez dependen de la temperatura a la cual es calculada, por lo que se hace ineludible un proceso iterativo.

3.3.1.3 Cálculo del tiempo aparente de combustión (ACT)

El proceso de inyección-combustión en los motores diesel de inyección directa es un proceso dominado por mezcla, es decir, controlado por la física, sobretodo en combustiones convencionales en donde la combustión por difusión es la etapa predominante en el proceso. Por tanto, parece interesante tener un estimador del tiempo de mezcla aire/combustible durante el proceso de combustión por difusión que aúne las diferentes variables físicas que intervienen en el proceso y nos dé luz acerca de cómo interaccionan. No obstante, resulta complejo definir relaciones físicas simples y fácilmente interpretables entre el proceso de inyección y combustión.

Una vía para afrontar este problema consiste en relacionar la tasa de inyección y de liberación de calor a través de un parámetro instantáneo que dependa de las condiciones instantáneas en el interior del cilindro, *Apparent Combustion Time o ACT* [30]-[33].

Como muestra la figura 3.8 el parámetro ACT_i se define como el tiempo promedio que transcurre desde que se inyecta una determinada cantidad de combustible en el instante Pol_i , hasta que se quema en el instante PoC_i . Es evidente

que en un proceso de combustión por difusión un elemento de combustible “i” considerado como un paquete físicamente definido, no se quemará instantáneamente en el instante PoC_i , si no que probablemente empezará a quemar antes de PoC_i y se terminará de quemar después de PoC_i . No obstante el ACT definido como la diferencia entre PoC_i y PoI_i , parece ser una buena aproximación del tiempo medio de combustión.

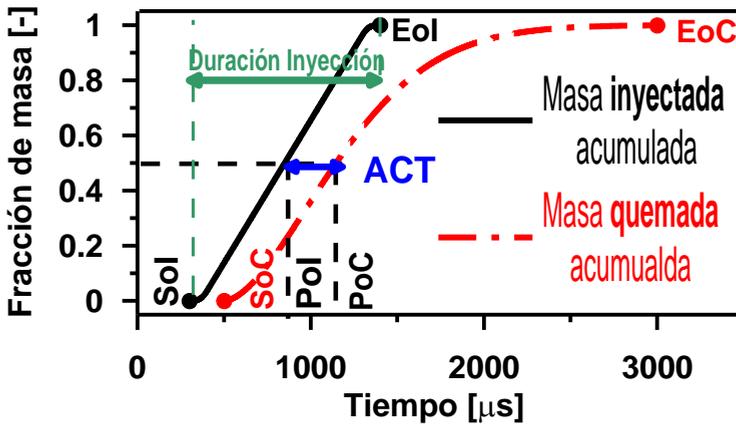


Figura 3.8. Definición del parámetro ACT en función de las leyes de inyección y combustión.

En [30] se realiza un análisis para cuantificar las relaciones entre el parámetro ACT anteriormente definido y las variables físicas que se dan en el interior de la cámara partiendo de la hipótesis de que la mezcla aire/combustible es el proceso que controla la combustión por difusión y haciendo una analogía con la teoría del chorro gaseoso turbulento. Para la fase de combustión por difusión cuasi-estacionaria se obtiene la relación descrita en la ecuación (3.14):

$$(3.14) \quad ACT_i = [K_{mix} \cdot \rho_a \cdot u_0 \cdot Y_{O_2}^{0.5} \cdot \Phi^{-1}]_{PoI_i \rightarrow PoC_i}^{-1}$$

donde ρ_a es la densidad en el interior del cilindro obtenida a partir del modelo de diagnóstico descrito anteriormente, la u_0 es la velocidad de inyección que se obtiene a partir de la tasa de inyección asumiendo un coeficiente de descarga constante en la tobera para todo el proceso de inyección, la Y_{O_2} es la fracción másica de oxígeno en el interior de la cámara que se obtiene a partir de la cantidad de EGR y de la estequiometría de la reacción, asumiendo una mezcla instantánea y homogénea de los gases quemados con la mezcla fresca; Φ es el diámetro de la tobera de inyección y K_{mix} es una constante que incluye otros

parámetros como la geometría de la cámara, la geometría interna de la tobera, que pueden ser relevantes para el proceso de combustión.

3.3.2 Resultados de modelado CFD

En el capítulo 2 se ha puesto de manifiesto la complejidad que conlleva el proceso de mezcla / combustión con el uso de post inyección.

Intentar abordar el problema de mejorar la comprensión de los procesos de mezcla y combustión en los transitorios a partir de la resolución de las ecuaciones de conservación mediante expresiones analíticas sencillas, como se realiza en el caso estacionario, resultaría prácticamente inabordable. Por tanto parece necesario aplicar un tratamiento numérico de las mencionadas ecuaciones. Este tratamiento se puede realizar mediante el uso de la dinámica de fluidos computacional (CFD). En los últimos tiempos el uso de dicha herramienta para la comprensión de los procesos de mezcla en chorros ha adquirido una gran difusión [34][35]. Con estas reflexiones en mente, en la presente tesis el uso del CFD se encamina a proporcionar la máxima cantidad de información posible de aquellas variables locales que siendo relevantes para el proceso de estudio no se han podido estudiar con el resto de herramientas descritas hasta el momento.

Tal y como se ha visto en el capítulo 2, el chorro Diesel y el chorro gaseoso presentan una gran similitud desde el punto de vista de comportamiento y mecanismos básicos. Ante esta similitud a la hora de definir el modelado CFD, se ha optado por modelar el chorro gaseoso y no Diesel, evitando de esta forma la complejidad de tener dos fases

3.3.2.1 Metodología para la realización de los cálculos numéricos

El software que se ha utilizado para efectuar los cálculos numéricos es el código comercial FLUENT [36]. Este código de cálculo está concebido para resolver problemas tridimensionales de flujo con gran diversidad de condiciones (fluidos compresibles o incompresibles, en condiciones laminares o turbulentas) y geometrías mediante el método de los volúmenes finitos. Se han realizado cálculos para chorro gaseoso transitorio y estacionario inyectado en un recinto abierto cuya definición geométrica se detalla en la figura 3.9. Adicionalmente cabe destacar, como aspecto simplificador con el que se han realizado los cálculos, que dichos cálculos se han llevado a cabo con una configuración de chorro libre sin movimiento del aire, lo que implica que el chorro tiene una estructura axisimétrica

que permite resolver el problema en coordenadas cilíndricas y con un dominio bidimensional que se corresponde con el plano de simetría del chorro.

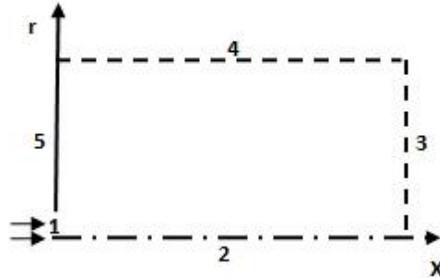


Figura 3.9. Dominio de cálculo. 1. Orificio de inyección. 2. Eje del chorro. 3 y 4 Entradas y salidas de flujo. 5. Pared.

En lo que a geometría se refiere, el código permite definir mallados no uniformes, de manera que el tamaño de las celdas se puede adecuar a las necesidades de resolución existentes en cada región del dominio que se está modelando. Este aspecto es muy importante dado que la precisión que se requiere en torno al orificio del inyector es mayor que la requerida en las zonas alejadas del mismo. Gracias a esta característica del código es posible ajustar mejor el número de celdas a la hora de discretizar el dominio, incrementando la precisión donde es necesario. El tamaño del dominio de cálculo se ha definido considerando el concepto de diámetro equivalente del problema, d_{eq} , teniendo todas las simulaciones unas dimensiones de $120d_{eq} \times 55 d_{eq}$. De esta forma, prácticamente todo el chorro queda dentro del dominio, independientemente de las condiciones del problema y adicionalmente se mantiene la resolución del problema al cambio espacial de las propiedades del chorro [34]. A su vez, dicho dominio se ha discretizado en 350×52 celdas, tamaño al que se ha llegado tras un proceso de optimización de malla por comparación entre diferentes resoluciones.

Teniendo en cuenta todas las consideraciones anteriormente mencionadas, la malla empleada en la realización de los cálculos numéricos de la presente tesis, así como un detalle de la zona cercana a la tobera, se muestra en la figura 3.10.

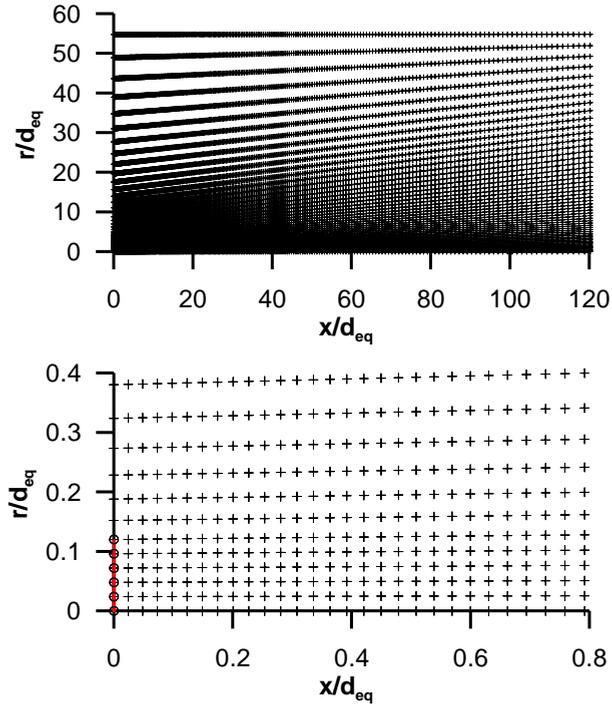


Figura 3.10. Ejemplo de mallado empleado. La parte superior representa todo el dominio, y la inferior únicamente la zona cercana a la tobera. El diámetro geométrico del orificio de salida es de 0.2 mm y el diámetro equivalente del problema en este caso es de 1.02 mm.

Puesto que el problema caso de estudio es un problema turbulento, es necesario elegir un modelo de turbulencia dentro de los que ofrece el código de cálculo FLUENT. Con este objeto se ha seleccionado el modelo de turbulencia $\kappa - \epsilon$ con la mayoría de las constantes que aparecen por defecto en el código y que suelen estar aceptadas en gran parte de los problemas a los que se aplica el citado modelo [37]. Las únicas constantes que se han modificado del modelo de turbulencia son los números de Schmidt y de Prandtl turbulentos, igualándolos a la unidad de manera que se obtienen soluciones similares de la velocidad axial, de la fracción másica de combustible y entalpía.

Por otro lado el código ofrece diferentes posibilidades para la resolución de las ecuaciones de conservación de las especies y de la energía con diferentes enfoques. El criterio que se ha seleccionado tanto para la mezcla no reactiva como para la reactiva resuelve una ecuación de transporte para la energía, y n-1

ecuaciones de transporte de fracción másica para un problema de n especies, donde las ecuaciones de transporte tienen la estructura clásica con términos no estacionarios, convectivos, difusivos y fuente. En el caso de mezcla no reactiva, el término fuente es nulo. Para los cálculos numéricos con reacción de combustión el término fuente se puede calcular según diferentes modelos de entre los cuales se ha seleccionado, según la nomenclatura FLUENT, el modelo *Eddy Dissipation* (ED). Este modelo es similar a la generalización del modelo *Eddy Breakup* de Spalding realizada por Magnussen y Hjertager [38]. En este caso el término fuente es el resultado de la mezcla turbulenta entre reactivos, dependiendo únicamente de la fracción másica de especies y de los términos de generación y disipación de turbulencia.

Adicionalmente, se ha empleado como ecuación de estado para la mezcla gaseosa la hipótesis de gas perfecto que FLUENT denomina como de *gas incompresible* en la que el código emplea una composición y temperaturas locales pero la presión es definida por el usuario, siendo ésta para el caso de estudio la media en el dominio abierto. De esta forma el campo de presiones se desacopla de la ecuación de estado local.

Respecto a los esquemas numéricos de cálculo utilizados cabe resaltar que FLUENT ofrece la posibilidad de trabajar con dos solvers según el acoplamiento entre las diversas ecuaciones de conservación, “*segregated*” y “*coupled*”. Se ha empleado el primero puesto que el segundo esquema implica un aumento considerable en el tiempo de ejecución, siendo no excesivamente diferentes los resultados en el caso de aplicación de la presente tesis. Se ha empleado como esquema de discretización el *1st order upwind* en la resolución de las ecuaciones del momento, energía cinética y disipación turbulentas, especies y energía, y como acoplamiento presión-velocidad el método *SIMPLE* [37].

A modo de resumen en la tabla 3.7 se muestran las principales opciones de cálculo empleadas en el modelado CFD con FLUENT.

General	
Solver	Segregated
Formulación temporal	Implícita de primer orden
Ecuaciones de conservación	1 st order upwind
Tipo de especies	Gases ideales incompresible
Modelo de turbulencia	$\kappa - \epsilon$
Multifase	Desconectada
Discretización	
Presión	Standard
Acoplamiento presión-velocidad	SIMPLE

Tabla 3.7. Principales opciones de cálculo empleadas en la ejecución de los cálculos numéricos de la presente tesis.

Para terminar se pasa a detallar las condiciones de entrada que son necesarias a la hora de ejecutar el código:

- Especie combustible: se ha empleado un hidrocarburo de cadena sencilla con peso molecular y ratio hidrógeno-carbono relativamente parecido al que tiene el combustible diesel ($C_{16}H_{34}$).
- Especie aire: se ha empleado una mezcla de oxígeno y nitrógeno independientemente de si el caso es reactivo o no, con un peso molecular determinado.
- Temperatura: se ha utilizado 300K como temperatura de entrada del combustible, respecto a la temperatura ambiente del aire se ha seleccionado 1000K.
- Diámetro del orificio: en el presente estudio se ha mantenido constante e igual a 0.2 mm.
- Velocidad de salida del gas inyectado: se ha seleccionado un valor constante con el tiempo (300 m/s).

Para las diferentes ejecuciones realizadas se ha variado alguno de los parámetros mencionados. Los resultados de los cálculos se presentarán en el capítulo 5. Si bien las condiciones de cálculo no representan en absoluto la configuración específica del motor caso de estudio, los resultados de los cálculos

numéricos realizados sí que permiten obtener una mayor comprensión del fenómeno objeto de estudio.

3.4 Conclusiones

En el presente capítulo se han presentado, descrito y evaluado las diferentes herramientas experimentales y teóricas que se han empleado en el desarrollo de este trabajo de investigación. Atendiendo a la metodología de trabajo propuesta en el capítulo 2, y con la justificación del uso de las diferentes herramientas utilizadas, ya se está en disposición de afrontar el estudio.

3.5 Bibliografía

- [1] Plint, M., & Martyr, A. (1999). *Engine testing theory and practice*. Society of Automotive Engineers, Inc.
- [2] Molina, S. (2005). *Influencia de los parámetros de inyección y la recirculación de gases de escape sobre el proceso de combustión en un motor diesel*. Barcelona: Editorial Reverté S.A.
- [3] Kastner, L. (1947). An investigation of the airbox method of measuring the air consumption of internal combustion engines. *Proceedings of the institution of the mechanical engineers*, Vol.157, pp. 387-404.
- [4] Measurementen of the intake air or exhaust gas flow of Diesel engines. (1992). *SAE Standards J244*.
- [5] De Rudder, K. (2007). *An approach to low temperature combustion in a small HSDI diesel engine*. Valencia: Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos.
- [6] Rodriguez, L. M., Casanova, J., & Tardajos, G. (2000). High pressure physical properties of fluids used in diesel injection systems. *SAE Paper 2000-01-2046*.
- [7] Hoppie, L. (1982). The influence of Initial Fuel Temperature on Ignition Delay. *SAE Paper 820356*.
- [8] Kubota, M., Yoshida, K., Shoji, H., & Tanaka, H. (2002). A study of the influence of fuel temperature on emissions characteristics and engine performance of compression ignition engine. *SAE Paper 2002-32-1777*.

- [9] Armas, O. (2005). *Diagnóstico experimental del proceso de combustión en motores Diesel de inyección directa*. Valencia: Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos.
- [10] *Información técnica de producto AVL 364 angular encoder*. Obtenido de <http://www.avl.com>
- [11] *Información técnica de producto Sensyflow*. Obtenido de <http://www.abb.com>
- [12] *Información técnica de producto Elster RVG G series rotary meters*. Obtenido de <http://www.elster.com>
- [13] *Información técnica de producto AVL 733 fuel balance*. Obtenido de <http://www.avl.com>
- [14] *Información técnica de producto AVL 442 blow-by meter*. Obtenido de <http://www.avl.com>
- [15] *Información técnica de producto Horiba Mexa 7100 DEGR exhaust gas analyzer*. Obtenido de <http://www.ats.horiba.com>
- [16] Sherman, M. T., Chase, R., Mauti, A., Rauker, Z., & Silvis, W. M. (1999). Evaluation of Horiba Mexa 7000 bag Bench analyzers for single range operation. *SAE Paper 1999-01-0147*.
- [17] Degobert, P. (1995). Automobiles and pollution. *SAE International, Editions Technip*.
- [18] Silvis, W. M. (1997). An algorithm for calculating the air/fuel ratio from exhaust emissions. *SAE Paper 9705144*.
- [19] *Información técnica de producto AVL 415 Smoke meter*. Obtenido de <http://www.avl.com>
- [20] Christian, R., Knopf, F., Jasmek, A., & Schindler, W. (1993). A new method for filter smoke number measurement with improved sensitivity. *MTZ Motortechnische Zeitschrift*, Vol. 54, pp. 16-22.
- [21] Plazas, A. (2005). *Modelado unidimensional de inyectoros common rail-Diesel*. Valencia: Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos.
- [22] Bosch, W. (1966). The fuel rate indicator: a new measuring instrument for display of the characteristics of individual injection. *SAE Paper 660749*.

- [23] Payri, R., Salvador, F., Gimeno, J., & Bracho, G. A new methodology for correcting the signal cumulative phenomenon on injection rate measurements. *Experimental Techniques*, Vol. 22, pp. 1165-1176.
- [24] Hermens, S. (2007). *Influencia de la geometría de las toberas de inyección Diesel sobre el proceso de inyección y de combustión*. Valencia: Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos.
- [25] Benajes, J., López, J.J., Novella, R., & García, A. (2008). Advanced methodology for improving testing efficiency in a single cylinder research diesel engine. *Experimental Techniques*, Vol. 32, pp. 41-47.
- [26] Lapuerta, M., Armas, O., & Hernández, J. (1999). Diagnosis of DI Diesel combustion from in-cylinder pressure signal by estimation of mean thermodynamic properties of the gas. *Applied thermal Engineering*, Vol.19, pp. 513-529.
- [27] Tinaut, F. (1986). *Contribución al estudio del proceso de combustión en motores de encendido por compresión de inyección directa*. Valencia: Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos.
- [28] Woschni, G. (1967). A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine. *SAE Paper 670931*.
- [29] Way, R. (1976). Methods for determination of composition and thermodynamic properties of combustion products for internal combustion engine calculations. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, Vol. 190, pp. 686-697.
- [30] Fenollosa, C. (2005). *Modelado fenomenológico del proceso de combustión por difusión diesel*. Barcelona: Editorial Reverté S.A.
- [31] Arrègle, J., López, J.J., García, J.M., & Fenollosa, C. (2003). Development of a zero-dimensional Diesel combustion model. Part 1: Analysis of the quasi-steady diffusion combustion phase. *Applied Thermal Engineering*, Vol.23, pp. 1301-1317.
- [32] Arrègle, J., López, J.J., García, J.M., & Fenollosa, C. (2003). Development of a zero-dimensional Diesel combustion model. Part 2: Analysis of the transient initial and final diffusion combustion phases. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 23, pp. 1319-1331.

-
- [33] Desantes, J., Arrègle, J., Fenollosa, C., & Salvador, J. (2001). Analysis of the influence of the injection rate and running conditions on the heat release rate in a D.I. Diesel engine. *SAE Paper 2001-01-3185*.
- [34] García, J. M. (2006). *El proceso de combustión turbulenta de chorros diesel de inyección directa*. Barcelona: Editorial Reverté S.A.
- [35] López Sánchez, J.J. (2005). *Estudio teórico-experimental del chorro libre diesel no evaporativo y de su interacción con el movimiento del aire*. Barcelona: Editorial Reverté S.A.
- [36] Fluent. (1998). *FLUENT 5 User's guide*. Fluent incorporated.
- [37] Versteeg, H., & Malalasekera, B. (1995). *An introduction to computational fluid dynamics. The finite volume method*. Prentice Hall.
- [38] Magnussen, B., & Hjertager, B. (1976). On mathematical modelling of turbulent combustion with special emphasis on soot formation and combustion. *Sixteenth Symposium (International) on Combustion*.

Capítulo 4

Estudio preliminar de los procesos de combustión y emisiones con post inyección

Contenido

4.1	Introducción.....	101
4.2	Metodología y plan de trabajo	102
4.2.1	Metodología de ensayo	102
4.2.2	Plan de trabajo.....	106
4.3	Descripción de los resultados principales obtenidos en el estudio preliminar	110
4.3.1	Primera aproximación al análisis del proceso de combustión y emisiones con el uso de post inyección.....	110
4.3.2	Relevancia de los resultados principales. Aplicación motorística del conocimiento adquirido.....	122
4.4	Conclusiones	124
4.5	Bibliografía	127

4.1 Introducción

A lo largo del presente capítulo se va a desarrollar la primera de las dos etapas que conforman los resultados de la tesis de acuerdo con el planteamiento general que se ha propuesto en el capítulo 2.

En las conclusiones de la revisión bibliográfica se ha puesto de manifiesto el carácter mayoritariamente tecnológico que han tenido los diferentes autores a lo largo del tiempo en el planteamiento de los estudios de las estrategias de post inyección. En parte, este enfoque viene justificado por una normativa anticontaminante cada vez más restrictiva, así como por una creciente exigencia en los niveles de confort y prestaciones de los motores diesel. Si bien algunos fenómenos relacionados con la estrategia de post inyección parecen estar claros, como es el caso de la reducción en las emisiones de hollín finales por mejora del proceso de oxidación [1]-[8], otros, como por ejemplo qué sucede con la duración de la combustión en motor, no lo están tanto [9][10].

Curiosamente, a pesar de que la mayoría de los trabajos realizados con estrategias de post inyección se hacen en motor debido al ya citado enfoque tecnológico, se ha detectado otra carencia importante: la falta de una metodología de trabajo robusta que sea capaz de proporcionar resultados en los que el análisis de los efectos de la post inyección puedan ser fácilmente aislados. Como consecuencia de esta deficiencia metodológica no se tiene una visión clara y de conjunto en lo que respecta a cuáles son los efectos de la variación en la cantidad de masa inyectada así como de la variación en el inicio de inyección de la post en referencia a los procesos de combustión y formación / destrucción de contaminantes al aplicar la citada estrategia de inyección en motor.

Para mitigar las carencias anteriormente mencionadas, a lo largo del presente capítulo se proponen los siguientes objetivos:

- Desarrollar una metodología de trabajo mediante la que seamos capaces de aislar fácilmente las variaciones introducidas con el uso de una post inyección respecto a una estrategia de inyección simple.
- Realizar un estudio de carácter general, variando fuertemente tanto la cantidad de masa inyectada como los inicios de inyección de la post para diferentes condiciones de operación de motor, que nos permitirá tener una primera aproximación al mejor entendimiento de los mecanismos físicos que conlleva el uso de una post inyección en los

procesos de combustión y formación / destrucción de emisiones, de tal manera que se alcance una visión panorámica que corrobore o desmienta los resultados destacados en la literatura y, si es el caso, ponga de manifiesto algún fenómeno interesante y novedoso.

4.2 Metodología y plan de trabajo

En el presente estudio se utilizan de forma combinada diferentes fuentes de información tanto experimental como teóricas. No obstante, se puede decir que la mayor parte de los ensayos realizados se han llevado a cabo en el motor monocilíndrico de investigación descrito en el capítulo 3. Cabe resaltar la elección de esta herramienta debido a la gran precisión en el control de las diferentes variables de operación que se tiene durante la realización de los ensayos [11], circunstancia indispensable para la consecución de los objetivos marcados.

4.2.1 Metodología de ensayo

El objetivo último de cualquier metodología de ensayo es definir los caminos a seguir durante la realización de los ensayos de tal forma que se puedan abordar los objetivos planteados con el mayor éxito posible. Así pues el propósito principal de la metodología que se va a desarrollar a continuación es aislar y facilitar la comprensión de los efectos que tiene el uso de estrategias de post inyección en el proceso de combustión y emisiones en comparación con una estrategia de inyección simple. Con este concepto en mente, junto con la idea de que la cantidad de combustible inyectada en la totalidad de la estrategia de post inyección (cantidad de combustible inyectado en el pulso principal + cantidad de combustible inyectado en el pulso post) y de inyección simple (sólo pulso principal) ha de ser igual para no inducir a errores en los efectos encontrados sobre los procesos de combustión y emisiones, se ha ideado el concepto de *grupo base* de ensayo que se pasa a describir.

Un *grupo base* de ensayo es una unidad de ensayo que se compone del siguiente conjunto de ensayos:

- **Ensayo de referencia:** dicho ensayo se corresponde con una estrategia de inyección simple¹² del tipo piloto e inyección principal, que se define como PM, y que, adicionalmente a las condiciones de operación específicas requiere:
 - La búsqueda de una masa de inyección piloto. Dicha masa será constante para todos los ensayos del presente estudio (2 mg/cc) y se selecciona con el fin de conseguir que la cantidad de masa inyectada de la inyección principal que se quema en premezcla sea lo menor posible debido al conocido efecto que tiene la citada inyección sobre la reducción del tiempo de retraso de la subsiguiente inyección [12][13].
 - La adición de una segunda inyección que contiene la principal cantidad de masa inyectada durante el ensayo de referencia. El inicio de la citada inyección se selecciona de tal forma que el proceso de combustión esté “centrado” en el ciclo de motor representativo de una combustión convencional por difusión [14][15]. En el actual estudio, el concepto de “centrado” consiste en que el pico máximo de presión en cilindro registrado a través de la cadena de medida descrita en el capítulo 3 debe estar entre $5\text{-}7^\circ\text{ CAD}$ ¹³ después del PMS. Por otro lado, una vez seleccionado el inicio de la inyección principal, se selecciona la distancia angular entre la inyección piloto y la inyección principal. El criterio de selección es garantizar una combustión relativamente completa de la inyección piloto antes de la combustión de la inyección principal. Para esto se analizan las curvas de liberación de calor obtenidas a través de CALMEC¹⁴ de tal forma que el porcentaje de masa inyectada en la piloto respecto al total de combustible inyectado coincida con el porcentaje de calor liberado para dicha masa piloto respecto al total liberado en la combustión de todo el combustible.

¹² En este caso, se utiliza el concepto simple para no complicar la nomenclatura, a pesar de que es sabido que el uso de una estrategia de inyección piloto infiere el nombre de inyección múltiple. Es simplemente por simplicidad en la notación.

¹³ CAD: Crank Angle Degree.

¹⁴ Código de diagnóstico de la combustión definido en el capítulo 3.

- La realización de un barrido¹⁵ de masa inyectada durante la inyección principal con el fin de conseguir un valor específico de FSN (Filter Smoke Number) en los gases de escape. La selección de este valor no es aleatoria y está en torno a 1 FSN, valor que a pesar de ser relativamente bajo nos permite poder evaluar tanto incrementos como decrementos en las emisiones finales de hollín asociados al uso de la post inyección.

Con este proceso, el total de masa inyectada para el ensayo de referencia queda fijada, al igual que los inicios de la inyección tanto para la principal como para la inyección piloto.

- **Ensayo intermedio:** dicho ensayo, al igual que el de referencia, se corresponde con una estrategia de inyección simple¹⁶ del tipo piloto e inyección principal que se define como PM* y que, adicionalmente a las condiciones de operación específicas, requiere que la cantidad de combustible que se inyecta en el pulso principal sea modificada respecto al caso de referencia. Así pues la modificación en la cantidad de combustible inyectada para el pulso M* consiste en una reducción de masa inyectada en un valor igual a la cantidad de masa que se va a inyectar después en forma de post inyección. Cabe resaltar que, para este ensayo, los inicios de combustión para la inyección piloto y la principal son los mismos que para el caso de referencia.
- **Ensayos con post inyección:** finalmente, cerrando el concepto de *grupo base*, se realizan ensayos de post inyección. Dichos ensayos se corresponden con una estrategia de inyección múltiple del tipo piloto, inyección principal recortada y post inyección, que se define como PM*F, en la que la masa de combustible inyectada es igual al caso de referencia. Por otro lado, como se ha mencionado en líneas anteriores, la masa del pulso de post inyección F, es la que se ha sustraído a la inyección principal en el caso intermedio PM*. El único parámetro que se modifica para los diferentes ensayos con post inyección dentro de un mismo *grupo base* es el inicio de la inyección del pulso post, *SoI de la post*.

¹⁵ En este caso el concepto de barrido se asocia a un incremento progresivo de la cantidad de masa inyectada.

¹⁶ En este caso, al igual que antes, se utiliza el concepto simple por simplicidad en la notación.

Con el fin de que se comprenda mejor el concepto de *grupo base* que se utiliza en la presente metodología se muestra un ejemplo en la figura 4.1.

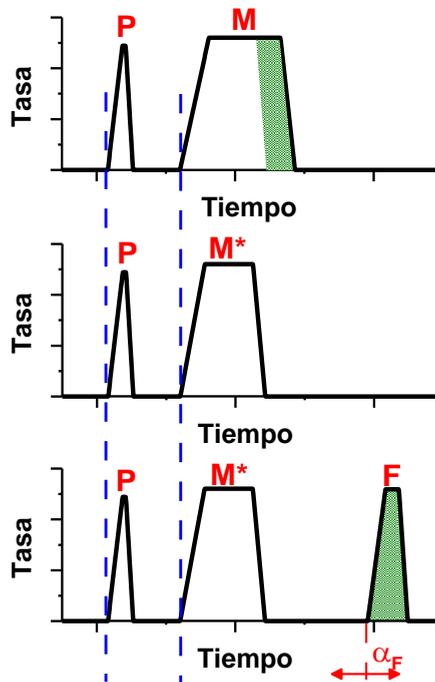


Figura 4.1. Esquema de los diferentes ensayos que se incluyen en un mismo grupo base: Ensayo de referencia (PM), ensayo intermedio (PM*) y algunos casos de post inyección (PM*F) con diferentes Sol's para el pulso F.

Una vez se ha definido el concepto de *grupo base* cabe resaltar que, aparte de las consideraciones que se han determinado en el capítulo 3 respecto al procedimiento general para garantizar la detección de errores durante la realización de los ensayos se ha desarrollado un procedimiento adicional que se aplica para cada *grupo base* con el fin de asegurar la mejor calidad en los ensayos. Se pasa pues a dar una breve descripción de las directrices seguidas en este procedimiento:

- A pesar de que pueda parecer trivial, antes de la realización de cualquier *grupo base* de ensayos, se realiza la puesta a punto de la sala de ensayos. Este procedimiento incluye la calibración de los diferentes aparatos de medida descritos en el capítulo 3 y la limpieza de la línea de escape. Para realizar esta limpieza, se opera el motor en condiciones de alta carga y alto régimen de giro, manteniendo

constante una alta temperatura de escape durante aproximadamente 10 minutos.

- Cuando se realiza un *grupo base* de ensayos, los primeros ensayos con post inyección se realizan incrementando progresivamente la distancia angular entre la post inyección y el pulso principal. Cuando se ensaya el caso en el que la distancia entre pulsos es máxima, todos los ensayos se repiten desde el más alejado hasta el más cercano con el fin de verificar la repetitividad. Esta verificación se lleva también a cabo para los casos de referencia e intermedio; estos ensayos se realizan antes de todos los casos de post inyección y se repiten una vez finalizados éstos.
- Puesto que la precisión en la cantidad de masa inyectada en cada uno de los pulsos es un aspecto absolutamente relevante a la hora de comparar los posibles efectos que tiene el partir la inyección en diferentes eventos sobre el proceso de combustión, se ha desarrollado un procedimiento específico para la medida de la masa de combustible, utilizando de manera conjunta el ratio aire / combustible obtenido a través del analizador de gases descrito en el capítulo 3 junto con el flujo másico de aire proporcionado por el medidor correspondiente, también descrito en el mencionado capítulo. En el rango de masas de combustible usadas durante el estudio este método es mucho más preciso que los valores de masa proporcionados por la balanza de combustible.

El número de ensayos de cada *grupo base* depende del número de ensayos de post inyección que se realicen, es decir, depende del número de variaciones en el inicio de inyección de los pulsos de post inyección. En el marco del estudio que se lleva a cabo, el número de casos de post inyección nunca es inferior a 8. De acuerdo con el procedimiento específico para cada *grupo base* descrito en líneas anteriores, como los ensayos se han de repetir para comprobar su repetitividad, el número total de ensayos para un *grupo base* es de alrededor de 20.

4.2.2 Plan de trabajo

Una vez se ha definido una metodología de trabajo con la que aislar los efectos de la post inyección en relación al uso de una estrategia de inyección simple, se pasa a definir un plan de trabajo sobre el que poder aplicar la citada metodología. Dicho plan de trabajo consiste en un amplio plan de ensayos que

abarca diferentes reglajes de motor. El criterio que se ha utilizado para definir la variación de cada uno de los reglajes se ha basado en que:

- La variación de los reglajes de motor debe ser posible dentro del rango de funcionamiento del motor descrito en el capítulo 3, es decir, la realización del plan de ensayos tiene que estar dentro de los límites tecnológicos del motor.
- La variación de los reglajes de motor debe ser tal que los cambios de las condiciones en el interior de la cámara de combustión sólo influyan sobre un fenómeno de tal forma que no se provoque la anulación de efectos por el cambio de varios reglajes a la vez.

Lo anteriormente descrito lleva a la definición de un punto nominal con respecto al cual se realiza un estudio paramétrico en el que, en cada punto de operación, se varía sólo uno de los reglajes, tal y como se muestra en la tabla 4.1.

Condición de operación	A	B	C	D	E	F	G
Régimen [r.p.m]	2000	2000	1750	2000	2000	2000	2000
P admisión [MPa]	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.17	0.15
T admisión [K]	303	303	303	333	303	303	303
P inyección [MPa]	79	61	61	79	79	79	79
Masa total inyectada [mg/cc]	25	22.3	23.7	24.7	31.2	17.5	22.5
Ratio (F/A) _r	0.46	0.4	0.44	0.45	0.5	0.45	0.48
Inyección piloto [mg/cc]	2	2	2	2	2	2	2
Tasa de EGR [%]	0	0	0	0	0	30	15
YO ₂ en admisión [%]	23	23	23	23	23	19.7	21.1
Pulso eléctrico α_p/α_M [°aPMS]	20.6/ 10.8	25.1/ 13.3	21.4/ 11.4	20.7/ 10.8	23.8/ 13.8	20.6/ 10.8	20.6/ 10.8

Tabla 4.1. Condiciones de operación utilizados a lo largo del presente estudio.

La selección de los reglajes para el punto nominal A se ha realizado con objeto de tener un punto representativo de los motores diesel actuales en condiciones de media carga. Así mismo este punto nominal tiene asociado lo que se ha dado en llamar un tiempo característico de mezcla [16]. Este tiempo característico de mezcla se define como el tiempo que tarda una partícula de

combustible desde que sale de la tobera hasta que llega a las condiciones estequiométricas. Puesto que la combustión por difusión viene controlada por mezcla (capítulo 2) parece razonable utilizar el citado tiempo de mezcla como un buen estimador del tiempo de combustión. En [16][17] se definen la densidad, la velocidad de inyección y la fracción másica de O_2 en la admisión como las variables fisicoquímicas de las que depende el citado tiempo característico de mezcla. Así pues para el punto nominal se tiene una densidad, velocidad de inyección y fracción másica de O_2 en la admisión de referencia, de tal forma que en el resto de condiciones de operación que se proponen en el plan de ensayo definido en la tabla 4.1 introducen modificaciones en las citadas variables fisicoquímicas.

Hasta el momento se ha definido el concepto de *grupo base* y un plan de trabajo con un punto nominal y diferentes condiciones de operación en las que aplicar el concepto de *grupo base*. Si bien con este enfoque se pueden evaluar los efectos de la variación en el inicio de inyección de la post (SoI_{post}) para diferentes condiciones de operación, parece que se está dejando de lado la sistematización en la evaluación de los efectos de la cantidad de masa inyectada de la citada post. Por ello se crea el concepto de *grupo de operación*.

Un *grupo de operación* consiste en un conjunto de *grupos base* en el que las condiciones de motor son fijas y el único parámetro que cambia entre los diferentes grupos base es la cantidad de masa inyectada en la post. Se ha decidido que la masa inyectada en la post sea de 10, 6, 4, 3 y 2 mg/cc. La selección de estas cantidades de masa se corresponde con el interés de tener distribuciones de masa de post inyección que barran un amplio rango. Desde el concepto de *after injection* (*masas de post pequeñas que representa en torno a un 5% de la masa total inyectada*) hasta el concepto de inyección partida (*masas de post que representan en torno a un 50% de la masa inyectada*). A modo de resumen se puede decir que el presente estudio se compone de 7 grupos de operación que conllevan un total de 35 grupos base. Con el fin de que se comprenda mejor el concepto de *grupo de operación* se muestra un ejemplo en la figura 4.2.

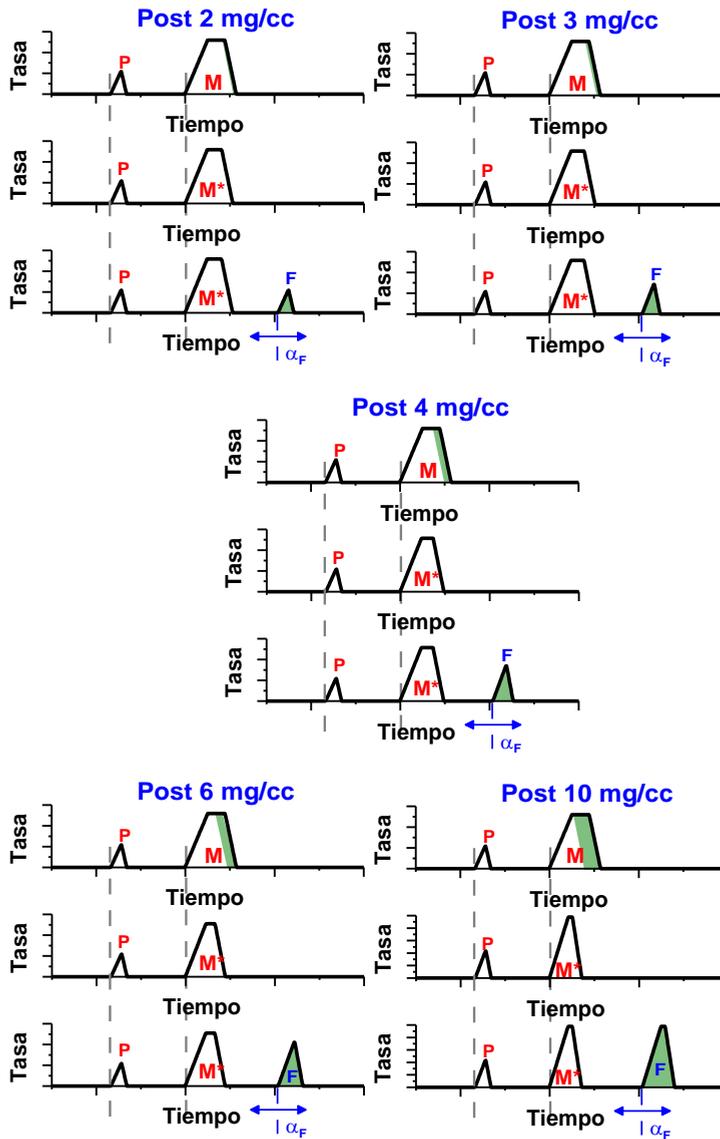


Figura 4.2. Esquema de los diferentes grupos base que se incluyen en un mismo grupo de operación. Las condiciones de operación de motor son fijas (A,B... en la tabla 4.1) y sólo varía la cantidad de masa inyectada en la post.

Al finalizar los ensayos experimentales se tiene la información necesaria para el tratamiento y obtención de los resultados que van a constituir la base de datos experimental necesaria para abordar los objetivos planteados.

Además de los ensayos experimentales descritos, se han realizado ensayos específicos sobre motor para la mejor comprensión de algún aspecto concreto. La descripción de cada uno de estos ensayos específicos se hará en la sección correspondiente.

4.3 Descripción de los resultados principales obtenidos en el estudio preliminar

A continuación se pasan a presentar los resultados principales obtenidos de la aplicación de la metodología anteriormente descrita. Cabe resaltar que el plan de ensayos ha sido diseñado con un enfoque amplio que engloba condiciones de operación tanto realistas como no realistas, de tal forma que la comprensión de los fenómenos asociados al uso de post inyección no se vea coartada en ningún caso por requerimientos tecnológicos, ya sean referidos al cumplimiento de alguna norma anticontaminante o por mejora en las prestaciones.

4.3.1 Primera aproximación al análisis del proceso de combustión y emisiones con el uso de post inyección

Según lo visto en el capítulo 2, la duración del proceso de combustión por difusión está íntimamente ligada a la duración del proceso de inyección [16][18].

Al realizar estrategias de post inyección se tienen dos efectos antagonistas. Por un lado, parece evidente pensar que al partir el evento de inyección en varias etapas se debería alargar necesariamente la duración de la combustión por difusión respecto a un caso de inyección simple, ya que para inyectar la misma cantidad de combustible se está invirtiendo más tiempo. Por otro lado, se incrementan tanto el nivel de pre-turbulencia sobre el que se inyecta como el nivel de cantidad de movimiento con el que se inyecta el citado pulso post. Esta circunstancia hace que se englobe más cantidad de aire, se incremente el nivel de mezcla y por tanto se disminuya el tiempo de combustión [19]-[23].

A nivel motorístico, que no físico, el balance entre ambos fenómenos viene condicionado tanto por la masa inyectada en el pulso post como por la separación entre el final de la inyección principal y el inicio de la post inyección. Adicionalmente, se puede decir que no existen demasiadas referencias en la literatura que hablen respecto al resultado del mencionado balance, y las existentes, ya sea por enfoque o metodología de ensayo utilizada, no son concluyentes [9][10].

De forma complementaria, cabe destacar que, para una misma cantidad de combustible inyectado con el mismo inicio de inyección (SoI), una duración de la combustión diferente es capaz de explicar las diferencias encontradas sobre las prestaciones y las emisiones, ya que la citada reducción en la duración de la combustión ha de ser el resultado de un cambio en las condiciones en cámara. En el caso concreto que nos ocupa, es la post inyección el agente externo que introduce dichos cambios sobre los procesos que afectan a las condiciones termodinámicas de la cámara.

Por todo lo anteriormente descrito, parece evidente que lo primero que se ha de hacer para estudiar los efectos del uso de la post inyección sobre el proceso de combustión es constatar qué sucede con la duración de la combustión al utilizar dicha estrategia de inyección en motor. Para ello, siguiendo la metodología descrita en la sección anterior, se representan las diferentes leyes de liberación de calor de los ensayos que conforman un mismo *grupo base*. Tal representación se muestra en la figura 4.3 para las condiciones de operación B mostradas en la tabla 4.1 con un pulso de masa de post inyección de 2 mg/cc.

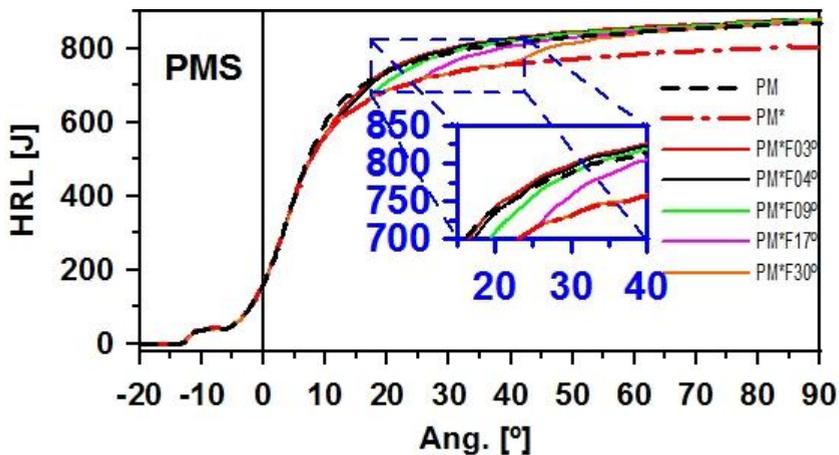


Figura 4.3. Evolución de las leyes de liberación de calor para un grupo base con una post inyección de 2 mg/cc en las condiciones de operación B. El SoI de la post se indica en la leyenda de la figura (ejemplo PM*F03 implica que el SoI de la post está 3°dPMS).

Debido al uso de la mencionada metodología se puede ver de forma aislada y clara la evolución del calor liberado durante la combustión de los casos de referencia, PM, intermedio, PM*, y por último de todos los pulsos post para cada uno de los diferentes inicios de inyección, PM*F, que conforman el *grupo base*

representado. Analizando la figura se pueden constatar dos hechos. Si la separación entre el inicio del pulso post, F, es cercana al inicio del caso intermedio, PM*, se puede observar que la fase final de la curva de liberación de calor adelanta levemente al caso de referencia PM, como ocurre por ejemplo en el caso PM*F03. Esto implica que la duración de la combustión del citado caso de post inyección es más corta que el caso de referencia con el que se compara. Por el contrario, para el resto de casos en los que la separación entre el inicio del pulso post, F, no se puede considerar cercana al inicio del caso intermedio, PM*, se puede observar que, si bien las curvas de liberación de calor no adelantan al caso de referencia, al menos sí que llegan a los mismos niveles de calor liberado que el caso de referencia. Estas curvas de evolución de la liberación de calor se han calculado a través del código de diagnóstico CALMEC expuesto en el capítulo 3. Debido a las hipótesis y simplificaciones en las que se basa el mencionado modelo se podría pensar que se está infiriendo en algún tipo de error que podría ser del mismo orden de la ventaja comparativa que se acaba de descubrir para las post inyecciones cercanas.

Así pues parece sensato evaluar otro tipo de parámetros que corroboren la constatación anterior. Si es cierto que la duración de la combustión se acorta como consecuencia de un proceso de aceleración durante la fase final de la misma al introducir una post, parámetros indicativos del aprovechamiento de la energía térmica, como son el rendimiento indicado y la temperatura de escape, deberían mostrar tales resultados. Con este propósito en la figura 4.4 se muestran las tendencias para el mismo grupo base estudiado hasta el momento de los parámetros anteriormente mencionados.

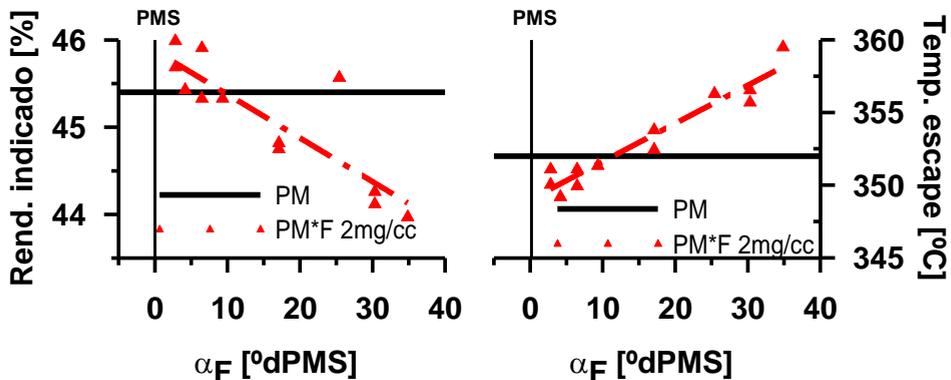


Figura 4.4. Izquierda) Rendimiento indicado para el grupo base de 2 mg/cc en las condiciones de operación B. Derecha) Temperatura de escape para el grupo base de 2 mg/cc en las condiciones de operación B.

En ambas figuras la línea horizontal representa el valor correspondiente al caso de referencia, PM, y el resto de puntos se corresponden con los diferentes casos de post para el citado *grupo base*, PM*F. Los resultados parecen ser coherentes con el fenómeno de aceleración de la combustión ya que para el caso donde el inicio de inyección del pulso post está cerca del caso intermedio PM*, se tiene un incremento en el rendimiento indicado y un decremento en la temperatura de escape. Esto es fácilmente entendible, ya que para los casos en los que se produce una aceleración de la fase final de la combustión se acorta la duración de la misma y por tanto más cantidad de combustible se quema hacia zonas cercanas al PMS (ver posición del inicio de inyección de las post en el ciclo) elevando el rendimiento indicado que implica una mejor conversión térmica en mecánica, y por tanto la energía (temperatura) que se mide en los gases de escape es más baja que para el caso PM, lo que también indica una combustión más rápida.

Hasta el momento se ha constatado un fenómeno de reducción de la duración de la combustión con el uso de post inyecciones pequeñas, del orden de 2 mg/cc y cercanas¹⁷. No obstante para terminar de presentar el fenómeno se ha de extender el estudio y comprobar cuáles son los efectos asociados al tamaño de pulso de la post. Para ello y siguiendo con el mismo enfoque “energético” que se ha seguido en la figura 4.4, en la figura 4.5 se representan el rendimiento indicado y la temperatura de escape para diferentes *grupos base* con las mismas condiciones de operación pero diferentes tamaños de pulso post, con el fin de evaluar qué efectos tiene sobre el fenómeno de aceleración de la combustión el tamaño de dicho pulso.

¹⁷ Hace referencia a la separación entre el inicio de inyección del pulso M* y del pulso F.

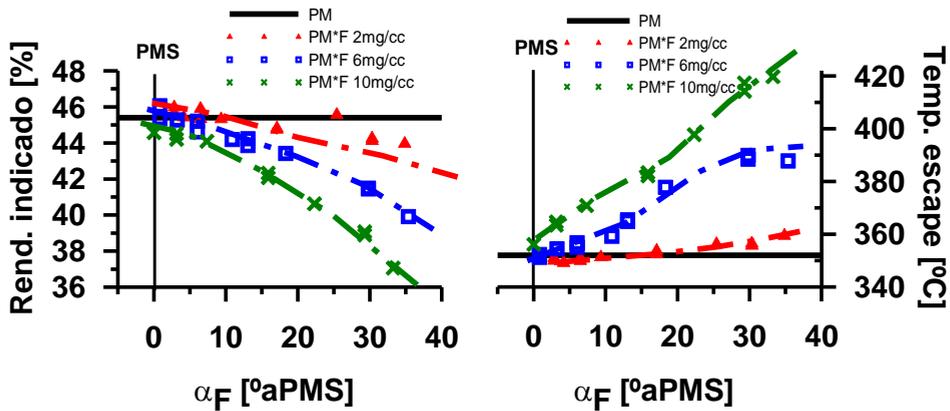


Figura 4.5. Izquierda) Rendimiento indicado para tres grupos base diferentes con diferentes tamaños de post inyección (casi conforman un grupo de operación). Derecha) Temperatura de escape para tres grupos base diferentes con diferentes tamaños de post inyección.

Así pues analizando la figura 4.5 parece que el tamaño del pulso post es un parámetro clave que determina el fenómeno de aceleración de la combustión. Observando la figura 4.5 se llega a la conclusión de que cuanto más pequeña es la masa para el mismo inicio de inyección del pulso post, más aceleración de la fase final de la combustión se tiene.

Al inicio de la sección se presenta el fenómeno de aceleración de la combustión a través de la evolución de la ley de liberación de calor para un solo grupo base. Con el fin de extender la constatación del fenómeno, en la figura 4.5 se han incluido diferentes grupos base asociados a diferentes masas de pulso post que conforman un grupo de operación. Parece coherente pensar que para terminar de presentar el mencionado fenómeno se podría realizar una representación de las evoluciones de las leyes de liberación de calor para los diferentes grupos base que conforman el grupo de operación, no obstante debido a la cantidad de ensayos que se deben de considerar tal representación sería muy engorrosa y difícil de interpretar. Por tanto, al igual que otros autores en la misma condición [13] se define un parámetro, derivado de la evolución de la ley de liberación de calor, indicativo de la duración de la combustión con el fin de compactar toda la información que aporta la ley de liberación de calor en un solo punto y facilitar la interpretación de los resultados. Tal parámetro es el ángulo final de combustión definido como el ángulo donde se ha liberado el 90% del total del calor liberado, EoC.

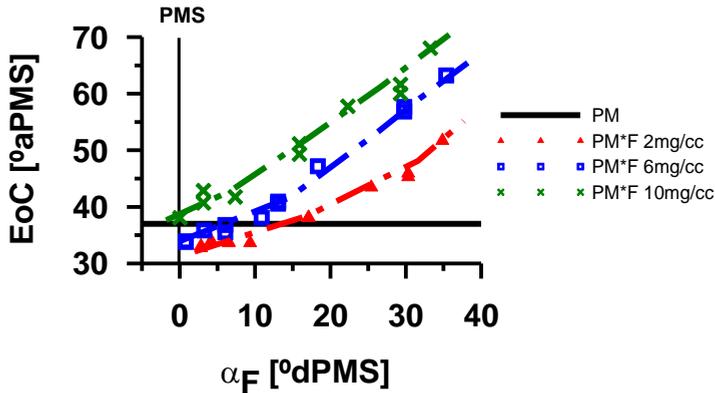


Figura 4.6. Ángulo final de combustión (tomado en el 90% del calor total liberado) para diferentes grupos base con diferentes tamaños de pulso post que conforman el grupo de operación en las condiciones B.

En la figura 4.6 se representa el ángulo final de combustión para el mismo grupo de operación que se ha estudiado en la figura 4.5. De manera general se puede decir que la reducción en la duración de la combustión se da para separaciones entre pulso M* y post pequeñas, y de forma complementaria, si se mantiene dicha separación constante entre diferentes tamaños de pulso, la reducción en la duración de la combustión es más evidente cuanto más pequeña sea la masa inyectada en la post.

Hasta el momento se han descrito y presentado fenómenos relacionados con el proceso de combustión. No obstante, a lo largo de la revisión bibliográfica se ha visto que la principal aplicación motorística de las estrategias de post inyección en un motor diesel operando con un modo de combustión convencional van encaminadas a la mejora del trade-off Hollín / NOx. Este hecho justifica que dentro del presente estudio previo se tenga especial interés en evaluar los efectos de la post inyección sobre las mencionadas emisiones. Para ello se va a seguir la misma estructura de presentación de los resultados que la utilizada en líneas anteriores para evaluar los efectos de la post inyección sobre el proceso de combustión. Primero se va a constatar qué sucede cuando se realizan variaciones en el inicio de inyección del pulso para una masa de post pequeña. Tras esto, con objeto de universalizar el conocimiento adquirido, se van a evaluar los efectos de las variaciones en el tamaño de la masa de post.

- Post inyecciones pequeñas

En la figura 4.7 se muestran las emisiones de hollín correspondientes a un grupo base con masa de post inyección pequeña, 2 mg/cc, en las condiciones de operación B de la tabla 4.1. Como en las anteriores figuras, la línea horizontal se corresponde con el caso de referencia PM y la línea horizontal discontinua con el caso PM*, ensayo intermedio. Los diferentes símbolos se corresponden con diferentes casos de post, PM*F, donde se han propuesto diferentes inicios de inyección para el pulso post, F.

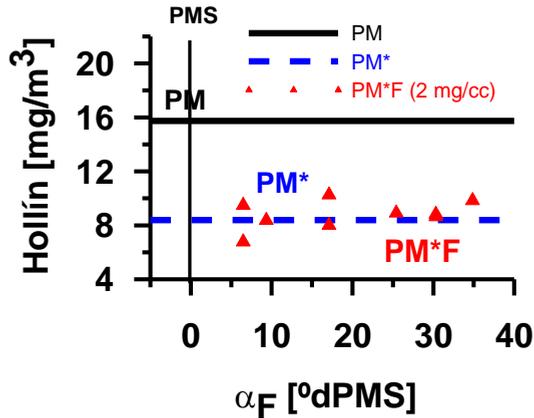


Figura 4.7. Emisiones de hollín para un grupo base con post inyección de 2 mg/cc operando en las condiciones B.

Sorprendentemente en esta figura se puede observar que para cualquier valor de inicio de inyección del pulso post propuesto, α_F , los niveles en las emisiones de hollín tienen valores muy parecidos. Analizando este fenómeno, se puede decir que cuando se realizan variaciones en el SoI del pulso post (se modifica la distancia entre el pulso post y el pulso principal) se tienen dos efectos. Por un lado se cambia la posible interacción entre ambos pulsos, y por otro lado también se varía la temperatura de combustión de la masa del pulso post, con lo que si se intenta dar una explicación a este comportamiento a través de lo visto en la revisión bibliográfica [1]-[8] se tiene que asumir que las emisiones de hollín asociadas al pulso de post inyección y la interacción entre los pulsos principal y post se compensan siempre para los diferentes inicios de inyección de la post. Tal coincidencia parece no ser realista. Si se analiza la figura con más detenimiento se puede ver que no es que los niveles de las emisiones finales de hollín sean siempre muy parecidos si no es que además toman el valor del ensayo intermedio, PM*.

Esta evidencia hace pensar que el efecto del pulso post es siempre neutral o, visto de otra manera, parece que los niveles de emisiones de hollín serán siempre

los mismos independientemente de si se tiene pulso post o no, al menos para este tamaño de pulso post. Puesto que este resultado tiene lugar independientemente de las condiciones de operación (*diferentes Sol de la post*) de manera general se pueden inferir dos constataciones cuando se usa una post inyección de tamaño pequeño: (a) prácticamente no produce hollín y (b) la combustión del pulso post parece que no interacciona con el hollín de la combustión precedente. Por un lado una primera aproximación que puede servir de explicación para la afirmación (a) se podría dar a través del propio tamaño del pulso post, ya que si el pulso post es lo suficientemente pequeño tal vez no se puedan establecer claramente las condiciones de combustión por difusión necesarias para la formación de hollín (*se puede tener un tipo de combustión a medio camino entre la difusión y la premezcla pobre*) [24]. Por otro lado para la explicación de la afirmación (b) se ha generado un nuevo concepto asociado a la combustión de las estrategias de post inyección que se ha dado en llamar como de “llama partida”, es decir, las combustiones del caso intermedio, PM*, y de los pulsos post, F, se desarrollan de forma aparentemente independiente (*para cualquier Sol de la post*). Esta afirmación es contraria a la mayor parte de la literatura encontrada [1][8] en donde las diferencias en los niveles finales de emisiones de hollín asociados al uso de post inyección están relacionadas con una interacción entre pulsos ya sea vía pre-turbulencia o vía incremento de temperatura.

- Post inyecciones grandes

Siguiendo una estructura coherente con la exposición de resultados llevada a cabo para presentar los resultados referentes al proceso de combustión, se extiende el estudio a diferentes tamaños de pulso post. En la figura 4.8 se representa un *grupo de operación* en donde se añaden varios grupos base al que ya se había utilizado para presentar el resultado en la figura 4.7.

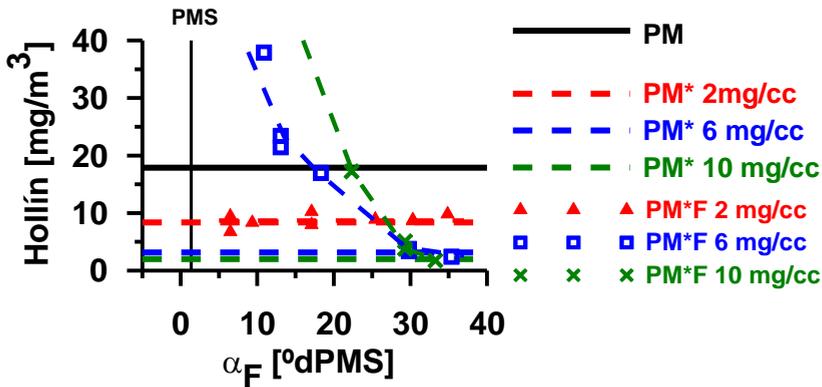


Figura 4.8. Emisiones de hollín para diferentes grupos base que conforman el grupo de operación B.

Para comprender mejor esta figura cabe resaltar que para los diferentes grupos base se tiene el mismo nivel de hollín en los ensayos de referencia PM ya que se inyecta la misma cantidad de combustible en las mismas condiciones de operación. Adicionalmente cabe destacar que los niveles de emisiones finales de hollín para los ensayos intermedios PM* serán más bajos a medida que recortemos más cantidad de combustible a la inyección principal. Por ejemplo los niveles de PM* para un caso de post inyección de 10 mg/cc serán más pequeños que para un caso de post de 6 mg/cc, como se muestra en la figura 4.9.

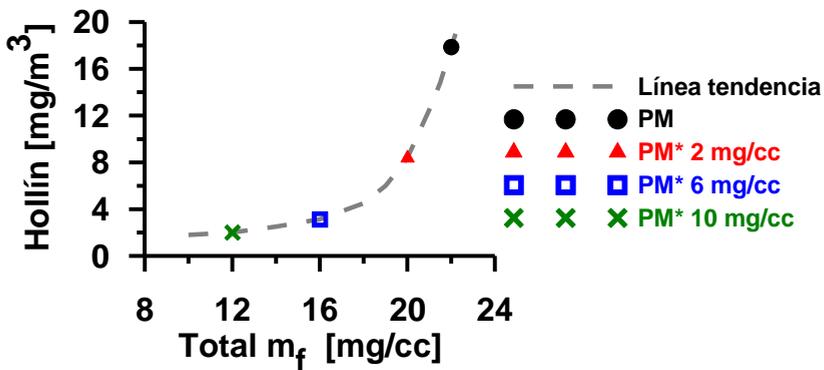


Figura 4.9. Niveles de emisiones de hollín para una estrategia PM* modificando la masa de M^* .

Retomando la figura 4.8, se pueden extraer dos consecuencias relevantes respecto a la dependencia de los niveles de emisiones finales de hollín en función de la variación del inicio de inyección de la post:

- Si el inicio de inyección del pulso post, F, está extremadamente retrasado en el ciclo de motor (*después del PMS hacia la carrera de expansión*), la temperatura en el interior del cilindro será muy baja y la combustión del pulso post no tiene capacidad para producir hollín. Como consecuencia, las emisiones finales de hollín resultantes de la combustión con estrategias PM*F deberían ser las mismas que las producidas por la combustión de PM*. Atendiendo a la figura, parece que éste es el caso, ya que el nivel de hollín para los ensayos de post con inicios de inyección muy retrasados alcanzan el nivel de los ensayos intermedios, PM*. A pesar de que, debido a restricciones en la calibración del sistema de inyección durante la realización de los ensayos, no se ha podido retrasar más los inicios de inyección de los pulso post y por tanto no se ha podido constatar qué sucederá si se sigue retrasado en los casos de post con masa de tamaño grande, se puede decir que estos resultados van en consonancia con el hecho de que independientemente de la masa del pulso post bajo ciertas condiciones, la combustión del pulso post no interacciona con la combustión del pulso intermedio PM*, puesto que el hollín de éste parece permanecer constante.
- Por el contrario, si el inicio de inyección del pulso post se acerca al final de inyección del pulso principal, y por tanto quema cerca del PMS, la temperatura durante la combustión del pulso post es más alta, y consecuentemente se tiene mayor capacidad para la formación de hollín. Esta afirmación es absolutamente coherente con la figura 4.8, ya que a medida que el pulso F se avanza, el nivel de emisiones finales de hollín para los casos PM*F es más grande que para el caso PM*. Si bien en estos casos es difícil asegurar que exista una independencia entre las combustiones del pulso post y del ensayo intermedio, los niveles finales de hollín se pueden explicar como la adición del hollín producido por PM* y el producido por F a través del fenómeno de llama partida. Teniendo este concepto en mente los resultados son más sencillos de interpretar.

Puesto que el fenómeno de llama partida ha surgido a través de la observación de resultados obtenidos en un motor opaco y no dejan de ser meras hipótesis constatadas con varios hechos experimentales, se pasa ahora a su validación por medio de la visualización de la combustión en un motor transparente. En la figura 4.10 se muestran dos fotografías diferentes tomadas en

un motor transparente similar al motor opaco usado para el resto del estudio. Ambas fotografías se corresponden con ensayos realizados en las condiciones de operación C de la tabla 4.1 y una masa de post de 4 mg/cc. En la parte izquierda, se muestra un caso de $\Delta\alpha = 7^\circ\text{CAD}$ ($\Delta\alpha$ es la distancia entre el final de la inyección del pulso principal y el inicio del pulso post), mientras que en la parte derecha se muestra otro con $\Delta\alpha = 11^\circ\text{CAD}$. Se puede observar que la combustión del pulso post se “desconecta” de la combustión previa de forma más fehaciente cuanto mayor es la separación entre pulsos, mostrando una mayor evidencia del fenómeno de llama partida. Este hecho es particularmente cierto en el contexto de las post inyecciones lejanas. Cabe resaltar que para un $\Delta\alpha = 15^\circ\text{CAD}$ ya no se visualiza la combustión de PM*, al menos para las condiciones de operación utilizadas.

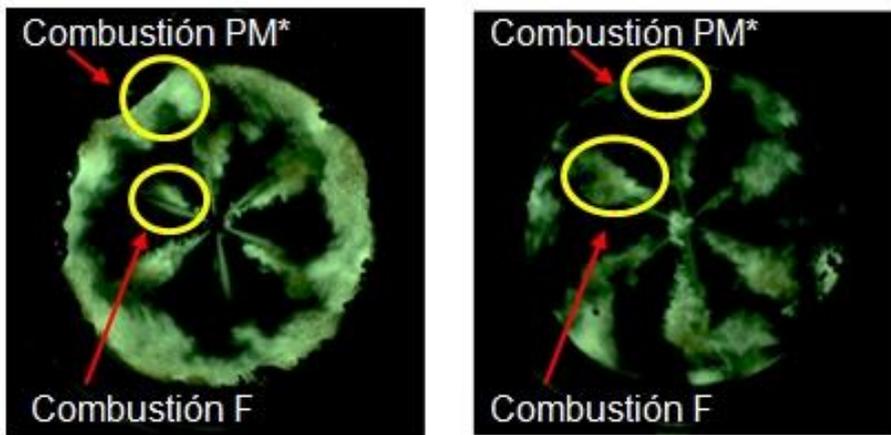


Figura 4.10. Fotografías del interior de la cámara durante las fases iniciales de la combustión de los pulsos post. Izquierda) Distancia entre pulso principal y post de $\Delta\alpha = 7^\circ\text{CAD}$. Derecha) $\Delta\alpha = 11^\circ\text{CAD}$.

Una vez presentados los resultados de las emisiones de hollín con el uso de una estrategia de post inyección, se van a presentar a continuación los resultados respecto a NOx con lo que se pretende alcanzar un doble objetivo. Por un lado completar los resultados de los efectos de la post en relación a las emisiones y, por otro lado, tratar de integrar y validar los dos fenómenos relevantes descubiertos hasta el momento, es decir, tanto el fenómeno de aceleración de la fase final de la combustión como el fenómeno de llama partida. Así pues siguiendo la misma metodología que para las emisiones de hollín, en la figura 4.11 se representan los resultados de las emisiones finales de NOx para un mismo grupo de operación conformado por varios grupos base con diferentes tamaños de post. Para cada grupo base se realiza un “barrido” de inicios de inyección del pulso post, la línea

horizontal continua se corresponde con el ensayo de referencia, las líneas horizontales discontinuas se corresponden con ensayos intermedios y los diferentes símbolos con cada uno de los ensayos de post realizados.

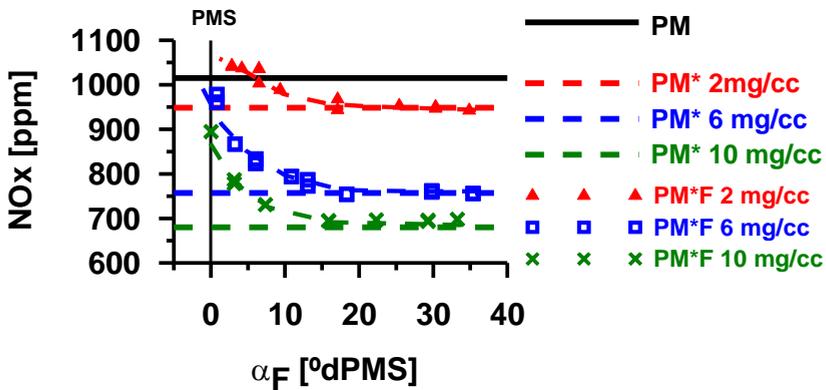


Figura 4.11. Emisiones de NOx para diferentes grupos base que conforman el grupo de operación B.

Atendiendo a la figura se constata de manera general que las emisiones de NOx son más bajas con el uso de post inyección que para el caso de referencia excepto en unas condiciones de masa e inicio de inyección del pulso post muy concretas en donde la post inyección genera más NOx que el ensayo de referencia. Dichas condiciones (*masas de post pequeñas e inicios de inyección del pulso post cercanos al inicio de inyección del ensayo intermedio*) se corresponden, van en consonancia y validan el fenómeno de aceleración de la combustión, ya que uno de los factores más importantes que gobiernan las emisiones de NOx es la temperatura de llama durante el proceso de combustión [25]. Al tener lugar un proceso de aceleración de la combustión, la duración de la misma se acorta y por tanto la combustión se adelanta, produciéndose más cerca del PMS y, en consecuencia, la temperatura de llama a la que tiene lugar el proceso es más alta, por lo que los niveles de emisiones de NOx son más altos.

Por otro lado, observando cuidadosamente la figura también se constata el fenómeno de llama partida. Para cada uno de los grupos base se verifica que las emisiones finales de NOx es la suma de las emisiones de NOx producidas por el ensayo intermedio PM* más los NOx producidos por el pulso post, F. La generación de emisiones de NOx por parte del pulso post está regida, al igual que las de hollín, por la posición y el tamaño del citado pulso. Si el inicio del pulso F

está lo suficientemente retrasado, la combustión se da a una temperatura lo suficientemente baja y no produce más NOx. Por el contrario si el inicio del pulso F está lo suficientemente cerca del inicio de inyección del pulso intermedio, la combustión se da a una temperatura lo suficientemente alta como para que se generen NOx.

4.3.2 Relevancia de los resultados principales. Aplicación motorística del conocimiento adquirido

La utilización de una metodología específicamente diseñada para una mejor comprensión de las características asociadas a los mecanismos a través de los cuales actúa la post inyección ha dado como resultado el “descubrimiento” de los dos fenómenos relevantes anteriormente descritos. Si bien el objetivo principal de esta tesis no está centrado en una optimización tecnológica de la estrategia de post inyección (ampliamente realizada por otros autores) [26][27][28], se puede decir que la mejor comprensión de los fenómenos asociados al uso de post inyección es el camino a seguir para proponer mejores aplicaciones motorísticas para la mencionada estrategia. En esta dirección y antes de pasar a la profundización de forma más científica de los fenómenos descubiertos, se pasa a mostrar una aplicación motorística del conocimiento adquirido con un doble objeto. Por un lado mostrar los resultados que tiene la comprensión de la utilización de un enfoque no tecnológico (*se han dispuesto inicios de inyección para el pulso post muy retrasados, completamente no realistas*) sobre la proposición de *guías* para la optimización de motor y, por otro lado, continuar con la validación de ambos fenómenos.

Atendiendo a la sección anterior se puede decir que hay dos escenarios en los que la post inyección es altamente eficiente para reducir las emisiones de hollín. Por un lado cuando el inicio de inyección del pulso post se retrasa mucho para cualquier tamaño del pulso post, y por otro lado, cuando el tamaño del pulso post es lo suficientemente pequeño como para que independientemente del inicio de inyección del mencionado pulso, no se genere hollín alguno. Si adicionalmente se toma en consideración que el fenómeno de aceleración de la fase final de la combustión se da con pulsos de post pequeños y cercanos al caso intermedio, parece evidente pensar que el segundo escenario descrito para la mejora en las emisiones de hollín es el más atractivo de cara a una optimización del rendimiento indicado de motor y emisiones de hollín, es decir, una post de tamaño pequeño y con un inicio de inyección cercano al caso intermedio.

Para ver el potencial de los dos beneficios conjuntos de la post inyección de tamaño pequeño con inicios de inyección para el pulso post cercanos al caso intermedio M* (*reducción de las emisiones de hollín y mejora en el rendimiento indicado*), así como universalizar resultados y constatar que dichos resultados están presentes en cualquier rango de operación de motor, se van a utilizar ensayos específicos, como se mencionó en la sección 4.2, a parte de las condiciones de operación propuestas en la tabla 4.1, que ayuden a la corroboración o mejor comprensión de los fenómenos que son base de estudio. En este caso se seleccionan condiciones de plena carga y máximo régimen (*máxima potencia*) como se muestra en la tabla 4.2.

Condición de operación	H
Régimen [r.p.m]	4000
P admisión [MPa]	0.22
T admisión [K]	303
P inyección [MPa]	150
Masa total inyectada [mg/cc]	24-37
Ratio (F/A) _r	0.4-0.6
Inyección piloto [mg/cc]	0
Tasa de EGR [%]	0
YO ₂ en admisión [%]	23
Pulso eléctrico α_M [°aPMS]	22

Tabla 4.2. Condiciones de operación H específicas para mostrar el potencial conjunto de los fenómenos destacados.

La selección de este punto de operación es debida a que bajo estas condiciones, la cantidad de masa inyectada y por tanto la potencia máxima viene limitada por las emisiones de hollín. Así que una estrategia de inyección que proporcione una combustión un poco más rápida conjuntamente con una reducción de emisiones de hollín nos permitirá inyectar un poco más de combustible para que a condiciones de iso-hollín se tenga una mejora en las prestaciones. Los resultados del uso de la citada estrategia de post inyección se muestran en la figura 4.12. En ella se representa el hollín y el rendimiento indicado frente a la presión media indicada en las condiciones anteriormente especificadas, tabla 4.2. Cabe destacar que la forma de conseguir inyectar más masa de combustible total respetando la filosofía de una post inyección de tamaño fijo y pequeño se ha conseguido incrementando la masa del pulso principal, dejando fija y suficientemente pequeña la masa del pulso post, 2 mg/cc.

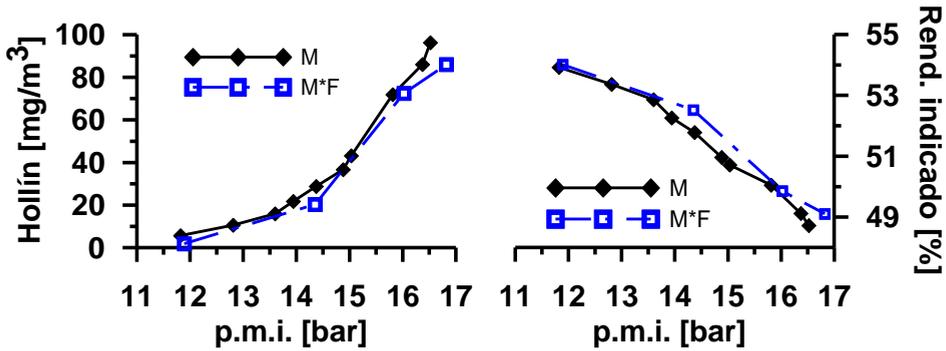


Figura 4.12. Izquierda) Emisiones de hollín a 4000 rpm y plena carga. Se evidencia la conveniencia del uso de una post inyección pequeña. Derecha) Rendimiento indicado para las condiciones mostradas en izquierda).

De esta forma se corrobora y valida de nuevo el hecho de que una post inyección de tamaño pequeño con un inicio de inyección cercano al del caso intermedio M* reduce el hollín y aumenta el rendimiento indicado al mismo tiempo, siendo válida esta constatación incluso en las condiciones más desfavorables para que se produzca¹⁸. Por otro lado cabe resaltar la controversia con la mayoría de autores citados en la literatura ya que, aparentemente, el mecanismo real a través del cual se produce una reducción de las emisiones de hollín parece que no se consigue a través de un incremento en la temperatura o en la turbulencia producida por la post, sino por una reducción en el tamaño de la inyección principal, ya que la post en estas condiciones (tamaño suficientemente pequeño para no establecer difusión) no produce hollín. En efecto, la inyección principal cambia de PM a PM*, lo cual produce una reducción de las emisiones de hollín debido a que se inyecta menos cantidad de combustible.

4.4 Conclusiones

Los efectos de la post inyección han sido estudiados por muchos autores, revelando una reducción en las emisiones de hollín como la ventaja más interesante

¹⁸ En condiciones de plena carga y máximo régimen, el partir el evento de inyección debería incurrir en una pérdida de prestaciones y empeoramiento de las emisiones de hollín, puesto que a priori se debería ralentizar el proceso de mezcla y por tanto el de combustión.

de su uso. Debido al marco demasiado específico¹⁹ en que se encuadran la mayoría de los citados trabajos no se ha conseguido tener una visión de conjunto de los efectos que tiene la variación de la cantidad de masa e inicio de inyección del pulso post sobre los procesos de combustión y emisiones.

A lo largo del presente capítulo se ha desarrollado una metodología de trabajo que, a pesar de tener un enfoque sencillo, es capaz de aislar las variaciones introducidas con el uso de una post respecto a una estrategia de inyección simple.

Mediante la aplicación de la mencionada metodología se ha realizado un estudio de carácter general en el que, variando fuertemente tanto la cantidad de masa inyectada como los inicios de inyección de la post para diferentes condiciones de operación de motor, se han revelado los siguientes fenómenos importantes:

- **Fenómeno de aceleración de la fase final del proceso de combustión.** Dicho fenómeno aparece independientemente del tamaño del pulso y de la distancia relativa entre los inicios de inyección del pulso post y del pulso precedente. Siguiendo la nomenclatura de la metodología de ensayo, se puede decir que de forma general todos los ensayos de post PM*F liberan la misma cantidad de energía que el ensayo de referencia PM, a pesar de partir la inyección. Si bien esta circunstancia es, en cierta medida, conocida por la comunidad científica (aunque no se ha mostrado tan exhaustivamente como se ha hecho en el presente estudio), lo que todavía es menos conocido y más relevante es que en determinadas condiciones específicas como son un tamaño de pulso post *pequeño* y una posición *cercana* entre el SoI de la post y el SoI del ensayo intermedio PM*, dicha aceleración de la combustión proporciona una reducción de la duración de la combustión respecto al caso de referencia, PM. Este hecho es de elevada relevancia con una concepción clásica de combustión por difusión, ya que, como se ha mostrado, tiene efectos positivos tanto en la reducción de emisiones de hollín como en la mejora de prestaciones.
- **Fenómeno de llama partida.** Se ha mostrado una aparente desconexión entre la combustión de la inyección principal y la combustión del pulso post. Esta conceptualización del modo de combustión cuando se realizan

¹⁹ Sólo se entiende el uso de post inyección si se produce una mejora en las prestaciones y/o en las emisiones. En ningún caso se plantea el poner condiciones de inyección que no sean útiles pero que sí arrojen luz sobre los mecanismos a través de los que funciona la post.

estrategias de post inyección permite explicar las emisiones de un motor de una forma más sencilla: las mencionadas emisiones finales se corresponden con las emisiones generadas por el ensayo intermedio, PM*, más las asociadas al pulso post, F. Respecto a las emisiones de hollín que tradicionalmente han proporcionado los resultados más relevantes con el uso de post inyección, se puede decir que si se utiliza una post pequeña independientemente del SoI de la citada inyección, no se introduce hollín adicional porque a priori parece que no pueden darse las condiciones difusivas estabilizadas necesarias para la formación. Por el contrario si el tamaño del pulso post es más grande, la post sí que introduce hollín adicional. Dicha generación de hollín depende de la posición del inicio de inyección de la mencionada post en el ciclo del motor, de tal forma que si la temperatura durante la combustión del pulso post, F, es alta (post inyecciones con SoI cercanos) produce más hollín que si el nivel de temperatura es más bajo (post inyecciones con SoI lejanos).

El conocimiento adquirido con este estudio preliminar ha permitido elaborar una primera aproximación al mejor entendimiento de los mecanismos que conlleva el uso de una post inyección. No obstante ha dejado dos frentes abiertos sobre los que parece interesante profundizar:

- Por un lado, el fenómeno de aceleración de la combustión parece altamente interesante y de gran aplicabilidad, como se ha mostrado en un caso de plena carga con concepciones clásicas de combustión por difusión cuando se produce una reducción en la duración de la combustión. No obstante, esta aceleración, ¿se debe a mejoras en el proceso de mezcla²⁰ o es algún fenómeno local del motor utilizado? Si la reducción de la duración de la combustión es debida a mejoras en el proceso de mezcla ¿cuáles son los cambios que introduce la post sobre los procesos físicos que hacen reducir los tiempos de mezcla? Puesto que el chorro diesel tiene un carácter claramente pulsado ¿cómo influye el potenciar dicho carácter cuando se parte el proceso de inyección sobre el proceso de mezcla/ combustión?
- Por otro lado, la conceptualización del modelo de llama partida implica en sí misma una controversia con el resto de autores a la hora de explicar las emisiones de hollín. De hecho, según lo descrito en este estudio preliminar parece que las emisiones finales de hollín se reducen debido a que

²⁰ Los tiempos de mezcla y combustión están íntimamente relacionados cuando se tiene un proceso de combustión por difusión (ver capítulo 2).

simplemente se está inyectando menos cantidad de combustible en la inyección principal y no a las posibles interacciones entre pulsos ya que en determinadas condiciones parece que la post inyección no es capaz de formar por sí misma hollín. Estas condiciones están relacionadas con procesos de combustión de baja temperatura independientemente de la masa de la post o con masas de post pequeñas independientemente de la temperatura de combustión. Tras esta breve reflexión cabe plantearse: ¿son las teorías de interacción entre pulsos revisadas en la literatura las más relevantes a la hora de explicar la reducción de las emisiones de hollín con el uso de post inyecciones? O por el contrario, es la conceptualización del modelo de llama partida quien es capaz de dar más luz sobre las citadas emisiones. De forma complementaria, la metodología de ensayo y el enfoque que se ha tenido en el planteamiento experimental de los ensayos con post inyección ¿pueden ayudar a comprender cuáles son los mecanismos físicos que afectan a la formación de hollín y hacerlo extensible a condiciones de combustión a baja temperatura? Adicionalmente, ¿cómo se relacionan dichos mecanismos con los parámetros motorísticos, masa e inicio de inyección, que se pueden variar al realizar una estrategia de post inyección?

El planteamiento del resto de capítulos de la presente tesis sirve para responder a las preguntas que han surgido tras este estudio preliminar.

4.5 Bibliografía

- [1] Nehmer, D., & Reitz, R. (1994). Measurement of the Effect of Injection Rate and Split Injections on Diesel Engine Soot and NO_x Emissions. *SAE Paper 940668*.
- [2] Tow, T., Pierpont, A., & Reitz, R. (1994). Reducing Particulate and NO_x Emissions by Using Multiple Injections in a Heavy Duty D.I. Diesel Engine. *SAE Paper 940897*.
- [3] Bakenhus, M., & Reitz, R. (1999). Two Color Combustion Visualization of Single and Split Injections in a Single Cylinder Heavy Duty D.I. Diesel Engine Using an Endoscope Based Imaging System. *SAE Paper 1999-01-1112*.
- [4] Hasse, C., Barths, H., & Peters, N. (1999). Modelling the Effect of Split Injections in Diesel Using Representative Interactive Flamelets. *SAE Paper 1999-01-3547*.

- [5] Chen, S. (2000). Simultaneous Reduction of NO_x and Particulate Emissions by Using Multiple Injections in a Small Diesel Engine. *SAE Paper 2000-01-3084*.
- [6] Bianchi, G., Pelloni, P., Corcione, F., & Luppino, F. (2001). Numerical Analysis of Passenger Car HSDI Diesel Engines with the 2nd Generation of Common Rail Injection Systems: The Effect of Multiple Injections on Emissions. *SAE Paper 2001-01-1068*.
- [7] Benajes, J., Molina, S., & García, J.M. (2001). Influence of Pre and Post Injection on the Performance and Pollutant Emissions in a HD Diesel Engine. *SAE Paper 2001-01-0526*.
- [8] Hotta, Y., Inayoshi, M., Nakakita, K., Fujiwara, K., & Sakata, I. (2005). Achieving Lower Exhaust Emissions and Better Performance in an HSDI Diesel Engine with Multiple Injection. *SAE Paper 2005-01-0928*.
- [9] Ehleskog, R., Golovitchev, V., Denbratt, I., Andersson, S., & Rinaldini, C. (2006). Experimental and Numerical Investigation of Split Injections at Low Load in an HDDI Diesel Engine Equipped with a Piezo Injector. *SAE Paper 2006-01-3433*.
- [10] Ehleskog, R., Ochotorena, R., & Andersson, S. (2007). Effects of Multiple Injections on Engine Out Emissions Levels Including Particulate Mass from HSDI Diesel Engine. *SAE Paper 2007-01-0910*.
- [11] Benajes, J., López, J.J., Novella, R., & García, A. (2008). Advanced methodology for improving testing efficiency in a single cylinder research diesel engine. *Experimental Techniques*, Vol.32, pp. 41-47.
- [12] Stone, R. (1999). *Introduction to internal combustion engines*. Macmillan.
- [13] Molina, S. (2005). *Influencia de los parámetros de inyección y la recirculación de gases de escape sobre el proceso de combustión en un motor diesel*. Barcelona: Editorial Reverté S.A.
- [14] Heywood, J. (1988). *Internal combustion engines fundamentals* (1ª edición). Estados Unidos: McGraw-Hill Inc.
- [15] Taylor, C. (1994). *The Internal Combustion Engine in Theory and Practice*. The M.I.T. Press.
- [16] Fenollosa, C. (2005). *Modelado fenomenológico del proceso de combustión por difusión diesel*. Barcelona: Editorial Reverté S.A.
- [17] Arrègle, J., López, J.J., García, J.M., & Fenollosa, C. (2003). Development of a zero-dimensional Diesel combustion model. Part 1: Analysis of the

- quasi-steady diffusion combustion phase. *Applied Thermal Engineering*, Vol.23, pp. 1301-1317.
- [18] García, J. M. (2006). *El proceso de combustión turbulenta de chorros diesel de inyección directa*. Barcelona: Editorial Reverté S.A.
- [19] Rente, T., Golovitchev, V., & Denbratt, I. (2001). Effect of injections parameters on auto-ignition and soot formation in diesel sprays. *SAE Paper 2001-01-3687*.
- [20] Rente, T., Golovitchev, V., & Denbratt, I. (2001). Numerical study of n-heptane spray auto-ignition at different levels of pre-ignition turbulence. *Comodia*.
- [21] Ehleskog, R. (2007). *The influence of multiple injections on combustion-an experimental investigation*. Göteborg: Chalmers University of Technology, Department of Applied Mechanics.
- [22] Zhang, Y., & Nishida, K. (2003). Vapor/liquid behaviours in split-injection D.I. diesel sprays in a 2-D model combustion chamber. *SAE Paper 2003-01-1837*.
- [23] Amagai, K., Hashimoto, Y., & Arai, M. (1999). Ignition and combustion characteristics of two-stage injection diesel spray. *Transactions of JSAE*, Vol.20, pp.401-411.
- [24] Tree, D. R., & Svensson, K. I. (2007). Soot processes in compression ignition engines. *Progress in Energy and Combustion Science*, Vol.33, pp.272-309.
- [25] Dec, J. E. (1997). A Conceptual Model of DI Diesel Combustion Based on Laser-Sheet Imaging. *Transactions of the SAE*, Vol.106, pp.1319-1348. SAE Paper 970873.
- [26] Hiroyasu, H., Hiroyasu, T., Miki, M., Jamiura, J., & Watanabe, S. (2003). Genetic Algorithms Optimization of Diesel Engine Emissions and Fuel Efficiency with Air Swirl, EGR, Injection Timing and Multiple Injections. *SAE Paper 2003-01-1853*.
- [27] Liu, Y., & Reitz, R. (2005). Optimizing HSDI Diesel Combustion and Emissions Using Multiple Injection Strategies. *SAE Paper 2005-01-0212*.
- [28] Montgomery, D., & Reitz, R. (2001). Effects of Multiple Injections and Flexible Control Boost and EGR on Emissions and Fuel Consumption of a Heavy Duty Diesel Engine. *SAE Paper 2001-01-0195*.

Capítulo 5

Profundización en el fenómeno de aceleración de la combustión con post inyección

Contenido

5.1	Introducción.....	133
5.2	Planteamiento general del análisis.....	133
5.3	Estudio preliminar de los transitorios asociados al uso de una inyección simple.....	134
5.4	Análisis del proceso de mezcla con el uso de la post inyección. Ambiente inerte.....	138
5.4.1	Planteamiento de análisis.....	139
5.4.2	Efecto del transitorio inicial sobre el proceso de mezcla asociado al uso de la post inyección.....	139
5.4.3	Evaluación de los efectos de la variación del inicio de la post inyección sobre el fenómeno de aceleración de la mezcla.....	142
5.4.4	Evaluación de los efectos de la variación en el tamaño de la post inyección sobre el fenómeno de aceleración de la mezcla.....	145
5.5	Análisis del proceso de combustión con el uso post inyección. Ambiente reactivo.....	147
5.5.1	Constatación del fenómeno de aceleración de la combustión en ambiente reactivo.....	148
5.6	Conclusiones.....	152
5.7	Bibliografía.....	153

5.1 Introducción

Atendiendo a la revisión bibliográfica realizada en el capítulo 2 se puede decir que el partir la inyección en el tiempo no genera implícitamente una duración de la combustión más larga. Es más, atendiendo al estudio preliminar realizado en el capítulo 4, se constata que una estrategia de post inyección produce una aceleración de la fase final de la combustión que en determinadas condiciones de operación de motor conduce a una reducción en la duración total de la combustión. En tal caso se produce un incremento del rendimiento indicado y en las emisiones de NO_x así como una disminución en la temperatura de escape y en las emisiones de hollín.

Una vez realizada la pequeña reflexión anterior para centrar al lector, se puede decir que de manera general en el presente capítulo se va a tratar de profundizar sobre los efectos de la post inyección en relación al fenómeno de aceleración de la combustión, o lo que es lo mismo, se va a aportar luz a las preguntas formuladas en las conclusiones del capítulo 4. Por tanto los objetivos particulares que se plantean son:

- Confirmar si el fenómeno de aceleración de la combustión es un resultado particular del motor utilizado o si, por el contrario, se debe a mejoras de carácter general sobre el proceso de mezcla asociadas al uso de la post inyección, siendo éstas reproducibles en condiciones muy diferentes, como por ejemplo las de chorro libre.
- Evaluar de forma física y cuantificada los efectos de la variación en el inicio de inyección y masa del pulso post sobre el citado fenómeno de aceleración.

5.2 Planteamiento general del análisis

Para dar respuesta a los objetivos anteriormente planteados se propone el siguiente esquema de trabajo.

Antes de describir cada una de las etapas que conforman el planteamiento general del capítulo, cabe destacar que para el desarrollo del mismo se han usado únicamente resultados obtenidos de simulaciones CFD, siendo la herramienta de cálculo específica la descrita en el apartado 3.3.2.

Debido a la elevada relevancia que tienen los procesos transitorios de inyección al partir la misma en varios eventos, parece meritorio que la primera etapa dentro del planteamiento general para la mejor comprensión del fenómeno de aceleración con el uso de post inyección sea el realizar un estudio preliminar de los transitorios de inyección cuando se realiza una estrategia de inyección simple. Dicho estudio se lleva a cabo con el fin de evaluar cómo pueden afectar dichos transitorios cuando se realiza una estrategia de post inyección al proceso de mezcla (por tanto de combustión por difusión, apartado 2.2.1), y más concretamente, cómo pueden afectar los transitorios de inyección al fenómeno de aceleración con el uso de post inyección.

Con lo aprendido en el estudio preliminar se pasa a evaluar, en condiciones simplificadas (chorro libre en ambiente inerte), si se reproduce el fenómeno de aceleración de la mezcla, y una vez validado se pasa a ver cómo afectan las variaciones en el inicio y en la masa del pulso post al citado fenómeno de aceleración.

Por último, se evalúa qué sucede en condiciones de chorro libre con reacción. Si bien las condiciones son también simplificadas como en la etapa anterior, en esta última fase se incluyen los efectos del proceso de combustión, es decir, se tienen especies que se forman y otras que se destruyen y adicionalmente se tiene liberación de calor de tal forma que el aumento de temperatura produce modificaciones sobre la estructura del chorro (expansión del mismo) [1][2]. Estas condiciones representan el escenario más cercano al que se presenta en los resultados experimentales mostrados en el capítulo 4, siendo decisiva por tanto la validación del fenómeno de aceleración de la combustión en estas condiciones para su generalización.

5.3 Estudio preliminar de los transitorios asociados al uso de una inyección simple

En el capítulo 2 se muestra como para una inyección simple los procesos de inyección y combustión están íntimamente ligados. Al realizar una estrategia de post inyección se pone de relevancia el carácter pulsante del chorro, apareciendo un mayor número de transitorios del proceso de inyección que en el caso de una inyección simple. Por tanto, a pesar de no ser un objetivo concreto de la presente tesis, se hace necesario un estudio para mejorar la comprensión de los transitorios asociados al proceso de inyección y de cómo éstos pueden influir sobre el proceso de mezcla / combustión.

Durante el inicio del proceso de inyección se tiene un proceso transitorio. El efecto del citado transitorio inicial sobre el proceso de mezcla aire / combustible y por tanto sobre el proceso de liberación de calor ha sido estudiado por diferentes autores [3]-[7].

De manera general dichos autores concluyen que el chorro Diesel se puede descomponer en dos zonas, una primera zona cónica que caracteriza el cuerpo principal del chorro en condiciones cuasi-estacionarias, y otra segunda zona semielíptica que caracteriza el comportamiento del frente del chorro. En condiciones cuasi-estacionarias el frente del chorro se encuentra aguas abajo del contorno de dosado estequiométrico, por lo que el chorro sólo engloba aire por los laterales. Sin embargo, durante el transitorio inicial el proceso de englobamiento de aire se realiza tanto por la punta como por los bordes laterales [1][8][9], dando como resultado una mejora en el proceso de mezcla aire / combustible y por tanto una combustión más rápida

Con objeto de evaluar las diferencias entre el proceso de mezcla / combustión durante el transitorio inicial frente al resto del proceso se han realizado una serie de ejecuciones CFD con el código de cálculo FLUENT explicado en el capítulo 3. Las condiciones de cálculo se muestran en la tabla 5.1

u_0 (m/s)	Φ_0 (mm)	ρ_f/ρ_a (-)	Modelo turbulencia	Modelo combustión	Condiciones de cálculo
300	0.2	26.25	k- ϵ	-	No reactivas

Tabla 5.1. Condiciones de ensayo para los cálculos CFD con objeto de evaluar la influencia del transitorio inicial de inyección frente al estacionario sobre el proceso de mezcla / combustión.

Con el fin de corroborar la aceleración del proceso de mezcla / combustión durante el transitorio inicial del proceso de inyección en comparación con la parte cuasi-estacionaria del citado proceso, en la figura 5.1 se ha representado la evolución temporal de la masa inyectada acumulada y la masa que se encuentra por debajo del dosado estequiométrico en condiciones no reactivas.

Cabe destacar que en condiciones no reactivas no tiene sentido hablar de ACT (descrito en el apartado 3.3.1.3), puesto que no existe combustión alguna. Así pues en condiciones inertes se define el parámetro instantáneo AMT como el tiempo promedio que transcurre desde que se inyecta una determinada cantidad de combustible en el instante Pol_i hasta que toda esa masa llega a estar igual o por

debajo del dosado estequiométrico PoM_i . La explicación gráfica sería análoga a la realizada para el parámetro ACT en el apartado 3.3.1.3.

Una vez realizada esta reflexión, se puede decir que a la vista de la mencionada figura se comprueba que para condiciones no reactivas, el tiempo aparente de mezcla AMT durante el transitorio inicial de inyección es menor que durante la etapa cuasi-estacionaria. El resultado obtenido va en consonancia con la bibliografía revisada [7][10].

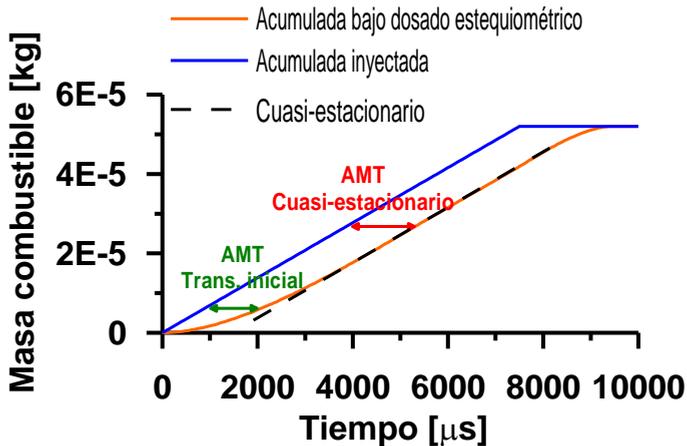


Figura 5.1. Representación de las diferencias en AMT en condiciones estacionarias frente a condiciones transitorias.

Hasta el momento, en la presente sección no se ha hecho más que reproducir lo que dice el estado del arte. Se hace ahora necesario encontrar una explicación para el comportamiento observado.

Para este propósito y teniendo en cuenta que las tendencias de mejora van en la misma dirección tanto para el caso inerte como para el reactivo, se propone “seguir” la evolución de la masa de combustible inyectada durante el cálculo *no reactivo* de la tabla 5.1, valorando de esta manera cómo se mezcla el citado combustible con el aire hasta alcanzar la concentración estequiométrica. Con esta metodología, la explicación del comportamiento caso de estudio se puede apoyar en la figura 5.2, dónde se observa cómo evoluciona la superficie de iso-concentración estequiométrica para diferentes tiempos hasta alcanzar condiciones estacionarias.

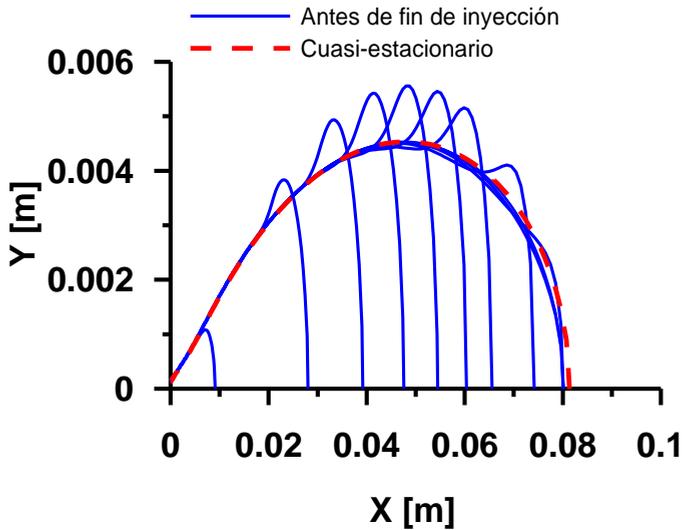


Figura 5.2. Ubicación de la superficie estequiométrica en condiciones no reactivas para diferentes tiempos.

A la vista de la mencionada figura se puede observar que hasta llegar a condiciones estacionarias, la iso-superficie estequiométrica es de menor tamaño cuanto más pequeño es el tiempo en relación al final de inyección EoI , siendo además su posición más cercana al inyector, con lo que *el combustible tiene que recorrer menos distancia para mezclarse hasta condiciones estequiométricas*. Este hecho implica una mezcla más rápida durante el transitorio inicial de inyección y físicamente viene condicionado por la circunstancia ya descrita de que el chorro durante el transitorio inicial en su parte frontal interacciona en mayor medida con el ambiente (en la cercanía del eje), tal y como se observa también en la figura.

Para cuantificar esta idea se calcula el tiempo que tarda el combustible desde que sale por la tobera hasta que llega a la concentración estequiométrica si dicho combustible “viaja” por el eje, denominando a este tiempo como tiempo de residencia. Para ello se integra la siguiente ecuación diferencial a lo largo del eje:

$$(5.1) \quad u_{CL(x)} = \frac{dx}{dt} \xrightarrow{\text{Int.}} t_{\text{residencia}} = \int_0^L \frac{dx}{u_{CL(x)}}$$

El tiempo de residencia que se obtiene utilizando la ecuación (5.1) se muestra en la figura 5.3 . En ella se puede observar que, efectivamente, el tiempo de residencia es menor al inicio del proceso de inyección que después, cuando dicho tiempo tiende a estacionarse, con lo que de manera general se puede decir

que el proceso de mezcla en este caso (condiciones no reactivas) es claramente más rápido inicialmente. Para realizar esta afirmación se ha supuesto que el proceso de mezcla es inversamente proporcional al tiempo de residencia al igual que se hace en [7].

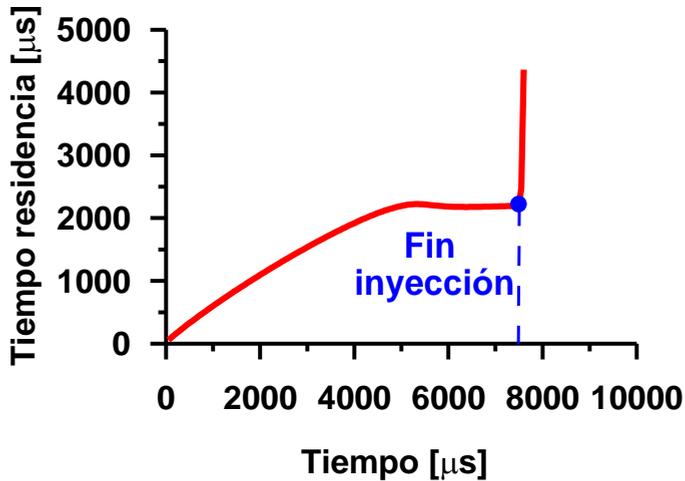


Figura 5.3. Tiempo de residencia del combustible desde que sale por la tobera hasta que llega a la concentración estequiométrica si dicho combustible “viaja” por el eje.

A modo de conclusión para esta sección, se puede decir que se ha indagado sobre el comportamiento del chorro durante el periodo transitorio asociado al inicio de inyección, fenómeno altamente relevante cuando se usan estrategias de post inyección, llegando a comprobar los resultados encontrados en la bibliografía (el transitorio inicial del proceso de inyección mejora el proceso de mezcla / combustión en relación a la etapa estacionaria), aportando una explicación física sencilla pero eficaz basada en cálculos CFD del citado comportamiento.

5.4 Análisis del proceso de mezcla con el uso de la post inyección. Ambiente inerte

Siguiendo con el esquema de trabajo planteado en el apartado 5.2 se pasa a evaluar el fenómeno de aceleración de la mezcla en condiciones simplificadas de chorro libre y ambiente inerte, para posteriormente en el siguiente apartado estudiar el caso con reacción.

5.4.1 Planteamiento de análisis

De manera general el análisis se basa en la realización de una serie de cálculos CFD cuyas condiciones de cálculo se muestran en cada sección.

Con el fin de dar respuesta de la manera más estructurada y coherente posible a los objetivos planteados en la introducción, se va a seguir un planteamiento de análisis basado en las siguientes etapas:

Etapas 1: Efecto del transitorio inicial sobre el proceso de mezcla asociado al uso de post inyección.

Etapas 2: Evaluación de los efectos de la variación del inicio de la post inyección sobre el fenómeno de aceleración de la mezcla.

Etapas 3: Evaluación de los efectos de la variación en el tamaño de la post inyección sobre el fenómeno de aceleración de la mezcla.

5.4.2 Efecto del transitorio inicial sobre el proceso de mezcla asociado al uso de la post inyección

En una primera etapa se pasa a evaluar a través del conocimiento adquirido en el estudio previo del transitorio inicial de inyección, el por qué el tiempo de mezcla para la misma cantidad de masa inyectada es menor con el uso de post inyección que con una estrategia de inyección simple.

Con este fin, se utiliza una sencilla metodología de trabajo que trata de poner de relevancia los efectos beneficiosos del transitorio inicial. Dicha metodología se basa en el modelado del pulso principal recortado (ensayo intermedio del apartado 4.2.1.) y del pulso post por separado, es decir, como si ambos pulsos no constituyesen una estrategia de inyección conjunta o, dicho de otro modo, como si no existiese interacción entre ambos pulsos. De esta forma se trata de aprovechar todo el potencial de mejora sobre el proceso de mezcla que tiene el transitorio inicial del pulso post. Con el fin de aclarar dicha metodología se muestra un esquema de la misma en la figura 5.4.

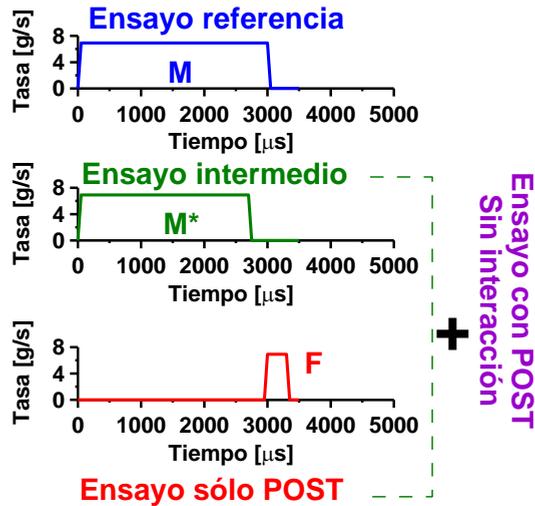


Figura 5.4. Esquema de la metodología para el estudio del efecto del transitorio inicial del pulso de post inyección sobre el proceso de mezcla.

Las condiciones de operación utilizadas se recogen en la tabla 5.2 (estas condiciones son similares a las del capítulo 4 en donde se produce el fenómeno de aceleración de la combustión). El resto de parámetros necesarios para el cálculo (velocidad, diámetro, ratio de densidades, modelo de turbulencia...) son los mismos que los mostrados en tabla 5.1.

<i>Ensayo</i>	<i>Inicio Principal (ms)</i>	<i>Duración Principal (ms)</i>	<i>Inicio Post (ms)</i>	<i>Duración Post (ms)</i>
Referencia (M)	0	3	-	-
Intermedio (M*)	0	2.7	-	-
Post inyección (F)	-	-	3	0.3

Tabla 5.2. Condiciones de operación de las ejecuciones CFD.

Una vez definidas las condiciones de operación, en la figura 5.5 se muestran los resultados de la aplicación de la metodología anteriormente descrita. En dicha figura se representan la masas inyectadas y bajo dosado estequiométrico²¹ acumuladas de los ensayos de referencia M, ensayo intermedio M* y pulso post F

²¹ El concepto de masa bajo dosado estequiométrico se refiere a la masa de combustible mezclada en el chorro por debajo de dosado relativo 1.

de manera independiente, como si fueran estrategias de inyección aisladas. De manera adicional, se representa la masa bajo dosado estequiométrico que resulta de sumar las masas bajo dosado estequiométrico de los ensayos intermedio, M^* , y post, F .

A la vista de esta representación, se puede decir que si no existiera interacción entre pulsos, los efectos beneficiosos del transitorio inicial mejoran en gran medida el proceso de mezcla. Esto infiere que para el mismo instante de tiempo y la misma masa total inyectada, se tiene mayor cantidad de masa bajo dosado relativo 1 (estequiométrico) con el uso de post inyección que en el caso de referencia, inyección simple.

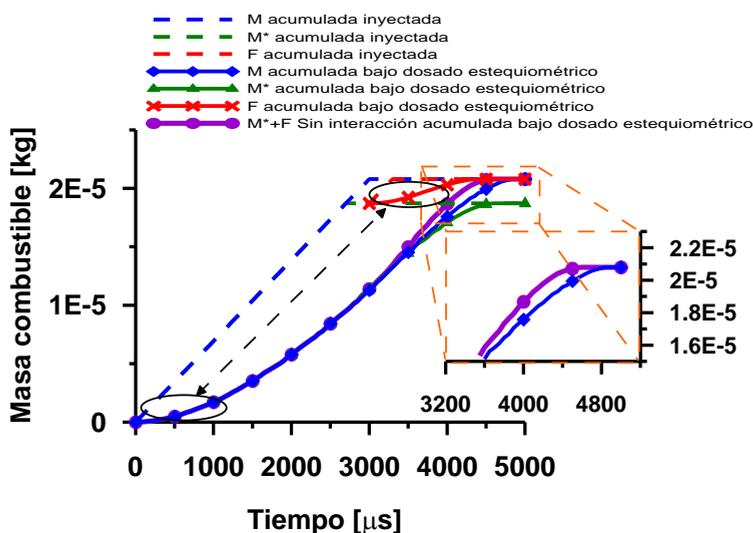


Figura 5.5. Masas inyectadas y bajo dosado estequiométrico acumuladas de los ensayos de referencia M , ensayo intermedio M^* , pulso post F y M^*F como si entre ambos pulsos no existiese interacción.

Si bien la representación anterior sirve para comprender mejor el efecto de mejora del transitorio inicial sobre el proceso de mezcla asociado al uso de la post inyección respecto a un caso de inyección simple, también es cierto que dicha representación queda muy alejada de la realidad. Por tanto en la figura 5.6 se representa un caso más cercano a las condiciones del proceso real en el que durante la ejecución del ensayo post se simulan en el mismo cálculo, de manera conjunta, el caso M^* y F y por tanto se consideran, de manera natural, la interacción entre ambos pulsos.

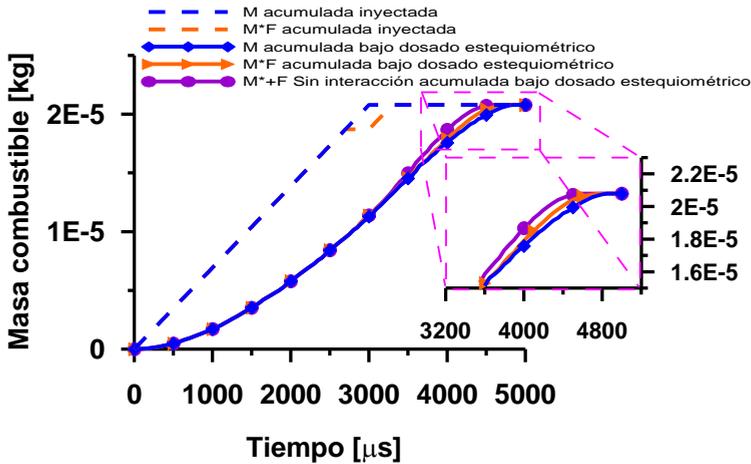


Figura 5.6. Masas inyectadas y bajo dosado estequiométrico acumuladas de los ensayos de referencia M , ensayo post M^*F con y sin interacción entre pulsos.

A la vista de la figura se puede decir que el fenómeno de aceleración del proceso de mezcla con el uso de post inyección se sigue dando independientemente de la interacción entre pulsos. No obstante, su magnitud es inferior al caso en el que se elimina la citada interacción, con lo que para la distribución de tamaños y la separación de los pulsos mostrados en la tabla 5.2 se concluye que los efectos de la interacción entre el pulso principal y el post tienen efectos nocivos para la mejora²² del proceso de mezcla con el uso de la post inyección.

5.4.3 Evaluación de los efectos de la variación del inicio de la post inyección sobre el fenómeno de aceleración de la mezcla

Considerando la relevancia del fenómeno de interacción entre pulsos sobre el fenómeno de mejora del proceso de mezcla, parece evidente pensar que dicha interacción va a estar afectada tanto por el tamaño del pulso post como por la distancia entre pulsos. En el siguiente apartado se va a tratar de profundizar sobre los efectos de la variación de la distancia entre los mencionados pulsos.

²² Se entiende como mejora el hecho de que para el mismo instante de tiempo en un caso de post inyección se tiene mayor cantidad de masa bajo dosado estequiométrico que un caso de inyección simple de referencia.

Para conseguir el objetivo descrito en el párrafo anterior se va a seguir una metodología como la descrita en el apartado 5.4.2 aplicando las condiciones de operación mostradas en la tabla 5.3. Al igual que en casos anteriores, el resto de parámetros necesarios para la realización de los cálculos numéricos se muestran en la tabla 5.1.

<i>Ensayo</i>	<i>Inicio Principal (ms)</i>	<i>Duración Principal (ms)</i>	<i>Inicio Post (ms)</i>	<i>Duración Post (ms)</i>
Referencia (M)	0	3	-	-
Intermedio (M*)	0	2.7	-	-
Post inyección (F3)	-	-	3	0.3
Post inyección (F3.3)	-	-	3.3	0.6

Tabla 5.3. Condiciones de operación de las ejecuciones CFD para evaluar el efecto de la variación del inicio del pulso post sobre el fenómeno de aceleración de la mezcla.

En la figura 5.7 se han representado las masas inyectadas y bajo dosado estequiométrico acumuladas de los ensayos de referencia M y pulso post M*F como si entre ambos pulsos no existiese interacción considerando dos inicios de inyección diferentes para el pulso post. A la vista de la figura se puede decir que, como era de esperar, a medida que el pulso post se retrasa el efecto de mejora disminuye. Este hecho se explica atendiendo a que la aceleración del proceso de mezcla debida al transitorio inicial del pulso de post inyección no es capaz de compensar el mayor retraso en la inyección.

Al igual que en la sección anterior, la idealización de la no interacción entre pulsos supone un camino para comprender mejor los fenómenos objeto de estudio. No obstante, en la figura 5.8 se representan las masas inyectadas y bajo dosado estequiométrico acumuladas de los ensayos de referencia M y pulso post M*F en condiciones reales (con interacción) para dos inicios de inyección diferentes del pulso post. De manera general, se puede decir que las tendencias observadas son las mismas que en el caso idealizado, aunque se destaca de nuevo el efecto perjudicial de la interacción. Al tener en cuenta dicho fenómeno, la mejora en el proceso de mezcla se ve mermada.

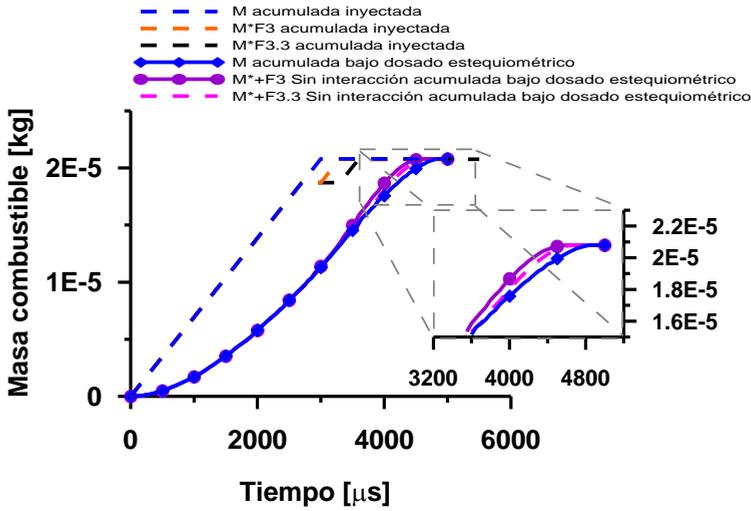


Figura 5.7. Masas inyectadas y bajo dosado estequiométrico acumuladas de los ensayos de referencia M y pulso post M*F, como si entre ambos pulsos no existiese interacción, para diferentes inicios de inyección del pulso post.

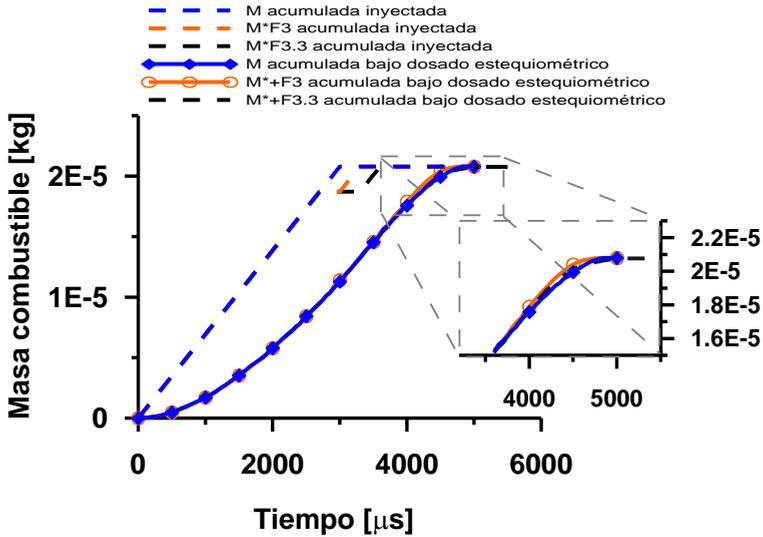


Figura 5.8. Masas inyectadas y bajo dosado estequiométrico acumuladas de los ensayos de referencia M y pulso post M*F para diferentes inicios de inyección del pulso post.

5.4.4 Evaluación de los efectos de la variación en el tamaño de la post inyección sobre el fenómeno de aceleración de la mezcla

Para completar la evaluación del fenómeno de aceleración de la mezcla falta caracterizar el efecto de la variación del tamaño del pulso post en el citado fenómeno.

La metodología que se va a seguir con el fin de conseguir el objetivo marcado es la misma que la usada en los apartados anteriores. Las condiciones de operación utilizadas se muestran en la tabla 5.4. Al igual que en casos anteriores, el resto de parámetros necesarios para la realización de los cálculos numéricos se muestran en la tabla 5.1.

<i>Ensayo</i>	<i>Inicio Principal (ms)</i>	<i>Duración Principal (ms)</i>	<i>Inicio Post (ms)</i>	<i>Duración Post (ms)</i>
Referencia (M)	0	3	-	-
Intermedio (M*3)	0	2.7	-	-
Intermedio (M*6)	0	2.4	-	-
Post inyección (F3)	-	-	3	0.3
Post inyección (F6)	-	-	2.7	0.6

Tabla 5.4. Condiciones de operación de las ejecuciones CFD para evaluar el efecto del tamaño de pulso sobre el fenómeno de aceleración de la mezcla.

En la figura 5.9 se han representado las masas inyectadas y bajo dosado estequiométrico acumuladas de los ensayos de referencia M y pulso post M*F como si entre ambos pulsos no existiese interacción para diferentes tamaños de pulso post manteniendo constante la distancia entre el final del pulso principal y el inicio del pulso post (dwell constante de 0.3 ms).

Cabe destacar un resultado curioso derivado de la metodología de trabajo que se lleva a cabo. Al comparar los casos en los que se ha anulado la interacción entre pulsos, el efecto de la masa del pulso post es contrario a los resultados experimentales del capítulo 4, es decir, a medida que el tamaño del pulso post es más grande, mayor es el efecto de mejora sobre el proceso de mezcla.

En contraposición a esta observación, en la figura 5.10 se muestran las masas inyectadas y bajo dosado estequiométrico acumuladas de los ensayos de referencia M y pulso post M*F considerando los efectos de la interacción. Con esta figura se constata que a medida que la masa del pulso post se hace más grande el

efecto de mejora en el proceso de mezcla por parte del pulso post disminuye al igual que se constataba en los resultados experimentales del capítulo 4. De manera general se puede decir que en realidad, al incrementar el tamaño del pulso post manteniendo constante la masa de combustible total inyectada, se tiene que el citado pulso penetra más y por el contrario el pulso principal penetra menos con lo que la interacción es más intensa, degradando de esta manera el proceso de mejora en la mezcla.

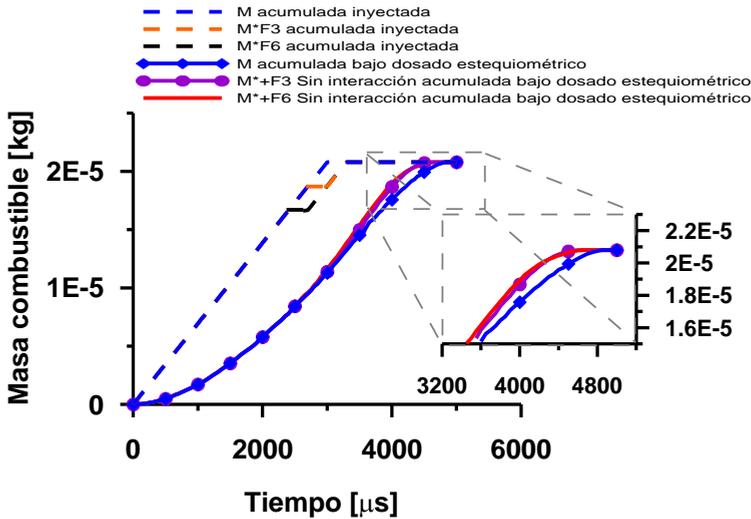


Figura 5.9. Masas inyectadas y bajo dosado estequiométrico acumuladas de los ensayos de referencia M y pulso post M^*F como si entre ambos pulsos no existiese interacción para diferentes tamaños de pulso post.

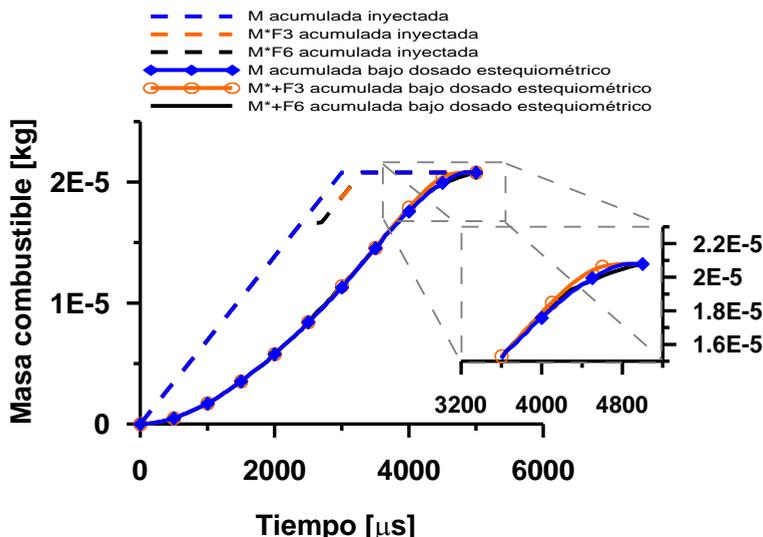


Figura 5.10. Masas inyectadas y bajo dosado estequiométrico acumuladas de los ensayos de referencia M y pulso post M*F para diferentes tamaños de pulso post.

5.5 Análisis del proceso de combustión con el uso post inyección. Ambiente reactivo

Hasta la presente sección se ha realizado un análisis pormenorizado de los efectos que comporta el transitorio inicial del pulso post sobre el proceso de mezcla. Del mismo modo se han evaluado como varían dichos efectos en función de la variación del inicio de inyección y de la masa del pulso post.

A pesar de que se podría dar por concluido el estudio, ya que la combustión objeto de estudio está dominada por mezcla [1][7], se ha decidido realizar una última sección en la que se tenga en cuenta la combustión, siendo esta última sección la aproximación más cercana a la realidad que se realiza en la presente tesis: casos de chorro libre en ambiente reactivo.

Se ha decidido realizar esta última etapa en donde se incluye la reacción de combustión ya que el citado proceso introduce cambios importantes respecto a los casos de inertes que se deben considerar para tener una mejor comprensión del fenómeno de aceleración. Los cambios más importantes introducidos por el proceso de combustión son la aparición y desaparición de las especies que integran la reacción química y la liberación de calor que en cierta medida modifica las

temperaturas del chorro e induce un cambio en el tamaño del mismo. Así pues, en el siguiente apartado se van a considerar dichos efectos para ver cómo modifican las tendencias, si es que las modifican, respecto al caso inerte en relación al fenómeno de aceleración caso de estudio.

5.5.1 Constatación del fenómeno de aceleración de la combustión en ambiente reactivo

Al igual que en el caso inerte, el planteamiento de análisis se basa en la realización de una serie de cálculos CFD cuyas condiciones de operación se muestran en cada sección. El enfoque general de la presente sección se centra en constatar que los razonamientos desarrollados en la sección anterior son también válidos para los casos en los que se tiene reacción.

Las ejecuciones CFD realizadas para abordar esta etapa se muestran en la tabla 5.5. Al igual que en el caso inerte, el resto de condiciones de operación necesarias para los cálculos numéricos se recogen en la tabla 5.1. Adicionalmente, destacar que para completar dicha tabla, el modelo de combustión que se ha utilizado es el *Eddy Dissipation* [11].

<i>Ensayo</i>	<i>Inicio Principal (ms)</i>	<i>Duración Principal (ms)</i>	<i>Inicio Post (ms)</i>	<i>Duración Post (ms)</i>
Referencia (M)	0	3	-	-
Intermedio (M*)	0	2.7	-	-
Post inyección (F)	-	-	3	0.3

Tabla 5.5 Condiciones de operación para evaluar si la herramienta CFD reproduce el fenómeno de aceleración de la combustión en condiciones reactivas.

Siguiendo la misma metodología que para los casos inertes, se ha modelado el pulso principal recortado M* y el pulso post por separado como si no existiese interacción entre ambos pulsos. De esta forma se trata de aprovechar todo el potencial de mejora sobre el proceso de combustión que tiene el transitorio inicial del pulso post. En la figura 5.11 se muestran los resultados de la aplicación de la metodología anteriormente descrita. En dicha figura se representan la masas inyectadas y quemadas²³ acumuladas de los ensayos de referencia M, ensayo

²³ Se define la masa quemada para un determinado instante como la diferencia entre la masa total de combustible inyectada hasta ese instante y la que todavía queda por quemar.

intermedio M^* y pulso post F de manera independiente, como si fueran estrategias de inyección independientes. Adicionalmente, se muestra la masa quemada que resulta de sumar las masas quemadas de los ensayos intermedio, M^* y post F .

Atendiendo a la mencionada figura y al igual que en el caso inerte, se puede decir que, si no existe interacción entre pulsos, los efectos beneficiosos del transitorio inicial mejoran el proceso de combustión. Para el mismo instante de tiempo y la misma masa total inyectada, se tiene mayor cantidad de masa quemada con el uso de post inyección que en el caso de referencia, es decir, el caso de inyección simple.

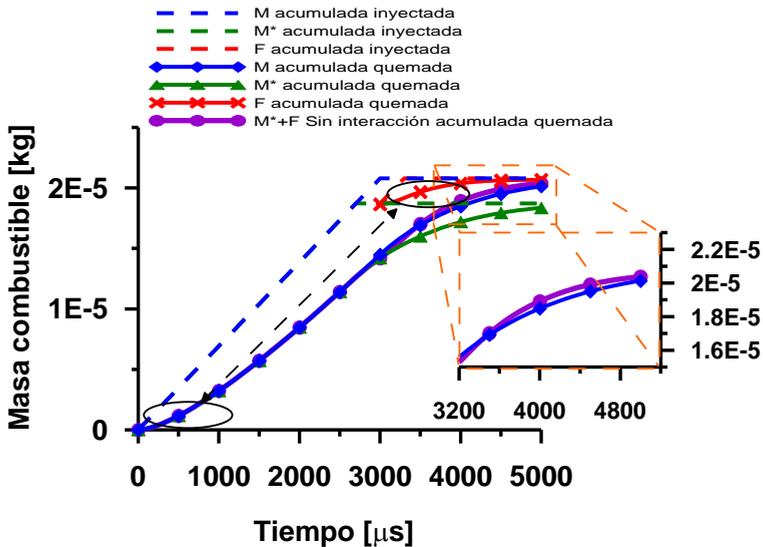


Figura 5.11. Masas inyectadas y quemadas acumuladas de los ensayos de referencia M , ensayo intermedio M^* , pulso post F y M^*F como si entre ambos pulsos no existiese interacción.

Extendiendo ahora la constatación del fenómeno a un caso real en el que no se eliminan los efectos de la interacción entre pulsos como se muestra en la figura 5.12 se puede ver, aunque de forma leve, que se sigue reproduciendo el fenómeno de aceleración con el uso de post. Su magnitud es inferior al caso en que no se tiene interacción entre pulsos.

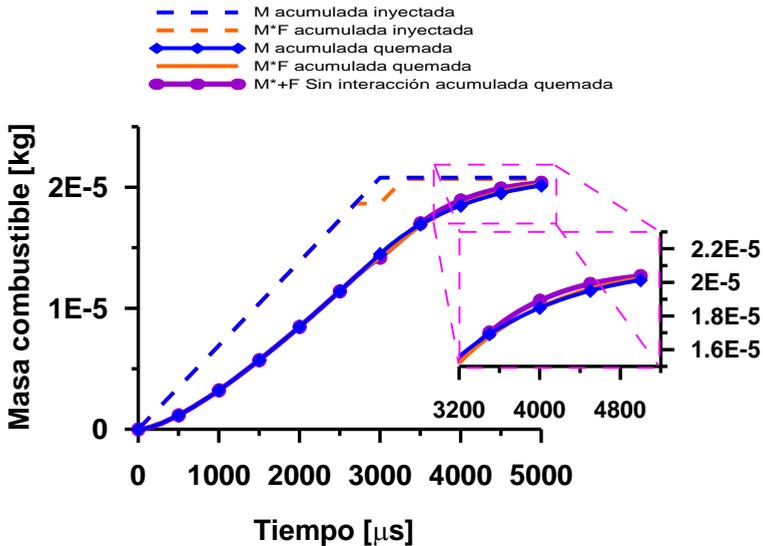


Figura 5.12. Masas inyectadas y quemadas acumuladas de los ensayos de referencia M, ensayo post M*F con y sin interacción entre pulsos.

De manera general, se puede decir que los resultados obtenidos en los casos inertes se han validado en condiciones reactivas confirmando tanto al fenómeno de aceleración de la combustión por parte de la post inyección como a los fenómenos físicos en los que se fundamenta un carácter general. No obstante, observando la figura 5.5 y la figura 5.11 correspondientes a los casos inertes y reactivos en condiciones de no interacción entre pulsos, se pueden observar diferencias no despreciables en cuanto a la magnitud del fenómeno. Con objeto de dar luz a este hecho, en la figura 5.13 se han representado de manera conjunta las evoluciones temporales de las masas inyectadas, mezcladas bajo dosado estequiométrico y quemadas de los casos inerte y reactivo, respectivamente.

Atendiendo a la figura se observa una clara diferencia entre el AMT y el ACT. Este hecho es sorprendente ya que de manera general en la bibliografía se utiliza la masa mezclada bajo dosado relativo 1 como estimador de la masa quemada [8]. Principalmente al pasar de un caso inerte a uno reactivo con liberación de calor se produce un incremento de la difusión radial tanto térmica como másica en el frente de llama, así como una expansión del chorro. Estos fenómenos conllevan un incremento del tamaño del chorro, una reducción en la densidad y un incremento de la velocidad en el seno de dicho chorro [2][12]. Teniendo en cuenta estas reflexiones, para que el AMT (tiempo aparente de mezcla) y el ACT (tiempo aparente de combustión) coincidan, en el caso reactivo

se deberían compensar los efectos de incremento en el tamaño del chorro con el aumento de velocidad, de tal forma que el tiempo medio que le cuesta a una partícula desde que sale de la tobera hasta que llega a la superficie estequiométrica en condiciones cuasi-estacionarias para dicho caso sea igual que el inerte. Así pues, atendiendo a la figura, parece que este fenómeno no se da, al menos para la superficie estequiométrica. Este hecho hace que no se pueda comparar directamente la magnitud del fenómeno de aceleración de la mezcla bajo dosado estequiométrico y la aceleración de la combustión con el uso de post inyección.

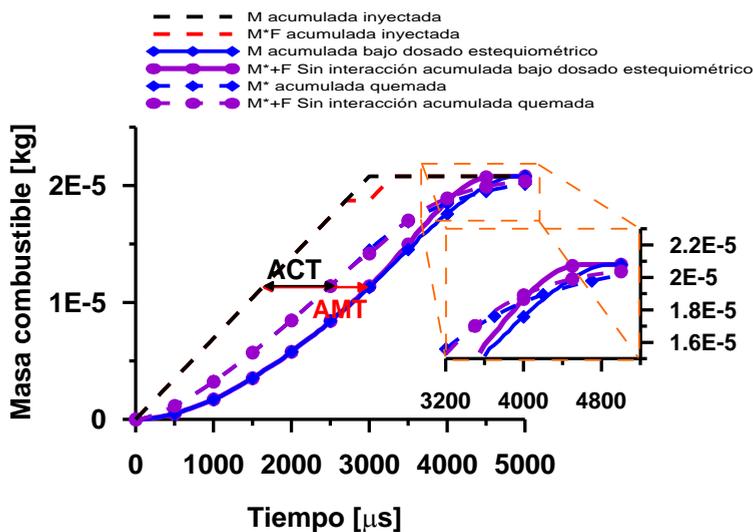


Figura 5.13. Comparación entre el caso inerte y reactivo considerando la masa quemada igual a la masa bajo dosado estequiométrico.

Si se considera que parte de la masa quemada se tiene dentro de la superficie estequiométrica, se tiene que la masa mezclada comparable con la masa quemada debe ser bajo un dosado relativo ligeramente rico. Con este concepto en mente, en la figura 5.14 se ha vuelto a representar las masas inyectadas, quemadas y bajo dosado relativo 1.3²⁴ acumuladas para los casos principal M, y post M*F sin interacción. A la vista de dicha figura se puede decir que en condiciones de AMT (tiempo aparente de mezcla) y ACT (tiempo aparente de combustión) equivalentes durante el periodo cuasi-estacionario y por tanto en condiciones referidas a las

²⁴ Bajo las condiciones de operación de la presente tesis se han realizado cálculos numéricos para diferentes dosados ricos, encontrando el valor de 1.3 como aquel en que el AMT y ACT son equivalentes en condiciones cuasi-estacionarias.

evoluciones temporales de dichos parámetros comparables, se tiene que la magnitud del fenómeno de aceleración es prácticamente igual independientemente de tratarse de un caso inerte o reactivo.

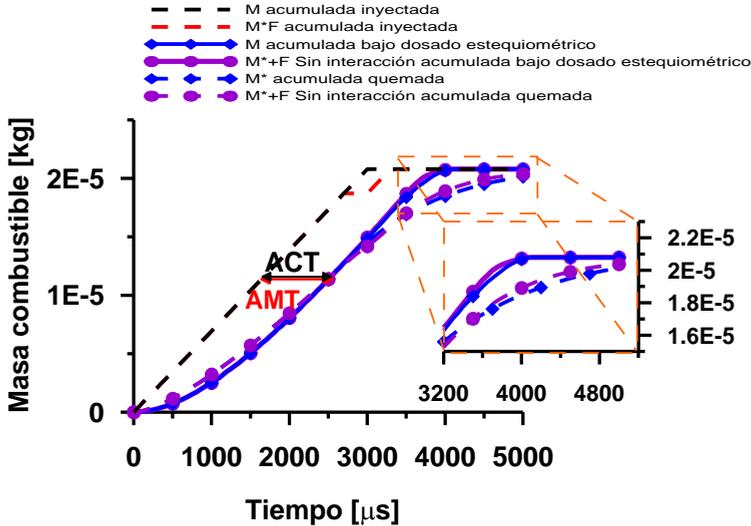


Figura 5.14. Comparación entre caso reactivo e inerte considerando la masa quemada igual a la masa mezclada bajo dosado relativo 1.3 para el caso inerte.

5.6 Conclusiones

En el presente capítulo se ha profundizado en el fenómeno de aceleración de la mezcla / combustión a través de diferentes condiciones de cálculo numérico constatando de nuevo el fenómeno mostrado de manera experimental en el capítulo 4, confiriendo de esta forma generalidad al mismo.

Se ha dado una explicación física de por qué se produce el citado fenómeno de aceleración. Dicha explicación se fundamenta en el más rápido proceso de mezcla / combustión que se tiene durante el transitorio inicial del proceso de inyección y en su aprovechamiento por parte de la estrategia de post inyección en determinadas condiciones de operación. La mejor comprensión del fenómeno se ha realizado gracias al desarrollo de una metodología de comparación específica.

Respecto a la evaluación de los efectos de la variación del inicio de la post inyección sobre el fenómeno de aceleración de la mezcla / combustión, los cálculos numéricos siguen las mismas tendencias que los casos experimentales, es decir, a

medida que se retrasa el inicio del pulso post, la reducción en el tiempo de mezcla/ combustión respecto a un caso de inyección simple disminuye. Esto es debido a que la aceleración del proceso de mezcla / combustión debida al transitorio inicial del pulso de post inyección no es capaz de compensar el mayor retraso en la inyección.

En relación a la evaluación de los efectos de la variación de la masa del pulso de post inyección sobre el fenómeno de aceleración de la mezcla / combustión, los resultados del modelado siguen las mismas tendencias que los resultados experimentales. Cuanto más grande sea la masa del pulso de post inyección, menor es el fenómeno de aceleración de la mezcla / combustión debido a la interacción entre pulsos.

Los resultados obtenidos se han investigado tanto en condiciones inertes como reactivas, profundizando en las diferencias encontradas y llegando a la conclusión de que la magnitud del fenómeno de aceleración es prácticamente la misma para la mezcla que para los casos reactivos siempre que se comparen éstos con tiempos característicos de mezcla / combustión equivalentes.

5.7 Bibliografía

- [1] García, J. M. (2006). *El proceso de combustión turbulenta de chorros diesel de inyección directa*. Barcelona: Editorial Reverté S.A.
- [2] Desantes, J., Pastor, J.V., García-Oliver, J., & Pastor, J.M. (2009). A 1D model for the description of mixing-controlled reacting diesel sprays. *Combustion and Flame, Vol. 156*, pp. 234-249.
- [3] Araneo, L., Coghe, A., & Cossali, G. (1997). Experimental analysis of structure and characteristics of a Diesel spray head vortex. *Proceedings of the thirteen ICLASS*, pp. 103-109.
- [4] Cho, I., Fujimoto, H., Kuniyoshi, H., Ha, J., Tanabe, H., & Sato, G. (1990). Similarity law of entrainment into Diesel spray and steady spray. *SAE Paper 900447*.
- [5] Obokata, T., Hashimoto, T., & Takahashi, H. (1990). LDA analysis of Diesel spray and entrainment air flow. *Comodia*.
- [6] Arrègle, J., López, J.J., García, J.M., & Fenollosa, C. (2003). Development of a zero-dimensional Diesel combustion model. Part 2: Analysis of the transient initial and final diffusion combustion phases. *Vol. 23*, pp. 1319-1331.

- [7] Fenollosa, C. (2005). *Modelado fenomenológico del proceso de combustión por difusión diesel*. Barcelona: Editorial Reverté S.A.
- [8] López Sánchez, J.J. (2005). *Estudio teórico-experimental del chorro libre diesel no evaporativo y de su interacción con el movimiento del aire*. Barcelona: Editorial Reverté S.A.
- [9] Correas, D. (1998). *Estudio teórico-experimental del chorro libre Diesel isoterma*. Valencia: Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos.
- [10] Varnavas, C., & Assanis, D. (1991). The effects of spray, mixing, and combustion model for KIVA3-D code. *SAE Paper 911785*.
- [11] Fluent. (1998). *FLUENT 5 User's guide*. Fluent incorporated.
- [12] Pastor, J.V., López, J.J., García, J.M., & Pastor, J.M. (2009). A 1D model for description of mixing- controlled inert diesel sprays. *Fuel* , Vol. 87, pp. 2871-2885.

Capítulo 6

Profundización en las emisiones de hollín asociadas al uso de post inyección

Contenido

6.1	Introducción.....	157
6.2	Planteamiento del análisis.....	161
6.3	Emisiones de hollín asociadas a la post inyección.....	162
6.3.1	Efecto de la variación del inicio de inyección de la post	163
6.3.1.1	Formación de hollín en llamas Diesel	165
6.3.1.2	Aplicación al caso de post inyección.....	169
6.3.2	Efecto de la variación de masa de la post	178
6.3.3	Visión general de las emisiones de hollín asociadas al uso de post inyección	183
6.4	Conclusiones	185
6.5	Bibliografía	187

6.1 Introducción

En el presente capítulo se va a tratar de responder a las preguntas formuladas en las conclusiones del capítulo 4 con la intención de profundizar sobre los efectos de la post inyección en las emisiones de hollín.

A pesar de que en cierta medida se explicó en el capítulo 2 y que en posteriores secciones se va a profundizar más, se pretende dar ahora un breve y sintético recordatorio para centrar al lector respecto a cómo se produce la formación / destrucción de hollín. Así pues, de manera concreta se puede decir que las emisiones finales de hollín que se recogen en el escape de un motor son el resultado de un complejo balance en el interior de la cámara de combustión entre los procesos de formación y oxidación [1][2]. El hollín se gesta cuando el combustible se introduce en la llama de difusión, justo después del *lift-off*²⁵ en la zona de premezcla rica [3]. El tamaño y masa de las partículas creadas se va incrementando a medida que avanzan por el interior de la llama [4] y, finalmente, las citadas partículas se oxidan (parcialmente) en el frente de llama [2]. Por tanto se puede afirmar que las emisiones finales de hollín dependen tanto de la cantidad de hollín formada como de la oxidada. Con todo lo visto hasta el momento en la presente tesis se puede afirmar que uno de los efectos más relevantes del uso de una estrategia de post inyección es la reducción en las emisiones de hollín. Como se discutirá más profundamente en la presente sección, se cree que el uso de una post inyección afecta tanto a los procesos de oxidación como a los de formación.

Por otro lado, como se ha visto en la revisión bibliográfica del capítulo 2 hay una gran cantidad de autores que realizan estudios de post inyección cuyo fin es la reducción de las emisiones de hollín [5][14]. No obstante, cabe resaltar de nuevo, al igual que en el capítulo 4, una falta de cohesión global en los resultados presentados por los citados autores debido a que los mencionados estudios se realizan bajo una gran variedad de escenarios y en consecuencia el análisis de las conclusiones de estos estudios se ha de tomar con gran cautela.

Por esta razón es muy importante precisar el escenario bajo análisis antes de presentar o analizar los resultados, porque de otra forma se pueden realizar interpretaciones erróneas. Este criterio es el que se ha seguido en el capítulo 4. No

²⁵ En sucesivas secciones se detallará este concepto y su relación con el proceso de formación de hollín. De forma simplificada, se puede decir que es la distancia que existe entre la tobera y el inicio de la llama.

obstante, con el objetivo de ayudar a definir mejor los diferentes escenarios para profundizar en la comprensión de los efectos de la post inyección sobre las emisiones de hollín, y a su vez, centrar de nuevo al lector, se presentan algunos resultados de ensayos realizados con el motor monocilíndrico descrito en el capítulo 3 en las condiciones de operación determinadas en el capítulo 4 (tabla 4.1), los cuales se muestran en la figura 6.1.

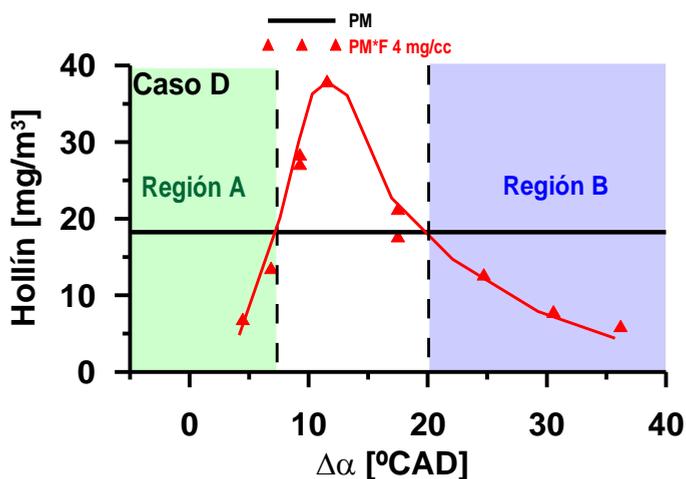


Figura 6.1. Emisiones finales de hollín para una estrategia de inyección simple (PM) y una estrategia con post inyección (PM*F; en este caso la distancia entre la inyección principal y la post se modifica). Las dos regiones donde las emisiones de hollín se mejoran con el uso de la post se somborean en el gráfico.

Siguiendo la metodología de trabajo descrita en el capítulo 4, la línea horizontal en esta figura representa las emisiones de hollín obtenidas con una estrategia de inyección simple en unas condiciones de operación dadas (punto D de la tabla 4.1). La otra curva de la figura muestra las emisiones de hollín en las mismas condiciones de operación pero incluyendo en la estrategia de inyección una post inyección. El único parámetro que se varía al construir esta curva es la distancia entre la inyección principal y la post inyección, de tal forma que un $\Delta\alpha = 0$ se corresponde con un caso en el que el final de la inyección principal y el inicio de la post inyección están solapados. En todos los ensayos de post inyección se tiene la misma cantidad total de combustible inyectada, siendo la de post inyección 4 mg/cc. Adicionalmente, cabe resaltar que la masa total inyectada en los casos de post inyección se corresponde con la masa del ensayo de referencia.

Por otro lado, las emisiones de CO y HC correspondientes a los casos presentados en la figura 6.1 se muestran en la figura 6.2.

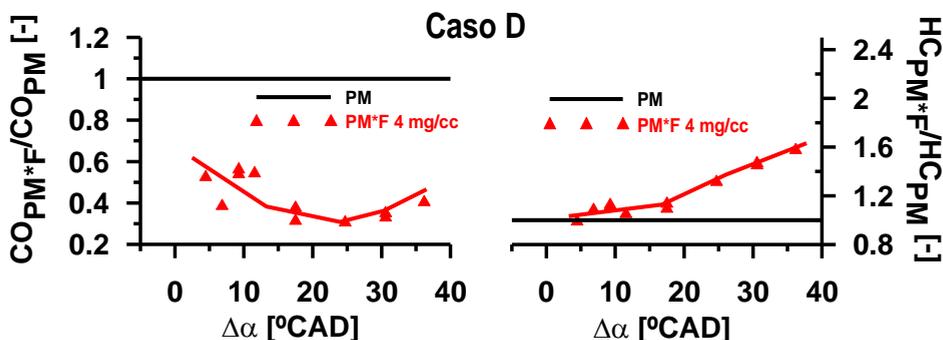


Figura 6.2. Emisiones finales de CO y HC para las mismas condiciones de operación que en la figura 6.1. No parece existir una combustión incompleta demasiado relevante cuando se usa una post inyección tardía.

El objeto de presentar las citadas emisiones es doble: en primer lugar se pretende dar una visión más global que la proporcionada en la presentación de los resultados realizada en el capítulo 4 y, en segundo lugar, se pretende mostrar que todos los ensayos realizados tienen un nivel de calidad de la combustión razonable. De los resultados mostrados en ambas figuras (Figura 6.1 y Figura 6.2) y centrandó la atención en las emisiones de hollín, se observa que las mencionadas emisiones se pueden mejorar o no con el uso de una post inyección, al compararlas con el ensayo de referencia, dependiendo de la posición relativa de la post con respecto a la inyección principal ($\Delta\alpha$) y de su tamaño (este parámetro no se ha modificado en los resultados mostrados en la figura 6.1; no obstante sí que se tiene constancia de ello en el capítulo 4). Observando de nuevo la figura 6.1 se puede ver que existen dos escenarios posibles donde una post inyección parece ser una estrategia interesante para reducir emisiones de hollín comparado con un ensayo de referencia: cuando la post inyección está muy cerca de la inyección principal (región A) y cuando está muy retrasada (región B). Estos dos escenarios, constatados en el capítulo 4, se van a desarrollar de forma sintética en los siguientes párrafos con el fin de poner al lector en situación y de proponer unos objetivos claros para el presente capítulo.

- Post inyección cercana:

En este caso se produce una aceleración de la fase final de la combustión, lo cual, en determinadas condiciones, lleva a una reducción en la duración de la

combustión. En tal caso se produce un incremento del rendimiento indicado y una disminución en la temperatura de escape tal y como se vio en el capítulo 4. La reducción en la duración de la combustión implica que el proceso de oxidación de hollín tenga lugar más cerca del PMS y por tanto a temperaturas más altas. Consecuentemente, este proceso será más eficiente y por tanto se explica el porqué las emisiones de hollín son más bajas. Merece la pena resaltar que este escenario es muy atractivo para concepciones clásicas de combustión por difusión porque se produce una reducción de emisiones de hollín y adicionalmente se incrementa el rendimiento indicado, con la sola penalización de un incremento de las emisiones de NOx respecto al ensayo de referencia.

- Post inyección lejana:

Obviamente este escenario difiere completamente del anterior. Revisando la literatura referente a este escenario, las explicaciones que proporcionan los diferentes autores de cómo consigue la post inyección una reducción de las emisiones de hollín se pueden agrupar en tres categorías diferentes:

- Teoría 1: La energía extra para la mezcla introducida en la cámara por la post inyección mejora el proceso de oxidación y por tanto reduce las emisiones finales de hollín [5][6][10]-[12][14].
- Teoría 2: La alta temperatura promovida en la cámara por la post inyección es la responsable de una mejora en el proceso de oxidación y consecuentemente de una reducción de las emisiones finales de hollín [9][11].
- Teoría 3: Las emisiones finales de hollín decrecen porque el pulso de la inyección principal al verse recortado en masa para adicionarla en forma de post, produce menos hollín y además la post inyección no produce significativamente hollín adicional. Esta teoría está asociada al fenómeno de llama partida presentado en el capítulo 4 [8].

Las teorías 1 y 2 se centran en el proceso de oxidación de hollín, mientras que la teoría 3 se centra en el proceso de formación. Posiblemente las tres teorías son ciertas y todas ellas de forma conjunta contribuyan a explicar la reducción de las emisiones finales de hollín, pero ¿cuál de ellas es la más relevante? El objetivo principal del presente capítulo es dar respuesta a esta pregunta. Para ello:

- Se pretende confirmar que la teoría 3 (introducida en el capítulo 4 y asociada al fenómeno de llama partida) es la más relevante para explicar la reducción de emisiones de hollín cuando se usa una post inyección lejana.
- Se pretende evaluar de forma física y cuantificada los efectos de los parámetros de operación importantes de la post inyección (inicio de inyección y masa) en las emisiones finales de hollín.

6.2 Planteamiento del análisis

Con el fin de dar respuesta de la manera más estructurada y coherente posible a los objetivos planteados en la introducción, se va a seguir un planteamiento de análisis basado en las siguientes etapas:

Etapas 1: Evaluación de los efectos de la variación del inicio de la post inyección sobre las emisiones finales de hollín.

Fundamentalmente, la mencionada variación implica cambios en las condiciones termodinámicas en las que se desarrolla el proceso de combustión del pulso de post inyección. Por tanto los cambios en el inicio del proceso de inyección de la post afectan a los procesos de formación y oxidación de hollín comentados a lo largo de la presente tesis. Cabe pues evaluar y justificar que, en el marco del presente trabajo (*post inyecciones lejanas*), las condiciones de operación del motor infieren que el proceso de oxidación es prácticamente despreciable y en consecuencia las emisiones finales de hollín se pueden atribuir en su mayor parte al proceso de formación.

Una vez que se ha determinado que es el proceso de formación el que rige las variaciones en las emisiones finales de hollín al realizar estrategias de post inyección lejanas, se va a plantear una revisión bibliográfica para conocer cómo afectan los cambios de diferentes variables físicas (por ejemplo la temperatura sin quemar), utilizando estrategias de inyección simple, sobre el citado proceso de formación de hollín y establecer criterios atendiendo a dicha literatura sobre cuáles son los parámetros de los que fundamentalmente depende la formación de hollín en llamas de combustión por difusión.

Una vez entendidos los principales criterios que determinan la formación de hollín se va a aplicar el conocimiento adquirido al caso de estudio (post inyecciones lejanas). Con este procedimiento se espera obtener un parámetro de

carácter físico con el que ser capaz de cuantificar los cambios en el proceso de formación, y por tanto en las emisiones finales de hollín, al realizar variaciones en el inicio del pulso de post inyección.

Etapa 2: Evaluación de los efectos de la variación en el tamaño de la post inyección sobre las emisiones finales de hollín.

Contrariamente a la etapa 1, donde es fácilmente entendible que los cambios en el inicio del proceso de inyección acarrearán cambios en las condiciones termodinámicas en las que se desarrolla el proceso de combustión. En esta segunda etapa, como primer paso, se ha de realizar una reflexión acerca de cuáles son los cambios físicos que se introducen en el proceso de combustión cuando se varía la cantidad de combustible inyectado en la post. Posteriormente se estudia cuál es la influencia que tienen dichos cambios sobre el proceso de formación de hollín.

Tras esto y siguiendo el esquema de análisis propuesto en la etapa 1, se propondrá la búsqueda de un parámetro de carácter físico con el que ser capaz de cuantificar dichos cambios en los procesos de combustión y formación de hollín.

Etapa 3: Visión global de las emisiones de hollín asociadas a la post inyección.

Una vez que se hayan definido y validado por separado cada uno de los parámetros físicos que se van a proponer para cuantificar y evaluar los dos principales cambios que se introducen a nivel motorístico cuando se realiza una estrategia de post inyección, sólo quedará validar de manera conjunta los diferentes parámetros.

6.3 Emisiones de hollín asociadas a la post inyección

En el marco de las post inyecciones lejanas, la combustión de la inyección principal y de la post inyección parecen ser independientes y es posible hablar sobre emisiones asociadas a la post inyección. Si la post inyección es suficientemente pequeña es incapaz de producir hollín y las emisiones finales de hollín se reducen porque la inyección principal PM* es más pequeña que el ensayo de referencia PM. Si la post inyección no es pequeña, produce hollín adicional, la cantidad de hollín depende fundamentalmente de la posición del inicio de inyección y de la masa o tamaño del pulso post. Los efectos de ambos parámetros se van a discutir en las siguientes secciones.

6.3.1 Efecto de la variación del inicio de inyección de la post

Debido a la variación de los inicios de inyección del pulso post, las condiciones termodinámicas durante el proceso de combustión del citado pulso cambian, lo que tiene influencia sobre las emisiones de hollín producidas por el pulso post F. Esta constatación se puede mostrar observando los resultados presentados en la figura 6.3, donde las emisiones de hollín asociadas a las post inyección (referidos como $\Delta hollín$ y computadas como $hollín_{PM^*F} - hollín_{PM^*}$) se representan frente a las variaciones de inicio de inyección del pulso post para 4 grupos base diferentes (diferentes masas de post inyección) en las condiciones B de la tabla 4.1. Para el análisis de esta figura se considerará sólo la región no sombreada ya que se corresponde con la región de post inyecciones lejanas. En primera aproximación, se puede decir que las emisiones de hollín asociadas a la post tienden a cero a medida que el pulso post se retrasa.

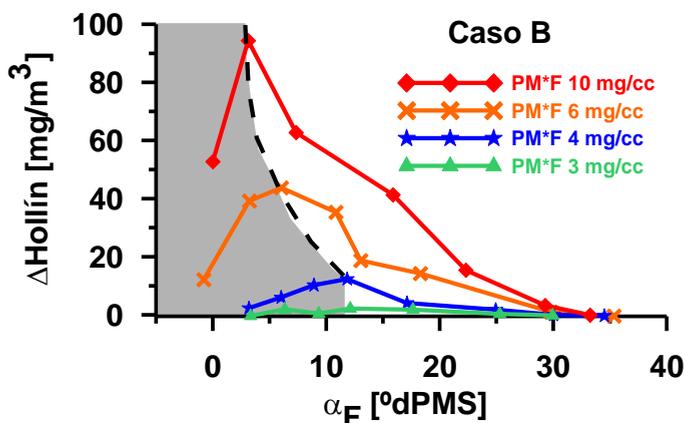


Figura 6.3. Hollín asociado a la post inyección frente a las variaciones en el inicio del pulso post para 4 grupos base diferentes. Con diferentes tamaños de post inyección desde 3 hasta 10 mg/cc en las condiciones de operación B de la tabla 4.1. Sólo la región no sombreada correspondiente a las inyecciones lejanas va a ser considerada.

Como ya se ha mencionado con anterioridad, las emisiones de hollín son un balance entre los procesos de formación y oxidación. En el contexto de las post inyecciones lejanas el proceso de oxidación obviamente existe, si bien su “intensidad” es probablemente muy baja. Esta circunstancia se justifica del siguiente modo.

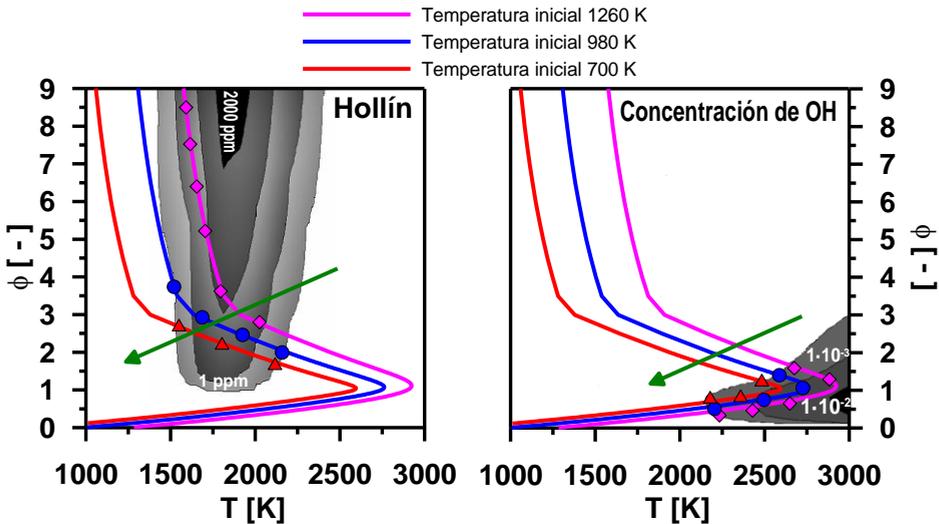


Figura 6.4. Cálculo de la evolución de tres niveles de temperatura adiabática deferentes correspondientes al comportamiento del retraso en el inicio de inyección del pulso post sobre los mapas ϕ - T de las concentraciones de hollín formado y OH desarrollados por Golovitchev [15].

En la figura 6.4 se representan los mapas ϕ^{26} - T desarrollados en [15] por Golovitchev. Esta herramienta ha sido utilizada por otros autores [16][17] como medio para la mejor comprensión de la formación / destrucción de emisiones contaminantes. En los citados mapas de la figura 6.4 se representan las fracciones molares de hollín formado y del radical OH, siendo considerado el mencionado radical como el factor determinante para la oxidación del hollín. Según [15] los mapas son el resultado de 720 simulaciones de diferentes combinaciones de ϕ - T en un reactor homogéneo cero dimensional a presión (50 bar) y tiempo (1.5 ms) constantes a través del uso de un código comercial que resuelve la cinética química [15][18].

En el contexto de las post inyecciones lejanas al retrasar el inicio de inyección del pulso post se introduce como cambio más relevante una reducción en la temperatura sin quemar. Adicionalmente, como ya se ha comentado en el capítulo 3, la temperatura adiabática es una temperatura representativa de lo que

²⁶ ϕ hace referencia al dosado relativo. Se ha decidido mantener esta notación y no poner Fr por coherencia con los autores de este tipo de mapas

sucede durante el proceso de combustión cuyo cálculo depende de la temperatura sin quemar, con lo que si dicha temperatura se reduce al retrasar el inicio del pulso post, la temperatura adiabática también lo hará (siempre que el resto de parámetros de los que depende sean constantes). Así pues para adquirir una noción de qué sucede respecto a la formación / oxidación de hollín al retrasar el inicio del pulso de post inyección se adicionan a los mapas realizados por Golovitchev la evolución de tres temperaturas adiabáticas relacionadas con tres niveles de temperaturas iniciales (sin quemar) diferentes. Dichas temperaturas sin quemar se corresponden “cualitativamente” con lo que sucede en un motor cuando se retrasa el inicio del pulso post. Para esta tarea se realizan cálculos a presión constante mediante el módulo EQUIL del paquete comercial Chemkin Pro.

Observando la figura 6.4 se puede constatar que a medida que la temperatura sin quemar se reduce (retraso en el inicio del pulso post) las concentraciones de hollín formado y OH (hollín oxidado) se reducen. No obstante, para el nivel más bajo de temperatura inicial calculado, la trayectoria de la temperatura adiabática representada sobre el mapa ϕ -T prácticamente no atraviesa la “península” de OH debido a que su concentración es prácticamente nula. Por el contrario, sí atraviesa la “península” de formación de hollín ya que todavía se tienen concentraciones razonables. Por esta razón, se puede decir que las emisiones finales de hollín asociadas al pulso post F en el contexto de las post inyecciones lejanas, dependen principalmente del proceso de formación.

Cabe pues plantearse de qué depende el citado proceso de formación de hollín.

6.3.1.1 Formación de hollín en llamas Diesel

En el modelo conceptual de llama de difusión desarrollado por Dec y que ha sido revisado a lo largo de la presente tesis en el capítulo 2, se destaca como uno de los aspectos relevantes de la llama Diesel el fenómeno del *lift-off*. Dicho fenómeno consiste en el hecho de que la llama de difusión Diesel está “despegada” respecto a la tobera de inyección [19], es decir, que la zona de reacción comienza a partir de una distancia mínima al inyector, figura 2.2.

Numerosos autores han estudiado el fenómeno del *lift-off*. No obstante, cabe destacar a Higgins y Siebers [20][21] quienes estudian experimentalmente los efectos de las condiciones de operación y de los parámetros de diseño sobre la longitud de *lift-off* y sus relaciones con la formación de hollín para un chorro Diesel en una cámara de volumen constante. Estos autores son los primeros que

miden la longitud del *lift-off* a partir de la quimioluminiscencia del OH [20] y no a partir de la incandescencia del hollín como se había hecho hasta el momento. De manera sintética se puede decir que sus conclusiones conceptuales más importantes son las siguientes. Aguas arriba de la longitud de *lift-off* el gas ambiente entra en el chorro en donde se mezcla con el combustible. La cantidad de combustible y gas premezclado viene determinada por la cantidad de oxígeno que entra con el gas ambiente aguas arriba de la longitud de *lift-off*. Aguas abajo de la longitud de *lift-off*, el combustible ha empezado a vaporizarse y reacciona en la zona de premezcla rica donde inicialmente se forma el hollín si hay insuficiente oxígeno para oxidar los precursores del mismo.

Cuanto más grande sea la cantidad de gas ambiente que entra más se reduce el dosado relativo y por tanto se hace menos viable la posibilidad de formar hollín. Siebers y Higgins [21] correlacionan la intensidad natural luminosa del hollín con la longitud de *lift-off* y el porcentaje de aire estequiométrico. Cuando la longitud de *lift-off* aumenta, el hollín visible se reduce hasta un punto donde se tiene un exceso de aire $\lambda = 0.4-0.5$. En este punto las emisiones de hollín son inapreciables. Como primera consecuencia se puede decir que los parámetros que controlan la longitud de *lift-off* y por tanto la cantidad de oxígeno que entra en el chorro, son los que controlan la formación de hollín. Es importante enfatizar que incluso siendo la combustión Diesel una combustión en dos etapas (reacción de una premezcla rica seguida de una combustión por difusión) los datos de Siebers y Higgins sugieren que es la zona de reacción de la premezcla rica la que controla la propensión del chorro a la formación de hollín. Cuando no se produce hollín en la zona de premezcla rica, tampoco se producen de forma significativa cantidades de hollín después, cuando los productos ricos reaccionan en el interior de la llama de difusión.

Debido a que la longitud de *lift-off* y la cantidad de gas ambiente entrante en el chorro son muy importantes para la formación de hollín, se van a explicar los efectos de los diferentes parámetros físicos que afectan a la longitud de *lift-off* y por ende a la formación de hollín al variar las condiciones de operación de motor. Es importante recordar que las conclusiones que se presentan son mayoritariamente válidas para chorros libres y en ambientes relativamente en reposo. Esta circunstancia hace que las conclusiones extraídas no sean directamente aplicables a condiciones en las que la parte líquida de los chorros interacciona con las paredes o en condiciones en las que existan interacciones entre chorros, o en escenarios de alto swirl. También destacar que las conclusiones son fundamentalmente aplicables para la cantidad de hollín formado y no para la cantidad de hollín que sale por el escape.

Los efectos de los principales parámetros físicos que afectan al *lift-off* son:

- *Temperatura sin quemar*: el efecto de la temperatura sobre la longitud de *lift-off* ha sido estudiado por diferentes autores [19][21][25]. Atendiendo a estos autores se puede decir, de manera generalizada, que la temperatura tiene un efecto fuertemente marcado y no lineal sobre la longitud de *lift-off* y por tanto sobre la formación de hollín. Al aumentar la temperatura decrece la longitud de *lift-off*, y por tanto la cantidad de gas ambiente que es capaz de entrar en el chorro aguas arriba de la longitud de *lift-off*. Consecuentemente se hace más rico el dosado en el *lift-off* y en la zona de premezcla rica, generando como consecuencia un aumento de la formación de hollín. Siebers y Higgins [21] atribuyen este efecto de la temperatura al hecho de que al aumentar la misma se incrementa la reactividad de los gases premezclados permitiéndoles reaccionar más cerca del inyector. De forma complementaria, cabe destacar que un aumento de la temperatura sin quemar implica un incremento sobre la temperatura de llama. Si bien los cambios en la temperatura adiabática de llama no se pueden relacionar de manera directa con la longitud de *lift-off*, sí que hay que resaltar que dicha temperatura tiene un efecto directo sobre la formación y el crecimiento de las especies que son precursoras para la formación de hollín [26].
- *Presión de inyección*: un incremento en la presión de inyección implica un incremento en la velocidad de salida del combustible, que a su vez da como resultado un desplazamiento de la zona inicial de reacción del chorro, y por tanto provoca un aumento en la longitud de *lift-off* [19][21][25][27]. Por tanto un incremento en la presión de inyección provoca un aumento en la cantidad de gas englobado aguas arriba de la longitud de *lift-off* y consecuentemente una disminución en el dosado y un decremento en la formación de hollín. A parte del efecto anteriormente descrito, aumentar la presión de inyección tiene como efecto adicional la disminución en el tiempo de residencia del hollín (precursores) formado en el *lift-off* a su paso por el interior de la llama [23][24] [27]. Esta circunstancia es debida a que el tiempo de residencia es inversamente proporcional a la velocidad de inyección y a que, adicionalmente, cuando se aumenta la presión de inyección se mantiene aproximadamente constante la longitud de llama. Pero como se ha mencionado en líneas anteriores, la longitud de *lift-off* aumenta, con lo que la distancia a recorrer por el hollín formado en el *lift-off* (precursores) entre la región inicial de reacción y la región de reacción estequiométrica es menor. En consecuencia el tiempo de residencia del hollín formado en el *lift-off* (precursores) a su paso por el interior de la llama decrece.

- *Densidad ambiente:* un incremento en la densidad ambiente tiene dos efectos contrapuestos. Por un lado se disminuye la longitud de *lift-off* [19][21][25], con lo que se tiene menor distancia en la que el chorro es capaz de englobar gas, mientras que por otro lado, al aumentar la densidad del aire se aumenta la masa de aire que puede entrar para una distancia de *lift-off* dada. El balance neto entre ambos fenómenos es un pequeño decremento en la tasa de englobamiento de gas [1] lo que conlleva a un incremento en el dosado al *lift-off* y por ende un aumento en la formación de hollín [23][24][28]. De forma complementaria se puede decir que al igual que existe una temperatura a partir de la cual la formación de hollín es despreciable, también existe una densidad por debajo de la cual la longitud al *lift-off* es tan grande que el dosado es muy pequeño y la formación es despreciable [24].
- *Diámetro del orificio de la tobera:* una reducción en el diámetro de la tobera lleva consigo una reducción leve de la longitud de *lift-off* [19][21][25]. Cabe resaltar que al reducir el diámetro de la tobera se tiene una menor cantidad de combustible fluyendo por la misma y que, adicionalmente, los fenómenos físicos que conlleva la citada reducción resultan en que la tasa de englobamiento de gas se mantiene relativamente constante, con lo que según Siebers y Higgins el ratio entre el gas englobado y la cantidad de combustible inyectado crece al reducir el diámetro de la tobera y consecuentemente el dosado al *lift-off* se reduce, dando lugar a una disminución en la formación de hollín. Al igual que sucede con otros parámetros físicos de los que depende la formación de hollín, se tiene un diámetro mínimo que se considera umbral por debajo del cual desaparece la formación de hollín [27][29].
- *Concentración de oxígeno en el ambiente:* una reducción en la concentración de oxígeno ambiente implica un aumento en la longitud de *lift-off* [31]-[34]. Se tienen dos efectos contrapuestos: por un lado, una mayor longitud de *lift-off* podría implicar un aumento en la cantidad de aire englobado, mientras que por otro lado, se disminuye la concentración de oxígeno para el mencionado aire englobado. Siebers demuestra que ambos efectos se compensan y que la cantidad de oxígeno en el *lift-off* es independiente de la variación de la concentración de oxígeno ambiente. Si bien una reducción en la concentración de oxígeno no tiene efecto alguno sobre el dosado en el *lift-off*, es decir, sobre la cantidad de precursores generados para una temperatura dada, sí que se puede decir que la citada reducción tiene como efecto una reducción en la temperatura adiabática de llama, lo que implica un menor crecimiento de precursores. Por otro lado, la

disminución en la concentración de oxígeno conlleva un mayor tiempo de residencia de los citados precursores en el interior de la llama, hecho que infiere un aumento en su crecimiento. Así pues al reducir la concentración de oxígeno se tendrán menores tasas de formación de hollín si la reducción de precursores inducida por la disminución de la temperatura adiabática es más importante que el aumento en el crecimiento de los mismos dado por el tiempo de residencia [29][32]. Como sucede con otros parámetros, existe una concentración de oxígeno mínima por debajo de la que la formación de hollín es prácticamente nula.

A modo de conclusión se puede decir que la formación de hollín depende principalmente de tres parámetros:

- La cantidad de formación de precursores de hollín. Dichos precursores se forman durante la combustión premezclada rica que tiene lugar justo aguas arriba de la longitud de *lift-off*. La cantidad de precursores formados depende principalmente del dosado en dicha longitud de *lift-off*.
- El tiempo de residencia de los citados precursores en el interior de la llama de difusión. Un aumento de dicho tiempo favorece el crecimiento de los precursores.
- La temperatura local de la llama de difusión. Un aumento de dicha temperatura favorece el crecimiento de los precursores.

6.3.1.2 Aplicación al caso de post inyección

Para analizar la formación de hollín de una post inyección lejana, donde existe un límite de capacidad de formación de hollín, probablemente la formación de precursores es el parámetro más importante (la formación de precursores debería definir si la formación de hollín se da o no). Esta formación está controlada principalmente, como se ha discutido con anterioridad, por el dosado en la longitud de *lift-off*.

Antes de pasar a valorar el dosado en el *lift-off* cabe plantearse cómo evaluar la mencionada longitud característica. Retomando los resultados de los diferentes trabajos experimentales [19][20][21][24][25][27] respecto a la influencia de las diferentes variables físicas sobre dicha longitud característica, se puede generalizar que hasta este momento en la presente tesis la longitud al *lift-off* se ha mostrado

como una correlación extraída de datos bibliográficos y experimentales con la siguiente forma de ecuación potencial:

$$(6.1) \quad LOL = C \cdot T_{sq}^{-b} \cdot \rho_a^{-c} \cdot d^d \cdot U^e \cdot Z_{st}^{-f}$$

Donde los exponentes “b”, “c”, “d”, y “e” dependen de cada autor, siendo diferentes debido a las diferencias en los ensayos experimentales realizados por cada autor, y donde Z_{st} es la fracción de mezcla estequiométrica, siendo la fracción de mezcla el cociente entre la masa de fuel (mf) y la masa de mezcla ($mf+ma$).

Siebers [30] compara su correlación experimental del tipo potencial para condiciones de chorro diesel con la estabilización de la longitud de *lift-off* en condiciones de temperatura y presión atmosféricas para chorros gaseosos turbulentos concluyendo que para chorros gaseosos, la llama se estabiliza a lo largo del contorno de la mezcla estequiométrica en una localización en la que se da un balance entre la velocidad del flujo convectivo aguas abajo en el chorro y la velocidad de la llama turbulenta aguas arriba [35]. Esta observación sugiere que el proceso de propagación de la llama juega un papel dominante en determinar la longitud de *lift-off* para chorros gaseosos. En [35], Peters desarrolla una ley de escalado para la longitud de *lift-off* basada en el concepto de estabilización de la llama anteriormente expuesto:

$$(6.2) \quad LOL \propto \frac{U \cdot \alpha_t \cdot Z_{st}}{[S_L(Z_{st})]^2}$$

donde α_t y $S_L(Z_{st})$ son, respectivamente, la difusividad térmica y la velocidad de combustión laminar con una fracción de mezcla estequiométrica de aire / combustible. Estimando $S_L(Z_{st})$ y α_t en condiciones de elevada presión y temperatura y teniendo en cuenta adicionalmente las grandes diferencias entre la densidad del combustible y del aire, Siebers [30] realiza una ley de escalado como la de Peters en la que las dependencias para las diferentes variables físicas son las que siguen: $T_{sq}^{-3.5}$, $\rho_a^{-0.8}$ y U^1 , lo cual guarda un acuerdo razonable con su expresión obtenida experimentalmente de tipo potencial anteriormente descrita. Sin embargo, para dicho escalado, la velocidad de llama laminar estimada se obtiene a partir de datos experimentales en condiciones de temperaturas no realistas para un chorro diesel. Adicionalmente, en su ley de escalado para el *lift-off* Siebers no encuentra correlación alguna para el diámetro de la tobera. Además la encontrada para la concentración de oxígeno ambiente no guarda un buen acuerdo con la encontrada por Peters en su ley de escalado. Estas circunstancias sugieren que a parte de los procesos fluido mecánicos de propagación del frente de llama deben existir otros procesos adicionales cuya consideración es necesaria para determinar

correctamente la localización del *lift-off* en condiciones de operación de chorros diesel o, dicho de otro modo, que la propagación de la llama ocurre con una ley de escalado diferente si se tienen condiciones atmosféricas o si se consideran condiciones de chorro diesel.

En esta dirección Pickett [36] realizó una serie de experimentos en una cámara de volumen constante en condiciones similares a las utilizadas por Siebers. A través de un análisis detallado de la quimioluminiscencia del OH, Pickett concluye que los procesos de autoencendido están íntimamente ligados a la determinación de la longitud de *lift-off* de tal forma que combustibles con tiempos de retraso al autoencendido más cortos tienen longitudes de lift off más pequeñas. En particular, en condiciones cuasi estacionarias, aguas arriba de la longitud de lift off siempre aparece un fenómeno de llama fría (cool flame). La presencia de dicha llama fría sugiere que la primera etapa del proceso de autoencendido está relacionada con la longitud de *lift-off*. Adicionalmente, Pickett muestra que el tiempo de residencia transcurrido para el combustible desde el orificio de la tobera hasta alcanzar la longitud de *lift-off* se ajusta a una expresión del tipo de Arrhenius similar a la del tiempo de retraso.

Con este concepto en mente, en el que adicionalmente al balance entre flujo convectivo y la velocidad de combustión turbulenta se tiene en cuenta el proceso de autoencendido para la estabilización de la longitud de *lift-off*, se consideran los diferentes ensayos disponibles en la base de datos de la “*Engine combustion Network*” dispuestos en la web de *Sandia National Laboratories* [37] y se obtiene la siguiente expresión para la evaluación de la longitud de *lift-off*:

$$(6.3) \quad \frac{1}{LOL} = 0.021 \cdot \exp\left(\frac{-3585.8}{T_{sq}}\right) \cdot \rho_a^{0.75} \cdot d_0^{-0.331} \cdot P_{inj}^{-0.25} \cdot X_{O_2}$$

con una $R^2 = 0.991$. En esta ecuación la T_{sq} es la temperatura sin quemar, ρ_a es la densidad correspondiente, d_0 es el diámetro, P_{inj} es la presión de inyección y X_{O_2} es la fracción volumétrica de O_2 de los gases sin quemar.

Una vez se ha expuesto la forma de determinar la longitud de *lift-off* se pasa ahora a evaluar el dosado para dicha longitud característica.

Según Desantes [38] la fracción másica de la especie combustible en la longitud de *lift-off*, $Y_{f,LOL}$ se escala de la siguiente manera:

$$(6.4) \quad Y_{f,LOL} \propto \frac{d_{eq}}{\tan\left(\frac{\theta}{2}\right) \cdot LOL}$$

donde $\theta/2$ representa el semiángulo del chorro, LOL es la longitud de *lift-off* y d_{eq} es el diámetro equivalente definido como:

$$(6.5) \quad d_0 \cdot \sqrt{\frac{\rho_f}{\rho_a}}$$

donde a su vez ρ_f es la densidad del combustible, ρ_a es la densidad del aire y d_0 es el diámetro de la tobera.

Considerando la expresión anteriormente desarrollada para la obtención de la longitud de *lift-off*, ecuación (6.3), e introduciéndola en la ecuación (6.4), se encuentra la siguiente dependencia de la fracción másica de combustible en el *lift-off*, Y_{fLOL} para los diferentes parámetros físicos que varían con las condiciones de operación de motor:

$$(6.6) \quad Y_{fLOL} \propto \frac{\rho_a^{0.25} \cdot d_0^{0.669} \cdot P_{inj}^{-0.25} \cdot Y_{O_2}}{\tan\left(\frac{\theta}{2}\right)} \cdot \exp\left(\frac{-3585.8}{T_{sq}}\right)$$

En la ecuación (6.6) se ha reemplazado directamente la fracción volumétrica por la fracción másica de oxígeno de los gases sin quemar, debido a que en la ley de escalado propuesta se ha utilizado una relación de proporcionalidad y no de igualdad. De forma complementaria, si se tiene en cuenta la gran diferencia entre la masa de aire y la de combustible se puede realizar la hipótesis de que el dosado absoluto es prácticamente igual que la fracción másica de combustible. Teniendo en cuenta esta simplificación y el hecho de que el dosado estequiométrico referido al oxígeno es constante, se puede decir que el dosado relativo es proporcional al ratio entre las fracciones másicas de fuel y oxígeno.

$$(6.7) \quad F_r \cong \frac{Y_f}{F_{eO_{2est}} \cdot Y_{O_2}} \propto \frac{Y_f}{Y_{O_2}}$$

Teniendo en cuenta la ecuación (6.7) y considerando de nuevo la ecuación (6.6) se puede escribir que el F_{rLOL} tiene la siguiente dependencia funcional:

$$(6.8) \quad F_{rLOL} \propto \frac{\rho_a^{0.25} \cdot d_0^{0.669} \cdot P_{inj}^{-0.25}}{\tan\left(\frac{\theta}{2}\right)} \cdot \exp\left(\frac{-3585.8}{T_{sq}}\right)$$

Merece la pena resaltar que a la vista de la ecuación (6.8), el F_{rLOL} no depende de la Y_{O_2} y por tanto tampoco de la tasa de EGR. Esto es debido a que el incremento en la longitud de *lift-off* producido por la reducción de Y_{O_2} al realizar EGR, se compensa con la menor cantidad de oxígeno contenida en los gases sin

quemar entrantes en el spray aguas arriba de la longitud de *lift-off*, circunstancia que concuerda con la literatura revisada a lo largo de la presente subsección.

Para el fenómeno bajo análisis (la evaluación de la formación de los precursores de hollín cuando se varía el inicio del pulso post) los únicos parámetros de la ecuación (6.8) que pueden variar significativamente son la T_{sq} (temperatura sin quemar) y la ρ_a (densidad). Los otros parámetros no cambian en absoluto (d_o) o no cambian significativamente (θ y P_{inj}). Por esta razón la ecuación (6.8) se puede simplificar como:

$$(6.9) \quad F_{r_{LOL}} \propto \rho_a^{0.25} \cdot \exp\left(\frac{-3585.8}{T_{sq}}\right)$$

Llegados a este punto del análisis la cuestión que se suscita es: *¿qué término de la ecuación (6.9) es el más importante para el fenómeno bajo análisis?* Para responder a esta cuestión se debe encontrar una relación entre la T_{sq} y la ρ_a .

Con este fin, se va a considerar que las condiciones en el interior del cilindro en dos ángulos de giro de cigüeñal diferentes están relacionadas entre sí por el proceso de expansión de los gases sin quemar. Dicho proceso de expansión se va a considerar como adiabático. Esta consideración va a ayudar a encontrar una relación entre las variaciones de la T_{sq} y la ρ_a .

$$(6.10) \quad \rho_a \propto T_{sq}^{\frac{1}{\gamma-1}}$$

donde γ es el coeficiente adiabático para los gases sin quemar. Teniendo en cuenta esta relación, las variaciones de los dos términos independientes que aparecen en la ecuación (6.9) son ahora una función de la T_{sq} que se pasan a comparar en la figura 6.5. De dicha figura se puede concluir que el efecto de la temperatura es mucho más importante que el efecto de la densidad sobre el dosado relativo en el *lift-off*. Consecuentemente, se puede concluir que la formación de los precursores de hollín cuando se varía el inicio del pulso post depende principalmente de la T_{sq} .

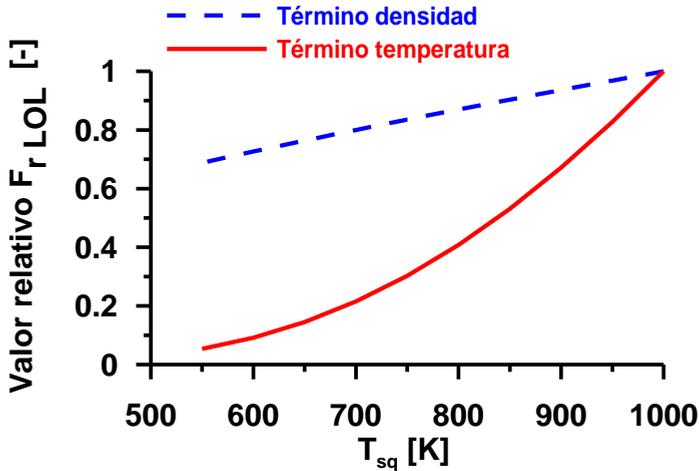


Figura 6.5. Comparación entre la sensibilidad de los dos términos de la ecuación (6.9) en función de la T_{sq} . El término correspondiente a la temperatura es mucho más importante que el asociado a la densidad cuando se considera un proceso de expansión adiabático en el interior de la cámara.

Si bien hasta el momento se ha realizado un análisis de las diferentes variables físicas que tienen importancia sobre la formación de hollín, realizando una aplicación concreta al caso en que se varía el inicio del pulso post, cabe reflexionar ahora sobre en qué punto característico del proceso de inyección / combustión se han de evaluar las citadas variables. En concreto y debido a su especial relevancia (mostrada en párrafos anteriores para el caso de aplicación que se está evaluando) cabe madurar en qué punto característico del proceso de inyección / combustión se ha de calcular la T_{sq} , temperatura de los gases sin quemar.

En el capítulo 2 de la presente tesis, se ha explicado el modelo conceptual de llama de difusión desarrollado por Dec. De forma muy sintética y sin ánimo de repetir los mismos conceptos ya desarrollados, cabe recordar que dicho modelo conceptual implica un balance neto entre formación y oxidación de hollín con valor nulo para condiciones estacionarias. No obstante, el proceso de inyección combustión es altamente no estacionario, con lo que cabe preguntarse qué sucede cuando se alcanza el final del proceso de inyección y el modelo de Dec deja de ser aplicable. Si bien esta tarea queda fuera de los objetivos de la presente tesis doctoral, se ha pretendido realizar un esfuerzo por conceptualizar qué fenómenos relevantes para las emisiones finales de hollín podrían suceder en tal momento

basándose en la revisión bibliográfica y en la propia experiencia. Dicha conceptualización se muestra en la figura 6.6.

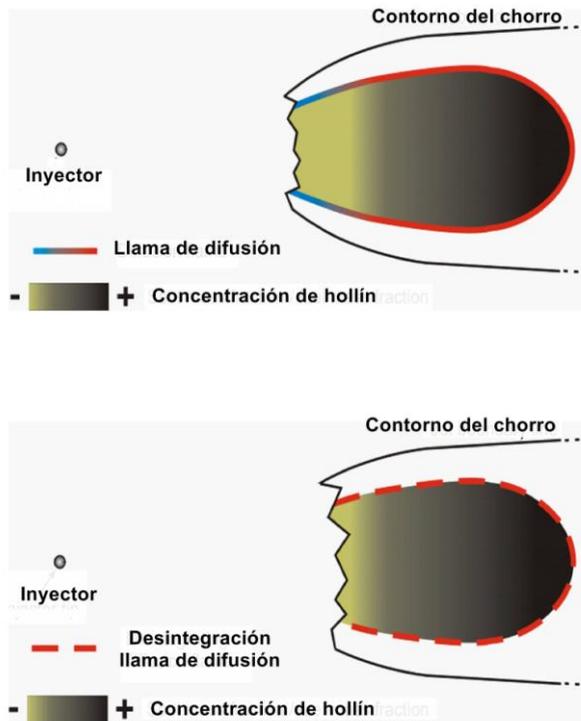


Figura 6.6. Esquema conceptual de la combustión de un spray Diesel después del final de inyección. Arriba.- El EoI acaba de tener lugar. Como simplificación en el esquema la parte del spray correspondiente a aguas arriba de la longitud de lift-off ha desaparecido. Abajo.- El spray se encuentra cerca del final de la combustión (EoC). El frente de llama comienza a desintegrarse.

Así pues cuando se alcanza el final del proceso de inyección (*EoI*), los principales acontecimientos que se piensa que pueden tener lugar para una combustión por difusión convencional son:

- Tras el final de inyección, *EoI* el spray cerca del inyector (y consecuentemente aguas arriba de la longitud del *lift-off*) comienza a desaparecer (por simplificación en el esquema se ha representado como si hubiese desaparecido completamente). Esto implica que poco a poco la combustión premezclada rica deja de existir y que por tanto no se va a dar más formación de precursores de hollín a partir de este momento.

- Transcurrido un tiempo, cerca del final del proceso de combustión (EoC), la llama de difusión se desintegra y su temperatura se reduce (el ciclo se encuentra en el proceso de expansión). Esta circunstancia conlleva una dramática reducción en la eficiencia del proceso de oxidación.
- Según Dec para una partícula de hollín dada, existe una diferencia temporal entre su formación y su oxidación ya que ambos procesos tienen lugar en localizaciones diferentes. Por esta razón, a pesar de que al llegar al EoI prácticamente no se da formación de hollín adicional (*no existe combustión premezclada rica adicional por dejar de aportar combustible*) se puede decir que existe un cierto “stock” de hollín formado anteriormente que permanece en el interior de la llama de difusión y que no ha sido oxidado todavía. Una parte de esta cantidad de hollín “almacenada” en el interior de la llama se escapa y sobrevive al proceso de oxidación durante la etapa final del proceso de combustión en el que la eficiencia del citado proceso de oxidación decrece progresivamente al avanzar en la expansión del ciclo motor, resultando en las emisiones finales que se recogen en el escape.

Tras este razonamiento, se infiere que las emisiones finales de hollín dependen de qué sucede en el final del proceso de inyección y por tanto es en ese momento donde se va a calcular la T_{sq} característica.

Se pasa ahora a presentar de nuevo los resultados previamente mostrados en la figura 6.3 con un nuevo enfoque. Por todos los razonamientos anteriormente mencionados, dichos resultados se graficarán en función de la temperatura de los gases sin quemar, parámetro que principalmente rige la formación de hollín en las condiciones de estudio y adicionalmente se hará para el punto característico del EoI del pulso post F, es decir, $T_{sq\ EoI}$, donde (potencialmente) se forma el último hollín y sólo se considera la región correspondiente a las post inyecciones lejanas, figura 6.7. En dicha figura se observan dos escenarios: por un lado, cuando la post inyección está extremadamente retrasada los gases sin quemar tienen una temperatura baja y su combustión no produce hollín adicional, mientras que por otro lado, cuando la post inyección está cerca de la inyección principal los gases sin quemar tienen una temperatura elevada y su combustión produce algo de hollín adicional. De forma sintética se puede decir que:

- Si la $T_{sq\ EoI}$ es inferior a 700K, la post inyección potencialmente no puede formar hollín alguno (posteriormente, se demostrará la universalidad de la citada frontera para las diferentes condiciones de operación utilizadas en la presente tesis)

$$(6.11) \quad \text{Hollín}_{PM*F} = \text{Hollín}_{PM*} + 0$$

- Si la $T_{sq\ EoI}$ es superior a 700K, la combustión de la post es capaz de producir hollín y adicionalmente se puede decir que la cantidad de hollín crece con esta temperatura característica:

$$(6.12) \quad \text{Hollín}_{PM*F} = \text{Hollín}_{PM*} + \Delta\text{Hollín}$$

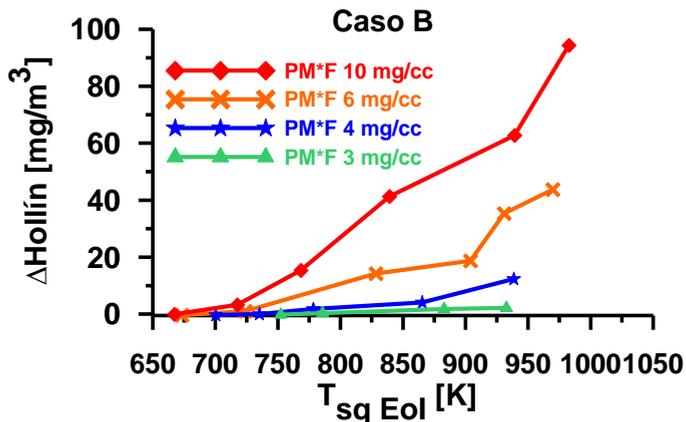


Figura 6.7. Emisiones de hollín asociadas a la post inyección frente a $T_{sq\ EoI}$ para los cuatro grupos base presentados en la figura 6.3. Sólo se han considerado los puntos correspondientes a las post inyecciones lejanas.

Los resultados mostrados en la figura 6.7 sirven como un primer paso para la generalización del resultado, ya que para todos los grupos base representados (correspondientes a diferentes masas de post) del caso B se tiene la misma temperatura umbral $T_{sq\ EoI}$ para la no formación de hollín. Sin embargo, los cuatro casos se corresponden a las mismas condiciones de operación y por tanto es necesario explorar qué sucede para cualquier otra condición.

Con este propósito en la figura 6.8 se representan juntas las diferentes curvas de incremento de hollín producido por la post frente a la temperatura de los gases sin quemar en el *EoI* para las diferentes condiciones de operación probadas en la presente tesis.

Para evitar una representación gráfica con excesiva información y poco clarificadora, se representa un solo nivel de masa de post inyección para todas las condiciones de operación, en concreto, se representa una masa de post inyección de 6 mg/cc para todas las condiciones de operación de la tabla 4.1. Observando la

figura, es posible concluir que los resultados que se presentan en la figura 6.7 han sido validados y generalizados: el umbral de temperatura de 700 K parece ser “universal” (al menos para este diámetro de tobera y para el rango de presiones de inyección utilizadas en esta tesis). Cabe resaltar que los casos con EGR están incluidos y concuerdan razonablemente con el resto de casos.

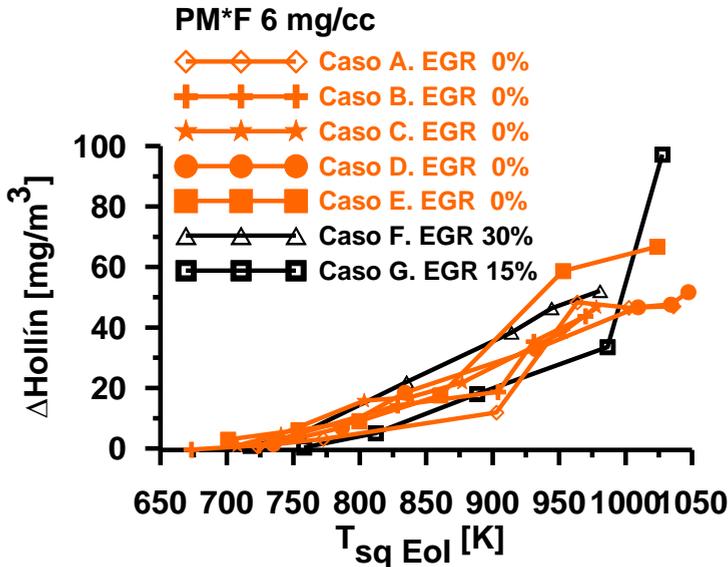


Figura 6.8. Emisiones de hollín asociadas a la post inyección frente a la $T_{sq\ Eol}$ para siete condiciones de operación diferentes de la tabla 4.1 con post inyecciones de 6 mg/cc. Cabe destacar que hay dos casos con EGR y que el valor de la frontera para la capacidad en la formación de hollín parece ser la misma para todos los casos.

Una vez investigado el efecto de la variación del inicio del pulso post sobre la formación de hollín, se pasa ahora a analizar la influencia del segundo parámetro importante, la masa del pulso de post inyección, sobre el citado proceso de formación de hollín.

6.3.2 Efecto de la variación de masa de la post

En el capítulo 4 se constata la relevancia del tamaño del pulso post en relación a la cantidad de emisiones de hollín producidas por la combustión del pulso post. A lo largo de la presente subsección se pretende analizar esta influencia.

Retomando de nuevo la figura 6.7 se pueden observar dos hechos relevantes. Por un lado se puede decir que con temperaturas de los gases sin quemar en el EoI lo suficientemente altas como para tener capacidad de formación de hollín, a medida que la masa del pulso post es más grande se tiene mayor cantidad de hollín formado, es decir, se constata que para una temperatura $T_{sq\ EoI}$ fija, al incrementar la masa del pulso post se incrementa las emisiones de hollín. Por otro lado, al examinar más en detalle la citada figura se observa que existe un cierto valor de masa del pulso post por debajo del cual no se produce aparentemente más hollín.

Antes de analizar este doble comportamiento se va a realizar una pequeña reflexión acerca de las fases de la combustión por difusión con el objeto de centrar mejor el análisis. Al principio del proceso de combustión por difusión Diesel se puede considerar una fase **transitoria inicial** durante la cual tiene lugar el proceso de autoencendido y se construye la parte frontal de la llama de difusión. A lo largo de esta fase, se podrían dar las condiciones para tener una combustión premezclada rica [4] a partir de la cual se puede tener capacidad para generar precursores de hollín. No obstante, dichos precursores no estarían en un ambiente caliente y reductor (como el existente en el interior de la llama de difusión, la cual no se ha establecido todavía), con lo que no se pueden transformar en hollín puesto que no existen las condiciones apropiadas y no se tienen emisiones significativas de hollín en esta fase. Tras esta primera fase transitoria inicial se llega a una fase **cuasi-estacionaria**, donde el frente de llama de difusión está completamente establecido y el hollín formado se oxida completamente al pasar por el frente de llama, con lo que el balance final de emisiones de hollín es prácticamente cero [4]. Por último, se tiene una fase **transitoria final** a partir del EoI, conceptualmente explicada en la subsección anterior.

Con esta conceptualización en mente se podría decir que, por un lado, al modificar la duración del pulso de inyección (parámetro motorístico que principalmente se varía al cambiar el tamaño del pulso post) el peso relativo de cada una de las fases mencionadas anteriormente se altera. De manera concreta se puede decir que si el tamaño del pulso post se incrementa, el peso relativo de la fase cuasi-estacionaria aumenta, y se produce más hollín durante el proceso de combustión del mencionado pulso, circunstancia que a priori explicaría porqué al aumentar el tamaño del pulso post se tiene mayor cantidad de emisiones de hollín.

Por otro lado, una posible explicación a la no producción de hollín para una masa de post lo suficientemente pequeña podría ser que si el pulso post no es lo suficientemente largo como para alcanzar la fase cuasi-estacionaria y el proceso de combustión se queda en la fase transitoria inicial, el hollín no tiene capacidad de producirse.

Así pues, se hace necesario un parámetro capaz de cuantificar el peso relativo de cada una de las fases anteriormente descritas y que consecuentemente justifique o desmienta las hipótesis realizadas. Puesto que lo que se desea evaluar se relaciona con la duración de los procesos de inyección y de combustión, se piensa en un parámetro adimensional que sea fruto del ratio entre la duración del pulso de inyección y el tiempo característico de combustión. Para determinar el tamaño real de la duración del pulso, se midieron diferentes tasas de inyección con el fin de caracterizar la duración del pulso de inyección (DoI).

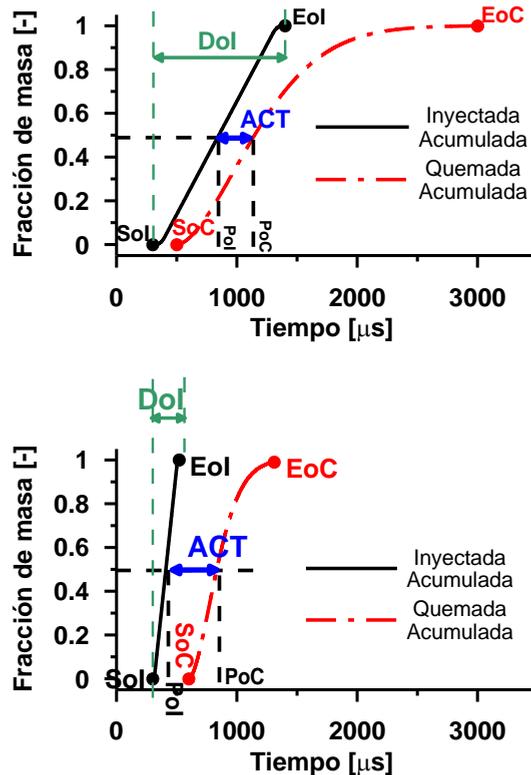


Figura 6.9. Representación del tiempo de duración de la inyección y del tiempo aparente de combustión a partir de las leyes de masa inyectada y quemada para dos casos distintos. **Superior:** caso con duración de la inyección larga $DoI > ACT$.

Inferior: caso con duración de la inyección corta $DoI < ACT$. En la figura también se representan el inicio y el final de la inyección y de la combustión. Para los elementos marcados en la figura (50% de la fracción másica), el parámetro ACT se obtiene como el tiempo entre el punto de inyección (PoI) y su punto de

combustión (PoC). La figura es únicamente explicativa, no se corresponde con ninguna condición de operación dada anteriormente.

Por otro lado, para determinar los tiempos característicos de combustión por difusión, se usa el concepto ACT (*“Apparent Combustion Time”*). Este concepto se ha desarrollado en el apartado 3.3.1.3. Atendiendo a la figura 6.9 y a modo de recordatorio se puede decir que el parámetro ACT se define como la diferencia en tiempo entre el instante donde un porcentaje de masa acumulada de combustible se ha inyectado (punto de inyección, PoI) y el instante en donde ese mismo porcentaje de masa acumulada se ha quemado (punto de combustión, PoC). Vale la pena resaltar que el parámetro ACT parece ser una buena aproximación en relación al tiempo medio necesario para que una masa de combustible inyectado alcance condiciones estequiométricas y consecuentemente, esté lista para la combustión [39].

Adicionalmente, en la figura 6.9 se ha tratado de contextualizar las diferencias entre dos casos de inyección simple en relación al ratio entre la duración de la inyección y el tiempo de combustión. Así pues se tiene un primer caso (parte superior de la figura) en donde se representa una duración de inyección larga, $DoI > ACT$, correspondiente a un caso en donde se considera que la combustión por difusión está completamente desarrollada para un punto característico (50% de la fracción másica). Al comparar dicho ratio con el del segundo caso (parte inferior de la figura) en donde se representa un caso con una duración de la inyección pequeña, $DoI < ACT$, y en el que probablemente la combustión por difusión no está claramente establecida, se ve que dicho ratio es claramente mayor. De este modo, al representar esta figura se ha pretendido dar una imagen conceptual de que a través del citado parámetro se espera obtener un parámetro estimador del peso relativo de cada una de las fases anteriormente descritas, las cuales se han vinculado a la generación de hollín, y que se va a utilizar para cuantificar dicho fenómeno.

De manera concreta, el cálculo del tiempo característico ACT se ha computado a partir del trabajo desarrollado por Arrègle et al [40], en donde se describe que el parámetro ACT para un combustible dado depende de la velocidad de inyección, de la densidad de los gases sin quemar y de la fracción másica de oxígeno, según la siguiente expresión:

$$(6.13) \quad ACT = K \cdot \frac{1}{u_{inj} \cdot \rho_a^{0.5} \cdot Y_{O_2}^{0.5}}$$

Para la determinación de la constante K, se ha realizado un ajuste de diferentes ensayos de tasa de inyección y de sus correspondientes leyes de liberación de calor experimentales.

Una vez definido el parámetro DoI/ACT, la forma de calcularlo y su capacidad conceptual para evaluar el peso relativo de cada una de las fases del proceso de combustión de la post inyección (y por tanto para analizar la influencia del tamaño del pulso post sobre las emisiones de hollín asociadas al mismo) se pasa ahora a valorar su conveniencia.

Con este propósito se representa en la figura 6.10 el incremento de hollín asociado al pulso post frente al ratio DoI/ACT. Como se ha destacado a lo largo del presente capítulo, de forma complementaria a los efectos del tamaño del pulso post, se puede asegurar que las emisiones de hollín dependen también de la $T_{sq\ Eol}$. Por tanto, es necesario eliminar este efecto con el objeto de evitar solapes que dificulten el análisis de los resultados. Persiguiendo este objetivo, en la figura 6.10 se han incluido sólo los ensayos donde la variación de $T_{sq\ Eol}$ se encuentra acotada en un rango de valores pequeño. En la mencionada figura, se representan para 4 rangos de variación de la $T_{sq\ Eol}$ todos los tamaños de post inyección y todas las condiciones de operación consideradas en la presente tesis (tabla 4.1).

Atendiendo a la figura se pueden observar dos hechos relevantes:

- Por un lado cuando el DoI/ACT es mayor que un determinado valor umbral, (0.37 para este diámetro de orificio de la tobera y rango de condiciones de operación utilizados), la post inyección produce más y más hollín de manera aproximadamente lineal a medida que el DoI/ACT crece. Este comportamiento es coherente con la idea de que a partir de dicho valor umbral ya se ha alcanzado la fase cuasi estacionaria de combustión. A partir de este momento, a medida que el DoI/ACT aumenta, se incrementa el peso relativo de la fase cuasi estacionaria de la combustión respecto al resto de fases, con lo que se genera más hollín.
- Por otro lado cuando el DoI/ACT es menor que el determinado valor umbral (0.37) la post inyección no produce hollín, ya que no se alcanza el estado estacionario de producción de hollín.

Así pues, se constata que el DoI/ACT es un parámetro adecuado para explicar el efecto del tamaño del pulso post sobre las emisiones de hollín generadas por dicho pulso.

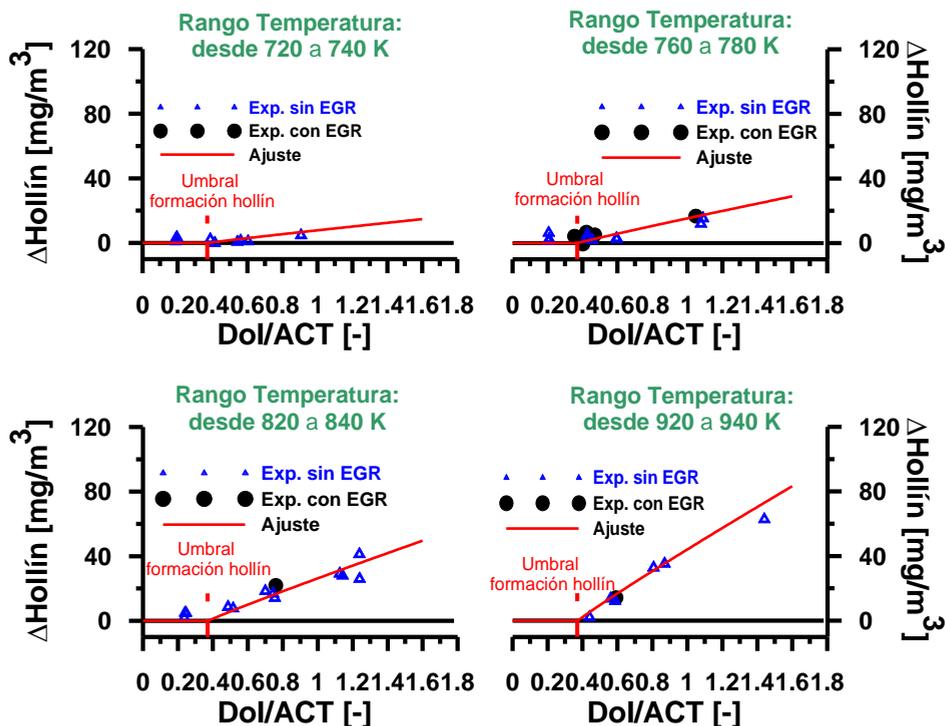


Figura 6.10. Emisiones de hollín asociadas a la post inyección frente al DoI/ACT para diferentes rangos de $T_{sq\ EoI}$. En la figura se representan todas las condiciones de operación de la tabla 4.1 y todas las masas de post inyección. Se observa un claro umbral en el DoI/ACT para la formación de hollín. Los ajustes de las curvas se obtienen como se detalla en la subsección 6.3.3.

6.3.3 Visión general de las emisiones de hollín asociadas al uso de post inyección

En las dos subsecciones anteriores se han analizado de forma separada los dos factores que explican las emisiones de hollín asociadas al pulso de post inyección lejana. Ahora, se pretende analizar ambos factores de manera conjunta para tener una visión más amplia y a la vez cuantitativa del fenómeno. Con este propósito se ajusta a todos los ensayos experimentales obtenidos a lo largo de la presente tesis una función del tipo:

$$(6.14) \quad \Delta Hollín = f(T_{sq\ EoI}, DoI/ACT)$$

Para definir apropiadamente la citada función se van a utilizar las dos fronteras / umbrales de los dos parámetros descritos como estimadores de la formación de hollín. Esta circunstancia implica que:

- No se puede producir hollín durante la combustión de la post inyección si la $T_{sq\ EOI} < 700K$
- Y tampoco se puede producir hollín durante el proceso de combustión de la post inyección si el $DoI/ACT < 0.37$

De tal forma que la función que se pretende ajustar se define de la siguiente manera:

$$\text{Si } DoI/ACT < (DoI/ACT)_{umbral} \text{ o } T_{sq\ EOI} < T_{sq\ EOI\ umbral}$$

$$(6.15) \quad \Delta Hollín [mg/m^3] = 0$$

En cualquier otro caso:

$$(6.16) \quad \Delta Hollín [mg/m^3] = a \cdot (T_{sq\ EOI} - T_{sq\ EOI})^b \cdot (DoI/ACT - DoI/ACT_{umbral})^c$$

Por medio de un ajuste estadístico considerando una regresión no lineal, se obtuvieron los siguientes resultados para los valores de a , b y c :

$$a = 0.3689; b = 0.94515; c = 0.9544 \text{ con una } R^2 = 95.2 \%$$

En la figura 6.11, se representan diferentes líneas de iso-hollín asociado a la combustión del pulso de post inyección como una función del DoI/ACT y de la $T_{sq\ EOI}$, a través de la ecuación anteriormente presentada.

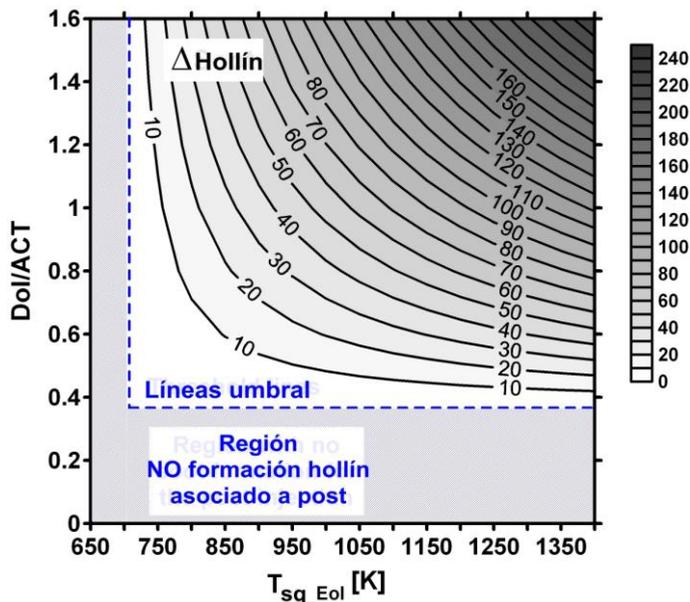


Figura 6.11. Líneas de iso-hollín asociado a la combustión del pulso de post inyección como una función del DoI/ACT y de la $T_{sq\ Eol}$, a través de la ecuación anteriormente presentada (6.15) y (6.16).

La precisión del ajuste se puede comprobar observando la figura 6.10. Las líneas de tendencia se han construido considerando como valor de $T_{sq\ Eol}$ el valor medio dentro del rango de temperaturas correspondiente a cada representación. Debido a la dificultad de medir las emisiones de hollín (por la propia dispersión de los datos y la gran sensibilidad a cualquier pequeño e inevitable cambio en las condiciones de operación) y la gran cantidad de datos usado para realizar el ajuste (más de 200 ensayos), se puede concluir que los dos parámetros introducidos en la presente tesis, ($T_{sq\ Eol}$ y DoI/ACT) son claramente los controladores principales del proceso de formación de hollín cuando se realiza una post inyección lejana.

6.4 Conclusiones

Como se ha definido a lo largo de la revisión bibliográfica, las estrategias de post inyección se han usado como una vía para reducir las emisiones de hollín en los motores Diesel desde hace ya algunos años.

Una de las principales aportaciones de la presente tesis ha consistido en identificar el mecanismo principal a través del cual se explica la mencionada reducción cuando se usan estrategias de post inyección lejanas, el denominado mecanismo de llama partida.

De manera experimental y sistemática se ha observado que para un mismo grupo base, cuando se usa una estrategia de post inyección del tipo *piloto + principal recortada + post inyección*, incluso en condiciones en las que las emisiones de hollín son inferiores al caso de referencia *piloto + principal*, nunca se tienen emisiones de hollín con un valor inferior al que se obtiene utilizando una estrategia del tipo *piloto + principal recortada*. De hecho se ha observado que cuando se retrasa el inicio del pulso post, debido a que la propia post produce menos hollín adicional, las emisiones globales de hollín se reducen y tienden asintóticamente hacia los valores de las estrategias del tipo *piloto + principal recortada*.

Se ha comprobado que este comportamiento se repite en todos los ensayos realizados, revelando el verdadero potencial para la reducción de las emisiones de hollín asociado al uso de estrategias de post inyección lejanas. Dicho potencial no se relaciona, contrariamente a lo que dice la literatura, con eventuales mejoras en los proceso de mezcla por posibles interacciones entre la parte final del proceso de combustión de la inyección principal y el inicio de la combustión de la post inyección. Por el contrario, la reducción en las emisiones de hollín obtenidas cuando se usa una estrategia de post inyección lejana se debe a dos hechos: en primer lugar, dado que la masa total inyectada es la misma que para el correspondiente caso sin post inyección, la masa correspondiente a la inyección principal se ha tenido que recortar, y en consecuencia emite menos hollín que una inyección principal más grande. Y en segundo lugar, al añadir el resto de masa en una post inyección, en ciertas condiciones de inyección de ésta, no produce hollín adicional.

Con estas ideas se puede postular que los dos aspectos claves que garantizan la efectividad del uso de una estrategia de post inyección lejana son:

- Que la post inyección permita reducir significativamente la masa inyectada en la inyección principal (se tiene que considerar que el par motor se mantenga prácticamente constante cuando se usa una post inyección comparada con el caso de referencia).
- Que las condiciones en las que se dispone la post inyección sean tales que no se produzca significativamente hollín adicional.

Tras un profundo análisis de la gran cantidad de datos experimentales obtenidos, se ha formalizado que las condiciones físicas bajo las cuales el pulso de post inyección no es capaz de producir hollín adicional dependen principalmente de dos parámetros clave:

- $T_{sq\ Eol}$, la temperatura de los gases sin quemar al final del pulso de post inyección. Se ha comprobado que existe un valor umbral de $T_{sq\ Eol} \sim 700K$ por debajo del cual el hollín no se puede formar, independientemente del tamaño que tenga la post inyección. Adicionalmente se ha constatado que a partir del citado valor umbral, la cantidad de hollín se incrementa a medida que se incrementa el valor de $T_{sq\ Eol}$, ya que este incremento en la temperatura da como resultado un aumento del dosado en la longitud característica de *lift-off*, magnitud directamente relacionada con la formación de hollín.
- El nivel de transitoriedad de la combustión del pulso post, el cual es cuantificado por el parámetro DoI/ACT (ratio entre la duración de la inyección y el tiempo aparente de combustión). Al igual que con $T_{sq\ Eol}$, se ha comprobado que existe un valor umbral de $DoI/ACT \sim 0.37$ para todas las condiciones exploradas en el presente trabajo por debajo del cual el hollín no se puede formar, independientemente de la $T_{sq\ Eol}$. De forma complementaria se ha comprobado que la cantidad de hollín producida se incrementa tan pronto se aumenta el parámetro DoI/ACT a partir de su valor umbral, puesto que el peso relativo de la llama de difusión estabilizada (directamente relacionado con el hollín producido) es mayor.

Finalmente, sin ser el objetivo principal de esta tesis, se puede destacar que los resultados obtenidos sugieren algunos criterios cuantitativos para optimizar las estrategias de post inyección lejanas. Por otro lado, se puede destacar que a pesar de que la tesis está centrada en la comprensión de la formación de las emisiones de hollín producidas por la post inyección, el análisis realizado se puede considerar como una aproximación a la mejor comprensión de la formación de hollín en las llamas diesel, tanto en condiciones de combustión por difusión clásicas como en condiciones de combustión por difusión de baja temperatura.

6.5 Bibliografía

- [1] Tree, D. R., & Svensson, K. I. (2007). Soot processes in compression ignition engines. *Progress in Energy and Combustion Science*, Vol.33, pp.272-309.

- [2] Hiroyasu, H., & Kadota, T. (1976). Models for Combustion and Formation of Nitric Oxide and Soot in Direct Injection Diesel Engines. *SAE Paper 760129*.
- [3] Dec, J. E., & Espey, C. (1995). Ignition and early soot formation in a D.I. diesel engine using multiple 2-D imaging diagnostics. *SAE Paper 950456*.
- [4] Dec, J. E. (1997). A Conceptual Model of DI Diesel Combustion Based on Laser-Sheet Imaging. *Transactions of the SAE*, Vol.106, pp.1319-1348. *SAE Paper 970873*.
- [5] Nehmer, D., & Reitz, R. (1994). Measurement of the Effect of Injection Rate and Split Injections on Diesel Engine Soot and NOx Emissions. *SAE Paper 940668*.
- [6] Tow, T., Pierpont, A., & Reitz, R. (1994). Reducing Particulate and NOx Emissions by Using Multiple Injections in a Heavy Duty D.I. Diesel Engine. *SAE Paper 940897*.
- [7] Pierpont, D., Montgomery, D., & Reitz, R. (1995). Reducing Particulate and NOx Using Multiple Injections and EGR in Diesel Engine. *SAE Paper 950217*.
- [8] Han, Z., Uludogan, A., Hampson, G., & Reitz, R. (1996). Mechanism of Soot and NOx Emissions Reduction Using Multiple Injections in a Diesel Engine. *SAE Paper 960633*.
- [9] Bakenhus, M., & Reitz, R. (1999). Two Color Combustion Visualization of Single and Split Injections in a Single Cylinder Heavy Duty D.I. Diesel Engine Using an Endoscope Based Imaging System. *SAE Paper 1999-01-1112*.
- [10] Hasse, C., Barths, H., & Peters, N. (1999). Modelling the Effect of Split Injections in Diesel Using Representative Interactive Flamelets. *SAE Paper 1999-01-3547*.
- [11] Chen, S. (2000). Simultaneous Reduction of NOx and Particulate Emissions by Using Multiple Injections in a Small Diesel Engine. *SAE Paper 2000-01-3084*.
- [12] Bianchi, G., Pelloni, P., Corcione, F., & Luppino, F. (2001). Numerical Analysis of Passenger Car HSDI Diesel Engines with the 2nd Generation of Common Rail Injection Systems: The Effect of Multiple Injections on Emissions. *SAE Paper 2001-01-1068*.

-
- [13] Benajes, J., Molina, S., & García, J. (2001). Influence of Pre and Post Injection on the Performance and Pollutant Emissions in a HD Diesel Engine. *SAE Paper 2001-01-0526*.
- [14] Hotta, Y., Inayoshi, M., Nakakita, K., Fujiwara, K., & Sakata, I. (2005). Achieving Lower Exhaust Emissions and Better Performance in an HSDI Diesel Engine with Multiple Injection. *SAE Paper 2005-01-0928*.
- [15] Golovitchev, I., & Bergman, M. (2007). Application of Transient Temperature Versus Equivalence Ratio Emission Maps to Engine Simulations. *SAE Paper 2007-01-1086*.
- [16] Kamimoto, T., & Bae, M. (1988). High Combustion Temperature for the Reduction of Particulate in Diesel Engines. *SAE Paper 880423*.
- [17] Akihama, K., Takatori, Y., & Inagaki, K. (2001). Mechanism of the Smokeless Rich Diesel Combustion by Reducing Temperature. *SAE Paper 2001-01-0655*.
- [18] Reaction Design, S. (2000). A program for Predicting Homogeneous Gas Phase Chemical Kinetics in a Closed System with Sensitivity Analysis, SEN-036-1. *CHEMKIN Collection Release 3.6*.
- [19] García, J. M. (2006). *El proceso de combustión turbulenta de chorros diesel de inyección directa*. Barcelona: Editorial Reverté S.A.
- [20] Higgins, B., & Siebers, D. (2001). Measurement of the Flame Lift-Off Location on DI Diesel Sprays Using OH Chemiluminescence. *SAE Paper 2001-01-0918*.
- [21] Siebers, D., & Higgins, B. (2001). Flame Lift-Off on Direct Injection Diesel Under Quiescent Conditions. *SAE Paper 2001-01-0530*.
- [22] Larsson, A. (1999). Optical studies in a DI diesel engine. *SAE Paper 1999-01-3650*.
- [23] Pickett, L. M., & Siebers, D. L. (2004). Non-Sooting, Low Flame Temperature Mixing-Controlled DI Diesel Combustion. *SAE Paper 2004-01-1399*.
- [24] Pickett, L. M., & Siebers, D. L. (2004). Soot in diesel fuel jets: effects of ambient temperature, ambient density, and injection pressure. *Combustion and Flame*, Vol. 138, pp. 114-135.
- [25] Musculus, M. (2003). Effects of the In-Cylinder Environment of Diffusion Flame Lift-Off in a DI Diesel Engine. *SAE International, SAE Paper 2003-01-0074*.

- [26] Yan, J., & Borman, G. (1988). Analysis and In-Cylinder Measurements of Particle Radiant Emissions and Temperature in a Direct Injection Diesel Engine. *SAE Paper 881315*.
- [27] Siebers, D. L., & Pickett, L. M. (2002). Injection Pressure and Orifice Diameter Effects on Soot in DI Diesel Jets. *THIESEL 2002: Conference on Thermo- and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines*.
- [28] Pastor, J.V., García, J., Pastor, J.M., & Buitrago, J. (2005). Analysis methodology of Diesel Combustion by Using Flame Luminosity, Two-Colour Method and Laser Induced Incandescence. *SAE Paper 2005-24-012*.
- [29] Pickett, L., & Siebers, D. (2002). An investigation of diesel soot formation process using micro-orifices. *Proceedings of the Combustion Institute* , Vol. 29, pp. 655-662.
- [30] Siebers, D., Higgins, B., & Pickett, L. (2002). Flame Lift-off on Direct-Injection Diesel Fuel Jets: Oxygen Concentration Effects. *SAE Paper 2002-02-0890*.
- [31] Singh, S., Reitz, R., & Musculus, M. (2005). 2-Color Thermometry Experiments and High-Speed Imaging of Multi-Mode Diesel Engine Combustion. *SAE Paper 2005-01-3842*.
- [32] Idicheria, C. A., & Pickett, L. M. (2005). Soot Formation in Diesel Combustion under High-EGR Conditions. *SAE Paper 2005-01-3834*.
- [33] Musculus, M., Singh, S., & Reitz, R. (2008). Gradient effects on two-color soot optical pyrometry in a heavy-duty diesel engine. *Combustion and Flame* , Vol. 153, pp. 216-227.
- [34] Pickett, L. M., & Idicheria, C. A. (2006). Effects of Ambient Temperature and Density on Soot Formation under High-EGR Conditions. *THIESEL 2006: Conference on Thermo- and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines*.
- [35] Peters, N. (2000). *Turbulent Combustion*. Cambridge: Cambridge University Press.
- [36] Pickett, L. M., Siebers, D. L., & Idicheria, C. A. (2005). Relationship Between Ignition Processes and the Lift-Off Length of Diesel Fuel Jets. *SAE Paper 2005-01-3843*.
- [37] Obtenido de <http://public.ca.sandia.gov/ecn/index.php>

-
- [38] Desantes, J., Arrègle, J., López, J., & Cronhjort, A. (2006). Scaling laws for free turbulent gas jets and diesel-like sprays. *Atomization and Sprays* , Vol. 16, pp. 443-473.
- [39] Fenollosa, C. (2005). *Modelado fenomenológico del proceso de combustión por difusión diesel*. Barcelona: Editorial Reverté S.A.
- [40] Arrègle, J., López, J., García, J., & Fenollosa, C. (2003). Development of a zero-dimensional Diesel combustion model. Part 1: Analysis of the quasi-steady diffusion combustion phase. *Applied Thermal Engineering* , Vol.23, pp. 1301-1317.

Capítulo 7

Conclusiones y trabajos futuros

Contenido

7.1 Conclusiones	195
7.2 Trabajos futuros.....	198

7.1 Conclusiones

El objetivo último de esta sección es destacar las conclusiones más relevantes encontradas a lo largo del desarrollo de la presente tesis, de tal forma que se vea una interrelación entre los objetivos planteados y los resultados obtenidos, así como una justificación de la metodología llevada a cabo para el análisis.

Atendiendo al contexto tecnológico descrito en el capítulo 1 y en relación al cumplimiento de las normativas anticontaminantes y de las expectativas del mercado futuras, se ha hecho necesario continuar con la investigación en soluciones activas (reducción de emisiones en la fuente). De manera concreta y desde un punto de vista tecnológico, continuar la investigación en el campo de las estrategias de inyección múltiple se ha entendido como un punto clave tanto para reducir los inconvenientes derivados del uso de las soluciones pasivas (eliminación de contaminantes una vez producidos) como para optimizar los nuevos modos de combustión. Por tanto se ha hecho indispensable continuar con la investigación de la comprensión de los cambios inducidos en los procesos de mezcla / combustión y su posterior repercusión en las emisiones cuando se realizan estrategias de inyección múltiple.

Si bien la reflexión anterior plantea una justificación general de la tesis, no define los objetivos concretos por los que ésta se ha realizado. Para ello, el autor ha considerado indispensable realizar en una primera etapa una revisión bibliográfica de los trabajos realizados por otros investigadores, las conclusiones del cual han sido el punto de partida del presente trabajo. Con este criterio y atendiendo a la literatura revisada (capítulo 2) se puede decir que hasta el momento, la mayor parte de los trabajos realizados con el uso de estrategias de inyección múltiple se limitan a la consecución de la optimización de las prestaciones y de las emisiones de motor, dejando de lado, en cierta medida, la profundización en la comprensión de los complejos fenómenos físicos relacionados con los procesos de mezcla / combustión y emisiones asociados al uso de las citadas estrategias de inyección múltiple. Con el fin de paliar las limitaciones de los trabajos revisados se plantearon los siguientes objetivos:

- **Caracterizar** las contribuciones de la post inyección sobre las diferencias encontradas en el proceso de mezcla / combustión con respecto a una inyección simple.

- **Ampliar el conocimiento de los procesos de formación de hollín, incluyendo condiciones asociadas a combustiones de baja temperatura a través del uso de estrategias de post inyección.**

Para la consecución de los objetivos descritos, se ha llevado a cabo una metodología incremental: en una primera fase se parte de un estudio exploratorio (capítulo 4) en dónde se varía fuertemente tanto la cantidad de masa inyectada como los inicios de inyección de la post inyección para diferentes condiciones de operación de motor. El conocimiento adquirido durante esta etapa ha permitido elaborar una primera aproximación al mejor entendimiento de los mecanismos que conlleva el uso de una post inyección, revelando dos fenómenos importantes: por un lado el *fenómeno de aceleración de la fase final del proceso de combustión* y por otro lado el *fenómeno de llama partida asociado a la mejor comprensión de emisiones, en particular las de hollín*. En una segunda etapa (capítulos 5 y 6), se ha profundizado sobre cada uno de los citados fenómenos.

- ***Fenómeno de aceleración de la fase final del proceso de combustión:***

En el capítulo 4, a través de una metodología de trabajo sencilla aunque capaz de aislar las variaciones introducidas con el uso de una post respecto a una estrategia de inyección simple, se ha constatado experimentalmente que en determinadas condiciones específicas, como son un tamaño de pulso post pequeño y una posición cercana entre los inicios de inyección del pulso post y del pulso principal, se produce una aceleración del proceso de combustión que proporciona una reducción de la duración de la combustión respecto al caso de inyección simple de referencia, acarreado efectos positivos tanto en la reducción de emisiones de hollín como en la mejora de prestaciones.

La explicación física de dicho fenómeno de aceleración (capítulo 5) se ha fundamentado en el beneficio de un proceso de mezcla / combustión más rápido durante el transitorio inicial del proceso de inyección y en su aprovechamiento por parte de la estrategia de post inyección en las ya nombradas condiciones de operación (post cercanas y de pequeño tamaño). Dicha explicación se ha obtenido gracias al análisis de los resultados de una serie de cálculos numéricos a través de una metodología de comparación específica que, adicionalmente, ha permitido evaluar los efectos nocivos del fenómeno de interacción entre pulsos. En el planteamiento de dichos cálculos también se ha seguido una filosofía de trabajo incremental, partiendo de condiciones inertes para luego pasar a condiciones reactivas. En relación a los efectos de la variación del inicio de la post inyección sobre

el fenómeno de aceleración de la mezcla / combustión, a medida que se retrasa el inicio del pulso post, la reducción en el tiempo de mezcla / combustión respecto a un caso de inyección simple disminuye. Este hecho es debido a que la aceleración del proceso de mezcla / combustión asociada al transitorio inicial del pulso de post inyección no es capaz de compensar el mayor retraso en la inyección. Este hecho se constata tanto experimental como numéricamente. Por otro lado, atendiendo a los efectos de la variación de la masa del pulso de post inyección sobre el fenómeno de aceleración de la mezcla / combustión, a medida que el pulso de post inyección se hace más grande, menor es el fenómeno de aceleración de la mezcla / combustión, ya que la interacción también crece. Como sucedía con el efecto de la variación del inicio del pulso post, este hecho se valida tanto experimental como numéricamente.

El planteamiento y los resultados obtenidos a lo largo de parte del capítulo 4 y la totalidad del capítulo 5, sintetizados a lo largo de los párrafos anteriores, han servido para contestar ampliamente al primero de los objetivos planteados en la presente tesis.

- ***Fenómeno de llama partida. Emisiones de hollín asociadas al uso de post inyecciones lejanas.***

En el capítulo 4 se ha constatado experimentalmente una aparente desconexión entre la combustión de la inyección principal y la combustión del pulso post.

A lo largo de la revisión bibliográfica realizada en el capítulo 2 se ha obtenido como conclusión principal que el uso de la post inyección va encaminado principalmente a la reducción de las emisiones de hollín. Las explicaciones a este hecho proporcionadas en la mencionada bibliografía se relacionan con mejoras en el proceso de mezcla por parte de la post. Si bien esto es cierto para casos de post inyecciones cercanas (*dwell reducido entre el pulso principal y post*), cuando se tienen post inyecciones lejanas se ha constatado que la reducción en las emisiones de hollín se debe a dos hechos directamente relacionados con el fenómeno de llama partida: en primer lugar, puesto que la masa total inyectada es la misma para los casos con y sin post inyección, la masa de la inyección principal se ha de recortar, y por tanto emite menos hollín que una inyección principal más grande. Y en segundo lugar, al añadir el resto de masa en forma de post inyección, en determinadas condiciones, no produce hollín adicional.

De manera experimental se ha constatado que cuando se usa una estrategia de post inyección del tipo piloto + principal recortada + post inyección, no se tienen emisiones de hollín con un valor inferior al que se obtiene utilizando una estrategia del tipo piloto + principal recortada. Es más, cuando se retrasa el inicio del pulso post, debido a que la propia post produce menos hollín adicional, las emisiones globales de hollín se reducen y tienden asintóticamente hacia los valores de las estrategias del tipo piloto + principal recortada.

Las condiciones físicas bajo las que el pulso post no es capaz de producir hollín adicional se han estudiado en el capítulo 6, llegando a la conclusión de que son dos los parámetros clave:

- $T_{sq\ EoI}$, la temperatura de los gases sin quemar al final del pulso de post inyección.
- El nivel de transitoriedad de la combustión del pulso post, el cual es cuantificado por el parámetro DoI/ACT (ratio entre la duración de la inyección y el tiempo aparente de combustión).

A lo largo del capítulo 6 se han obtenido, para ambos parámetros, valores umbrales por debajo de los cuales no se puede formar hollín ($T_{sq\ EoI} \sim 700K$ y $DoI/ACT \sim 0.37$). Adicionalmente, a partir del citado umbral, se ha constatado la proporcionalidad entre el incremento en los valores de ambos parámetros y la cantidad de hollín producida.

El análisis realizado a lo largo de los capítulos 4 y 6 se puede considerar como una aproximación a la mejor comprensión de los fenómenos relacionados con la formación de hollín en las llamas diesel, tanto en condiciones de combustión por difusión clásicas como en condiciones de combustión por difusión de baja temperatura, respondiendo de esta manera al segundo objetivo planteado en la tesis.

7.2 Trabajos futuros

Una vez descritas las principales conclusiones, merece la pena dedicar esta última sección a plantear cómo continuar el presente trabajo. Para ello, por un lado, se van a dar directrices de cómo completar y mejorar el trabajo, mientras que por otro lado, se van a dar indicaciones de cómo implementar los beneficios en el

conocimiento adquirido en el uso de estrategias de post inyección de manera real en motor.

Respecto a cómo completar el trabajo, se propone seguir usando la estrategia de post inyecciones lejanas, en la que se tiene claro que el balance de emisiones finales de hollín está dominado principalmente por formación, como metodología para continuar con la comprensión de los fenómenos físicos asociados a la formación de hollín. A lo largo de la tesis se han identificado una serie de parámetros relevantes para la formación de hollín, de manera concreta, para la formación de precursores de hollín. No obstante, sólo se ha estudiado el efecto de la variación de la temperatura sin quemar así como del tamaño del pulso. Se propone pues barrer el resto de parámetros (diámetro de la tobera, geometría de la tobera) para ver qué influencia tienen sobre el mencionado proceso de formación de hollín y poder generalizar los valores umbrales a partir de los que se consigue la no formación de hollín, de tal forma que se tengan guías para el diseño de estrategias de inyección con emisiones cero de hollín.

En aras de una mejor comprensión y cuantificación de los procesos de mezcla, autoencendido y combustión (incluyendo el fenómeno de interacción entre pulsos) asociados al uso de estrategias de post inyección se propone completar experimentalmente el trabajo realizado en la presente tesis, mediante el uso de técnicas de visualización aplicadas en motor con acceso óptico, como pueden ser el PLIF (*Planar Laser-induced Fluorescence*) aplicado a las especies formaldehído y al combustible a través de un trazador. De esta manera se complementarían el trabajo de modelado CFD que aquí se ha realizado, avalándolo con datos de tipo experimental referido a condiciones locales.

Por otro lado, teniendo en cuenta lo aprendido acerca de las ventajas en el uso de estrategias de post con tamaños pequeños y el desarrollo de los nuevos sistemas de inyección con gran precisión en la realización de pulsos cortos y gran rapidez en la apertura y cierre del inyector que permiten separaciones entre pulsos realmente pequeñas, se propone el realizar estrategia en “trenes” de pulsos para nuevos modos de combustión premezclada pobre, obtenidos a partir de inyecciones adelantadas. En estos conceptos de combustión, el tiempo para realizar la mezcla viene definido desde el final de inyección hasta el autoencendido. Puesto que al realizar pulsos cortos el proceso de mezcla se mejora, sería interesante comprobar si manteniendo fijo el tiempo para realizar la mezcla, el uso de trenes de pulsos cortos hace que se empobrezca más rápidamente la mencionada mezcla, de tal forma que los niveles de emisiones finales sean más pequeños ya que sus dosados locales son más pobres. Adicionalmente, cabe destacar que este tipo de estrategias reduciría el choque de pared.

Bibliografía

- [1] Akihama, K., Takatori, Y., & Inagaki, K. (2001). Mechanism of the Smokeless Rich Diesel Combustion by Reducing Temperature. *SAE Paper 2001-01-0655*.
- [2] Amagai, K., Hashimoto, Y., & Arai, M. (1999). Ignition and combustion characteristics of two-stage injection diesel spray. *Transactions of JSAE* , Vol.20, pp.401-411.
- [3] Anrigo, P. (2006). Evolution of the Diesel Engines; From the Kaizen to the innovate Concepts, the Various Roads to Environment-friendly Progress. *THIESEL 2006: Conference on Thermo- and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines*.
- [4] Arai, M., & Amagai, K. (1997). Dynamic Behaviour of Multi-Stage Injection Diesel Spray. *SAE Paper 970044*.
- [5] Arai, M., & Amagai, K. (1994). Experimental study in diesel spray multi-stage injection. *Comodia*.
- [6] Araneo, L., Coghe, A., & Cossali, G. (1997). Experimental analysis of structure and characteristics of a Diesel spray head vortex. *Proceedings of the thirteen ICLASS* , pp. 103-109.
- [7] Armas, O. (2005). *Diagnóstico experimental del proceso de combustión en motores Diesel de inyección directa*. Valencia: Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos.
- [8] Arrègle, J. (1997). *Análisis de la estructura y dinámica interna de chorros Diesel*. Valencia: Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos.
- [9] Arrègle, J., López, J.J., García, J.M., & Fenollosa, C. (2003). Development of a zero-dimensional Diesel combustion model. Part 1: Analysis of the quasi-steady diffusion combustion phase. *Applied Thermal Engineering* , Vol.23, pp. 1301-1317.
- [10] Arrègle, J., López, J.J., García, J.M., & Fenollosa, C. (2003). Development of a zero-dimensional Diesel combustion model. Part 2: Analysis of the

- transient initial and final diffusion combustion phases. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 23, pp. 1319-1331.
- [11] Bakenhus, M., & Reitz, R. (1999). Two Color Combustion Visualization of Single and Split Injections in a Single Cylinder Heavy Duty D.I. Diesel Engine Using an Endoscope Based Imaging System. *SAE Paper 1999-01-1112*.
- [12] Beatrice, C., Belardini, P., Bertoli, C., Lisbona, M., & Rossi, G. (2002). Diesel combustion control in common rail engines by new injection strategies. *International Journal of Engine Research*, Vol.3, pp.23-25.
- [13] Benajes, J., López, J.J., Novella, R., & García, A. (2008). Advanced methodology for improving testing efficiency in a single cylinder research diesel engine. *Experimental Techniques*, Vol. 32, pp. 41-47.
- [14] Benajes, J., Molina, S., & García, J.M. (2001). Influence of Pre and Post Injection on the Performance and Pollutant Emissions in a HD Diesel Engine. *SAE Paper 2001-01-0526*.
- [15] Benajes, J., Molina, S., Novella, R., & Arthozoul, S. (2008). Advanced Injection Strategies to Attain Partially Premixed Combustion Process in a Heavy Duty Diesel Engine. *SAE Paper 2008-01-642*.
- [16] Bianchi, G., Pelloni, P., Corcione, F., & Luppino, F. (2001). Numerical Analysis of Passenger Car HSDI Diesel Engines with the 2nd Generation of Common Rail Injection Systems: The Effect of Multiple Injections on Emissions. *SAE Paper 2001-01-1068*.
- [17] Bosch, W. (1966). The fuel rate indicator: a new measuring instrument for display of the characteristics of individual injection. *SAE Paper 660749*.
- [18] Chen, S. (2000). Simultaneous Reduction of NO_x and Particulate Emissions by Using Multiple Injections in a Small Diesel Engine. *SAE Paper 2000-01-3084*.
- [19] Chikahisa, T., & Murayama, T. (1995). Theory and experiments on air-entrainment in fuel sprays and their application to interpret Diesel combustion processes. *SAE Paper 950447*.
- [20] Cho, I., Fujimoto, H., Kuniyoshi, H., Ha, J., Tanabe, H., & Sato, G. (1990). Similarity law of entrainment into Diesel spray and steady spray. *SAE Paper 900447*.
- [21] Christian, R., Knopf, F., Jasmek, A., & Schindler, W. (1993). A new method for filter smoke number measurement with improved sensitivity. *MTZ Motortechnische Zeitschrift*, Vol. 54, pp. 16-22.

- [22] Correas, D. (1998). *Estudio teórico-experimental del chorro libre Diesel isoterma*. Valencia: Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos.
- [23] De Rudder, K. (2007). *An approach to low temperature combustion in a small HSDI diesel engine*. Valencia: Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos.
- [24] Dec, J. E. (1997). A Conceptual Model of DI Diesel Combustion Based on Laser-Sheet Imaging. *Transactions of the SAE*, Vol.106, pp.1319-1348. SAE Paper 970873.
- [25] Dec, J. E., & Espey, C. (1995). Ignition and early soot formation in a D.I. diesel engine using multiple 2-D imaging diagnostics. *SAE Paper 950456*.
- [26] Degobert, P. (1995). Automobiles and pollution. *SAE International, Editions Technip*.
- [27] Desantes, J., Arrègle, J., Fenollosa, C., & Salvador, J. (2001). Analysis of the influence of the injection rate and running conditions on the heat release rate in a D.I. Diesel engine. *SAE Paper 2001-01-3185*.
- [28] Desantes, J., Arrègle, J., López, J.J., & Cronhjort, A. (2006). Scaling laws for free turbulent gas jets and diesel-like sprays. *Atomization and Sprays*, Vol. 16, pp. 443-473.
- [29] Desantes, J., Pastor, J.V., García-Oliver, J., & Pastor, J.M. (2009). A 1D model for the description of mixing-controlled reacting diesel sprays. *Combustion and Flame*, Vol. 156, pp.234-249.
- [30] Dober, G., Tullis, S., Greeves, G., Milovanovic, N., Hardy, M., & Zuelch, S. (2008). The Impact of Injection Strategies on Emissions Reduction and Power Output of Future Diesel Engines. *SAE Paper 2008-01-0941*.
- [31] Dronniou, N., Lejeune, M., Balloul, L., & Higelin, P. (s.f.). Combination of High EGR Rates and Multiple Injection Strategies to Reduce Pollutant Emissions. *SAE Paper 2005-01-3726*.
- [32] Ehleskog, R. (2007). *The influence of multiple injections on combustion-an experimental investigation*. Göteborg: Chalmers University of Technology, Department of Applied Mechanics.
- [33] Ehleskog, R., Golovitchev, V., Denbratt, I., Andersson, S., & Rinaldini, C. (2006). Experimental and Numerical Investigation of Split Injections at Low Load in an HDDI Diesel Engine Equipped with a Piezo Injector. *SAE Paper 2006-01-3433*.

- [34] Ehleskog, R., Ochotorena, R., & Andersson, S. (2007). Effects of Multiple Injections on Engine Out Emissions Levels Including Particulate Mass from HSDI Diesel Engine. *SAE Paper 2007-01-0910*.
- [35] Fenollosa, C. (2005). *Modelado fenomenológico del proceso de combustión por difusión diesel*. Barcelona: Editorial Reverté S.A.
- [36] Fluent. (1998). *FLUENT 5 User's guide*. Fluent incorporated.
- [37] Flynn, P., Durrett, R., Hunter, G., Loye, A., Akinyemi, O., Dec, J., y otros. (1999). Diesel Combustion: An Integrated View Combining Laser Diagnostics, Chemical Kinetics and Empirical Validation. *SAE Paper 1999-01-0509*.
- [38] García, J. M. (2006). *El proceso de combustión turbulenta de chorros diesel de inyección directa*. Barcelona: Editorial Reverté S.A.
- [39] Gill, K., Marriner, C., Sison, K., & Zhao, H. (2005). In-Cylinder Studies of Multiple Diesel Fuel Injection in a Single Cylinder Optical Engine. *SAE Paper 2005-01-0915*.
- [40] Golovitchev, I., & Bergman, M. (2007). Application of Transient Temperature Versus Equivalence Ratio Emission Maps to Engine Simulations. *SAE Paper 2007-01-1086*.
- [41] Han, Z., Uludogan, A., Hampson, G., & Reitz, R. (1996). Mechanism of Soot and NOx Emissions Reduction Using Multiple Injections in a Diesel Engine. *SAE Paper 960633*.
- [42] Hashizume, T., Miyamoto, T., Akagawa, H., & Tsujimura, K. (1998). Combustion and Emission Characteristics of Multiple Stage Diesel Combustion. *SAE Paper 980505*.
- [43] Hashizume, T., Miyamoto, T., Akagawa, H., & Tsujimura, K. (1999). Emission characteristics of a MULDIC combustion diesel engine: effects of EGR. *Transactions of the JSAE*, Vol.20, pp.428-430.
- [44] Hasse, C., Barths, H., & Peters, N. (1999). Modelling the Effect of Split Injections in Diesel Using Representative Interactive Flamelets. *SAE Paper 1999-01-3547*.
- [45] Helmantel, A., & Denbratt, I. (2004). HCCI Operation of a Passenger Car Common Rail DI Diesel Engine with Early Injection of Conventional Diesel Fuel. *SAE Paper 2004-01-0935*.

- [46] Helmantel, A., Somhorst, J., & Denbratt, I. (2003). Visualization of the effects of post injection and swirl on the combustion process of a passenger car common rail DI diesel engine. *ICES 2003-622. ASME*.
- [47] Hermens, S. (2007). *Influencia de la geometría de las toberas de inyección Diesel sobre el proceso de inyección y de combustión*. Valencia: Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos.
- [48] Heywood, J. (1988). *Internal combustion engines fundamentals* (1ª edición). Estados Unidos: McGraw-Hill Inc.
- [49] Higgins, B., & Siebers, D. (2001). Measurement of the Flame Lift-Off Location on DI Diesel Sprays Using OH Chemiluminescence. *SAE Paper 2001-01-0918*.
- [50] Hildingsson, L., Persson, H., Johansson, B., Collin, R., Nygren, J., Richter, M. (2005). Optical Diagnostics of HCCI and UNIBUS Using 2-D PLIF of OH and Formaldehyde. *SAE Paper 2005-01-0175*.
- [51] Hiroyasu, H., & Kadota, T. (1976). Models for Combustion and Formation of Nitric Oxide and Soot in Direct Injection Diesel Engines. *SAE Paper 760129*.
- [52] Hiroyasu, H., Hiroyasu, T., Miki, M., Jamiura, J., & Watanabe, S. (2003). Genetic Algorithms Optimization of Diesel Engine Emissions and Fuel Efficiency with Air Swirl, EGR, Injection Timing and Multiple Injections. *SAE Paper 2003-01-1853*.
- [53] Obtenido de <http://www.histomobile.com/>
- [54] Hoppie, L. (1982). The influence of Initial Fuel Temperature on Ignition Delay. *SAE Paper 820356*.
- [55] Hotta, Y., Inayoshi, M., Nakakita, K., Fujiwara, K., & Sakata, I. (2005). Achieving Lower Exhaust Emissions and Better Performance in an HSDI Diesel Engine with Multiple Injection. *SAE Paper 2005-01-0928*.
- [56] Idicheria, C. A., & Pickett, L. M. (2005). Soot Formation in Diesel Combustion under High-EGR Conditions. *SAE Paper 2005-01-3834*.
- [57] *Información técnica de producto AVL 364 angular encoder*. Obtenido de <http://www.avl.com>
- [58] *Información técnica de producto AVL 415 Smoke meter*. Obtenido de <http://www.avl.com>

- [59] *Información técnica de producto AVL 442 blow-by meter*. Obtenido de <http://www.avl.com>
- [60] *Información técnica de producto AVL 733 fuel balance*. Obtenido de <http://www.avl.com>
- [61] *Información técnica de producto Elster RVG G series rotary meters*. Obtenido de <http://www.elster.com>
- [62] *Información técnica de producto Horiba Mexa 7100 DEGR exhaust gas analyzer*. Obtenido de <http://www.ats.horiba.com>
- [63] *Información técnica de producto Sensyflow*. Obtenido de <http://www.abb.com>
- [64] Iwabuchi, Y., Kawai, K., Shoji, T., & Yoshinaka, T. (1999). Trial of New Concept Diesel Combustion System - Premixed Compression-Ignited Combustion. *SAE International, SAE Paper 1999-01-0185*.
- [65] Johnson, T. (2007). Diesel Emission Control in Review. *SAE Paper 2007-01-0233*.
- [66] Johnson, T. (2008). Diesel Emission Control in Review. *SAE Paper 2008-01-0069*.
- [67] Kamimoto, T., & Bae, M. (1988). High Combustion Temperature for the Reduction of Particulate in Diesel Engines. *SAE Paper 880423*.
- [68] Kastner, L. (1947). An investigation of the airbox method of measuring the air consumption of internal combustion engines. *Proceedings of the institution of the mechanical engineers*, Vol.157, pp. 387-404.
- [69] Kimura, S., Aoki, O., Ogawa, H., & Muranaka, S. (1999). New Combustion Concept for Ultra-Clean and High-Efficiency Small DI Diesel Engines. *SAE International, SAE Paper 1999-01-3681*.
- [70] Kimura, S., Ogawa, H., Matsui, Y., & Enomoto, Y. (2002). An experimental analysis of low-temperature and premixed combustion for simultaneous reduction of NO_x and particulate emissions in direct injection diesel engines. *International Journal of Engine Research*, Vol.3, pp.249-259.
- [71] Kubota, M., Yoshida, K., Shoji, H., & Tanaka, H. (2002). A study of the influence of fuel temperature on emissions characteristics and engine performance of compression ignition engine. *SAE Paper 2002-32-1777*.
- [72] Lapuerta, M., Armas, O., & Hernández, J. (1999). Diagnosis of DI Diesel combustion from in-cylinder pressure signal by estimation of mean

- thermodynamic properties of the gas. *Applied thermal Engineering* , Vol.19, pp. 513-529.
- [73] Larsson, A. (1999). Optical studies in a DI diesel engine. *SAE Paper 1999-01-3650*.
- [74] Lee, C., Lee, K., Reitz, R., & Park, S. (2006). Effect of split injection on the macroscopic development and atomization characteristics of diesel spray injected through a common rail system. *Atomization and Sprays* , Vol.16, pp.543-562.
- [75] Levy, N., Amara, S., Champousin, J.C., & Guerrassi, N. (1997). Non-reactive Diesel Spray Computations Supported by PDA Measurements. *SAE Paper 970049*.
- [76] Liu, Y., & Reitz, R. (2005). Optimizing HSDI Diesel Combustion and Emissions Using Multiple Injection Strategies. *SAE Paper 2005-01-0212*.
- [77] López Sánchez, J.J. (2005). *Estudio teórico-experimental del chorro libre diesel no evaporativo y de su interacción con el movimiento del aire*. Barcelona: Editorial Reverté S.A.
- [78] Magnussen, B., & Hjertager, B. (1976). On mathematical modelling of turbulent combustion with special emphasis on soot formation and combustion. *Sixteenth Symposium (International) on Combustion*.
- [79] Measurementen of the intake air or exhaust gas flow of Diesel engines. (1992). *SAE Standards J244*.
- [80] Molina, S. (2005). *Influencia de los parámetros de inyección y la recirculación de gases de escape sobre el proceso de combustión en un motor diesel*. Barcelona: Editorial Reverté S.A.
- [81] Montgomery, D., & Reitz, R. (2001). Effects of Multiple Injections and Flexible Control Boost and EGR on Emissions and Fuel Consumption of a Heavy Duty Diesel Engine. *SAE Paper 2001-01-0195*.
- [82] Musculus, M. (2003). Effects of the In-Cylinder Environment of Diffusion Flame Lift-Off in a DI Diesel Engine. *SAE International, SAE Paper 2003-01-0074*.
- [83] Musculus, M. (2006). Multiple Simultaneous Optical Diagnostic Imaging of Early Injection Low-Temperature Combustion in a Heavy Duty Diesel Engine. *SAE Paper 2006-01-0079*.

- [84] Musculus, M., Singh, S., & Reitz, R. (2008). Gradient effects on two-color soot optical pyrometry in a heavy-duty diesel engine. *Combustion and Flame*, Vol. 153, pp. 216-227.
- [85] Nehmer, D., & Reitz, R. (1994). Measurement of the Effect of Injection Rate and Split Injections on Diesel Engine Soot and NOx Emissions. *SAE Paper 940668*.
- [86] Obokata, T., Hashimoto, T., & Takahashi, H. (1990). LDA analysis of Diesel spray and entrainment air flow. *Comodia*.
- [87] Okude, K., Mori, K., Shiroh, S., & Moriya, T. (2004). Premixed Compression Ignition (PCI) Combustion for Simultaneous Reduction of NOx and Soot in Diesel Engine. *SAE Paper 2004-01-1907*.
- [88] Obtenido de <http://public.ca.sandia.gov/ecn/index.php>
- [89] Oliver, E. (1991). *Estudio de los sistemas de adquisición y tratamiento de datos en motores de combustión interna alternativos*. Valencia: Servicio de publicaciones de la universidad politécnica de valencia.
- [90] Park, C., Kook, S., & Bae, C. (2004). Effects of multiple injections in a HSDI diesel engine equipped with common rail injections system. *SAE Paper 2004-01-0127*.
- [91] Park, S., Suh, H., & Lee, C. (2005). Effects of a split injection on spray characteristics for a common-rail type diesel injection system. *International Journal of Automotive Technology*, Vol.6 , pp.315-322.
- [92] Pastor, J.V., García, J.M., Pastor, J.M., & Buitrago, J. (2005). Analysis methodology of Diesel Combustion by Using Flame Luminosity, Two-Colour Method and Laser Induced Incandescence. *SAE Paper 2005-24-012*.
- [93] Pastor, J.V., López, J.J., García, J.M., & Pastor, J.M. (2009). A 1D model for description of mixing- controlled inert diesel sprays. *Fuel* , Vol. 87, pp. 2871-2885.
- [94] Payri, R., Salvador, F., Gimeno, J., & Bracho, G. A new methodology for correcting the signal cumulative phenomenon on injection rate measurements. *Experimental Techniques* , Vol. 22, pp. 1165-1176.
- [95] Peters, N. (2000). *Turbulent Combustion*. Cambridge: Cambridge University Press.
- [96] Pickett, L. M., & Idicheria, C. A. (2006). Effects of Ambient Temperature and Density on Soot Formation under High-EGR Conditions. *THIESEL*

- 2006: *Conference on Thermo- and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines.*
- [97] Pickett, L. M., & Siebers, D. L. (2004). Non-Sooting, Low Flame Temperature Mixing-Controlled DI Diesel Combustion. *SAE Paper 2004-01-1399.*
- [98] Pickett, L. M., & Siebers, D. L. (2004). Soot in diesel fuel jets: effects of ambient temperature, ambient density, and injection pressure. *Combustion and Flame, Vol. 138*, pp. 114-135.
- [99] Pickett, L. M., Siebers, D. L., & Idicheria, C. A. (2005). Relationship Between Ignition Processes and the Lift-Off Length of Diesel Fuel Jets. *SAE Paper 2005-01-3843.*
- [100] Pickett, L., & Siebers, D. (2002). An investigation of diesel soot formation process using micro-orifices. *Proceedings of the Combustion Institute*, Vol. 29, pp. 655-662.
- [101] Pierpont, D., Montgomery, D., & Reitz, R. (1995). Reducing Particulate and NOx Using Multiple Injections and EGR in Diesel Engine. *SAE Paper 950217.*
- [102] Plazas, A. (2005). *Modelado unidimensional de inyectores common rail-Diesel.* Valencia: Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos.
- [103] Plee, S., & Ahmad, T. (1983). Relative roles of Premixed and Diffusion Burning in Diesel Combustion. *SAE Paper 831733.*
- [104] Plint, M., & Martyr, A. (1999). *Engine testing theory and practice.* Society of Automotive Engineers, Inc.
- [105] Ricaud, J., & Lavoisier, F. (2004). Optimizing the multiple injection settings on an HSDI diesel engine. *Proceedings of the 3rd IMechE Automobile Division Southern Centre Conference on Total Vehicle Technology: finding the radical, implementing the practical*, pp.123-153.
- [106] Reaction Design, S. (2000). A program for Predicting Homogeneous Gas Phase Chemical Kinetics in a Closed System with Sensitivity Analysis, SEN-036-1. *CHEMKIN Collection Release 3.6.*
- [107] Rente, T., Golovitchev, V., & Denbratt, I. (2001). Effect of injections parameters on auto-ignition and soot formation in diesel sprays. *SAE Paper 2001-01-3687.*

- [108] Rente, T., Golovitchev, V., & Denbratt, I. (2001). Numerical study of n-heptane spray auto-ignition at different levels of pre-ignition turbulence. *Comodia*.
- [109] Rodriguez, L. M., Casanova, J., & Tardajos, G. (2000). High pressure physical properties of fluids used in diesel injection systems. *SAE Paper 2000-01-2046*.
- [110] Ryan, T., & Gray, A. (1997). Homogeneous charge compression ignition (HCCI) of diesel fuel. *SAE Paper 971676*.
- [111] Sandia Corporation. (2005). Imaging of advanced low-temperature diesel combustion. *CRF News*, Vol. 27 (n° 05), 2.
- [112] Sher, E. (1998). *Handbook of air pollution from internal combustion engines pollutant formation and control*. Boston: Academic Press.
- [113] Sherman, M. T., Chase, R., Mauti, A., Rauker, Z., & Silvis, W. M. (1999). Evaluation of Horiba Mexa 7000 bag Bench analyzers for single range operation. *SAE Paper 1999-01-0147*.
- [114] Siebers, D. L., & Pickett, L. M. (2002). Injection Pressure and Orifice Diameter Effects on Soot in DI Diesel Jets. *THIESEL 2002: Conference on Thermo- and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines*.
- [115] Siebers, D. (1998). Liquid-phase fuel penetration in Diesel sprays. *SAE Paper 980809*.
- [116] Siebers, D. (1999). Scaling Liquid-Phase Fuel Penetration in Diesel Sprays Based on Mixing-Limited Vaporization. *SAE Paper 1999-01-0528*.
- [117] Siebers, D., & Higgins, B. (2001). Flame Lift-Off on Direct Injection Diesel Under Quiescent Conditions. *SAE Paper 2001-01-0530*.
- [118] Siebers, D., Higgins, B., & Pickett, L. (2002). Flame Lift-off on Direct-Injection Diesel Fuel Jets: Oxygen Concentration Effects. *SAE Paper 2002-02-0890*.
- [119] Silvis, W. M. (1997). An algorithm for calculating the air/fuel ratio from exhaust emissions. *SAE Paper 9705144*.
- [120] Singh, S., Reitz, R., & Musculus, M. (2005). 2-Color Thermometry Experiments and High-Speed Imaging of Multi-Mode Diesel Engine Combustion. *SAE Paper 2005-01-3842*.
- [121] Smallwood, G. J., & Gülder, Ö. L. (2000). Views on the Structure of Transient Diesel Sprays. *Atomization and Sprays*, Vol.10, pp.355-386.

- [122] Stone, R. (1999). *Introduction to internal combustion engines*. Macmillan.
- [123] Suzuki, T., Kakegawa, T., Hikino, K., & Obata, A. (1997). Development of Diesel Combustion for Commercial Vehicles. *SAE Paper 972685*.
- [124] Suzuki, T., Yokata, H., Kudo, Y., Nakajima, H., & Kakewaga, T. (1997). A New Concept for Low Emission Diesel Combustion. *SAE Paper 970891*.
- [125] Taylor, C. (1994). *The Internal Combustion Engine in Theory and Practice*. The M.I.T. Press.
- [126] Tinaut, F. (1986). *Contribución al estudio del proceso de combustión en motores de encendido por compresión de inyección directa*. Valencia: Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos.
- [127] Tow, T., Pierpont, A., & Reitz, R. (1994). Reducing Particulate and NOx Emissions by Using Multiple Injections in a Heavy Duty D.I. Diesel Engine. *SAE Paper 940897*.
- [128] Tree, D. R., & Svensson, K. I. (2007). Soot processes in compression ignition engines. *Progress in Energy and Combustion Science*, Vol.33, pp.272-309.
- [129] Varnavas, C., & Assanis, D. (1991). The effects of spray, mixing, and combustion model for KIVA3-D code. *SAE Paper 911785*.
- [130] Verhoeven, D., Vanhemelryck, J., & Baritaud, T. (1998). Macroscopic and ignition characteristic of high-pressure spray of single component fuels. *SAE Paper 981069*.
- [131] Versaavel, P., Motte, P., & Wieser, K. (2000). A new 3D model for vaporizing Diesel sprays based on mixing -limited vaporization. *SAE Paper 2000-01-0949*.
- [132] Versteeg, H., & Malalasekera, B. (1995). *An introduction to computational fluid dynamics. The finite volume method*. Prentice Hall.
- [133] Way, R. (1976). Methods for determination of composition and thermodynamic properties of combustion products for internal combustion engine calculations. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, Vol. 190, pp. 686-697.
- [134] Woschni, G. (1967). A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine. *SAE Paper 670931*.

-
- [135] Yan, J., & Borman, G. (1988). Analysis and In-Cylinder Measurements of Particle Radiant Emissions and Temperature in a Direct Injection Diesel Engine. *SAE Paper 881315*.
- [136] Zhang, L. (1999). A Study of Pilot Injection in a DI Diesel Engine. *SAE Paper 1999-01-3493*.
- [137] Zhang, Y., & Nishida, K. (2003). Vapor/liquid behaviours in split-injection D.I. diesel sprays in a 2-D model combustion chamber. *SAE Paper 2003-01-1837*.
- [138] Zhang, Y., Ito, T., & Nishida, K. (2001). Characterization of mixture formation in split-injection diesel sprays via laser absorption (LAS) technique. *SAE Paper 2001-01-3498*.
- [139] Zhang, Y., Nishiwaki, K., & Yoshizaki, T. (2001). Characterization of droplets and vapour concentration distributions in split injection diesel sprays by processing UV and visible images . *Comodia*.

