

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE VALENCIA
DEPARTAMENTO DE MÁQUINAS Y MOTORES TÉRMICOS



ESTUDIO DE LA INFLUENCIA DE LOS CICLOS
ATKINSON Y MILLER SOBRE EL PROCESO DE
COMBUSTIÓN Y LAS EMISIONES
CONTAMINANTES EN UN MOTOR DIESEL.

TESIS DOCTORAL

Presentada por:

D. Ricardo Novella Rosa

Dirigida por:

Dr. D. Jesús Benajes Calvo

Valencia, 26 de Noviembre de 2009

TESIS DOCTORAL

ESTUDIO DE LA INFLUENCIA DE LOS CICLOS ATKINSON Y
MILLER SOBRE EL PROCESO DE COMBUSTIÓN Y LAS
EMISIONES CONTAMINANTES EN UN MOTOR DIESEL

Realizada por: D. Ricardo Novella Rosa
Dirigida por: Dr. D. Jesús Benajes Calvo

TRIBUNAL CALIFICADOR:

Presidente: Dr. D. Francisco Payri González
Secretario: Dr. D. Raúl Payri Marín
Vocales: Dr. D. Magín Lapuerta Amigó
Dr. D. Pedro Acisclo Rodríguez Aumente
Dr. D. Manuel Valdés del Fresno

Vocales suplentes:

Dr. D. Andrés Melgar Bachiller
Dra. D^a. Rosario Ballesteros Yáñez

Valencia, 26 de Noviembre de 2009

Resumen. El objetivo principal de esta investigación ha consistido en determinar y analizar el potencial de los ciclos Atkinson y Miller para reducir el nivel de emisiones contaminantes y el consumo de combustible en un motor Diesel de transporte pesado equipado con un sistema de distribución flexible tanto en condiciones de baja como de alta carga. Esta estrategia ha sido evaluada en combinación con otras más convencionales, como son el retraso en el inicio de la inyección y la reducción en la concentración de oxígeno por medio de la recirculación de gases de escape.

La presente tesis se ha desarrollado bajo un enfoque que permite comprender en la medida de lo posible los fenómenos básicos involucrados en los diferentes procesos objeto de estudio, y con ello generalizar al máximo los resultados. Debido a ello, este análisis se ha planteado desde una perspectiva teórico-experimental combinando diferentes herramientas con el objetivo de maximizar la información. Para la consecución de este objetivo se ha seguido una estructura secuencial donde en primer lugar se ha desarrollado una metodología específica diseñada para planificar adecuadamente las condiciones de operación objeto de estudio. Posteriormente, se han caracterizado las modificaciones introducidas en las condiciones termodinámicas del gas atrapado en el interior del cilindro, sobre el que se desarrolla el proceso de combustión, al implementar tanto un ciclo Atkinson como posteriormente un ciclo Miller.

En la siguiente etapa del presente trabajo de investigación se ha realizado un análisis integral del proceso de combustión Diesel, incluyendo el proceso de formación de la mezcla, las características propias del proceso de combustión, la formación de contaminantes y finalmente el rendimiento térmico para identificar la influencia que los cambios anteriores introducen en estos procesos.

En una etapa final se comparan entre sí las diferentes estrategias objeto de estudio y se describen las ventajas e inconvenientes obtenidas al implementar un ciclo Atkinson o Miller.

Resum. L'objectiu principal d'aquesta investigació ha consistit a determinar i analitzar el potencial dels cicles Atkinson i Miller per a reduir el nivell d'emissions contaminants i el consum de combustible en un motor Diesel de transport pesat equipat amb un sistema de distribució flexible tant en condicions de baixa com d'alta càrrega. Esta estratègia ha sigut avaluada en combinació amb altres més convencionals, com són el retard en l'inici de la injecció i la reducció en la concentració d'oxigen mitjançant la recirculació de gasos d'escapament.

La present tesi s'ha desenvolupat davall un enfocament que permet comprendre en la mesura que siga possible els fenòmens bàsics involucrats en els diferents processos objecte d'estudi, i amb això generalitzar al màxim els resultats. Degut a això, aquest anàlisi s'ha plantejat des d'una perspectiva teorica-experimental combinant diferents eines amb l'objectiu de maximitzar la informació.

Per a la consecució d'aquest objectiu s'ha seguit una estructura seqüencial on en primer lloc s'ha desenvolupat una metodologia específica dissenyada per a planificar adequadament les condicions d'operació objecte d'estudi. Posteriorment, s'han caracteritzat les modificacions introduïdes en les condicions termodinàmiques del gas atrapat en l'interior del cilindre, sobre el qual es desenrotlla el procés de combustió, a l'implementar tant un cicle Atkinson com posteriorment un cicle Miller.

En la següent etapa del present treball d'investigació s'ha realitzat una anàlisi integral del procés de combustió Dièsel, incloent el procés de formació de la mescla, les característiques pròpies del procés de combustió, la formació de contaminants i finalment el rendiment tèrmic per a identificar la influència que els canvis anteriors introdueixen en estos processos.

En una etapa final es comparen entre sí les diferents estratègies objecte d'estudi i es descriuen els avantatges i inconvenients obtinguts a l'implementar un cicle Atkinson o Miller.

Abstract. The main objective of this research has been to identify and analyze the potential of Atkinson and Miller cycles to reduce the level of pollutant emissions and fuel consumption in a diesel engine heavy transport equipped with a flexible distribution system under both low and high load. This strategy has been evaluated in combination with more conventional ones such as the late start of injection and decreased oxygen concentration through the exhaust gas recirculation.

This thesis was developed under an approach to understand as much as possible the basic phenomena involved in the various processes under study, and thereby generalize results at best. This analysis has arisen from a combination of different theoretical and experimental tools in order to maximize information.

To obtain this objective a sequential structure has been followed, where it was first developed a specific methodology, adequately designed under the operating conditions of this study. Subsequently, we have characterized the changes in the thermodynamics of the gas trapped inside the cylinder, which develops during the combustion process, to implement both an Atkinson cycle and subsequently Miller.

In the next stage, research has been performed to obtain a comprehensive analysis of the diesel combustion process, including the formation of the mixture, the characteristics of the combustion process, the formation of emissions and, finally, the thermal efficiency to identify the influence of previous changes introduced in these processes.

Finally, as the final stage, the different strategies under consideration have been compared and the advantages and disadvantages obtained by implementing an Atkinson or Miller cycle have been discussed in detail.

*a la memoria de mi padre
a mi familia
a Raquel*

Agradecimientos

Cuando termina una etapa en el camino de la vida, las personas solemos mirar atrás para hacer memoria y recordar, sobretodo y antetodo, a aquellas personas que han disfrutado con nosotros los buenos momentos y también nos han apoyado en los que no han resultado tan agradables. Para mí ha llegado el momento de volver la vista atrás y dedicar las siguientes líneas a expresar mi gratitud.

Quiero agradecer a mi director de tesis, *Jesús Benajes*, todo su apoyo y ayuda ofrecidos durante el desarrollo del presente trabajo, puedo decir con orgullo que además de director puedo considerarlo un amigo del que he aprendido mucho y seguiré aprendiendo día a día. Me gustaría extender este agradecimiento al director del Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, *Francisco Payri*, por demostrarme que ha apostado por mí en los momentos importantes, y decirle que no voy a defraudarle. No puedo olvidarme de los responsables del departamento, que me han facilitado los medios necesarios para llevar a cabo los trabajos de investigación que se presentan en la tesis, así como del personal de secretaría e informática por la paciencia que han tenido conmigo cuando he necesitado su ayuda.

Quiero incluir en estos agradecimientos a *Santiago Molina* por estar ahí cuando lo he necesitado durante toda mi actividad investigadora. Y a *Gabriel Alcantarilla* por las horas que hemos pasado juntos y también por todo lo que me ha enseñado de motores. A *Jean Arrègle* y *Javi López* por su inestimable aportación a esta tesis ya que siempre he encontrado la puerta de sus despachos abierta, para mí ha sido un placer aprender de vosotros.

Quiero dar las gracias de forma muy especial a mis compañeros que conforman el *burning team*, por orden estrictamente alfabético para evitar que se me enfaden *Antonio García* y su mujer *Bea* que es miembro de honor, *Jose María García*, *Jose Manuel Pastor* y la última incorporación *Vicent Domenech*, por el tiempo que han invertido en ayudarme en todos los sentidos durante la realización de esta tesis, vosotros ya sabéis que vuestro apoyo ha sido fundamental y que sin él no lo habría conseguido. Y también a *Raúl Payri* porque siempre me ha demostrado que puedo contar con él, decirte que sin tu apoyo y colaboración tampoco lo habría logrado.

A *Elena Mocholí* por transmitirme su optimismo y no olvidarse de mí en la distancia, me gustaría tener tu capacidad de sobreponerte a la adversidad y afrontar los malos momentos y desde aquí te digo que todo va a salir bien.

Quiero incluir en estos agradecimientos al equipo olímpico del Departamento, formado por *Santi Ruiz*, *Jose Enrique del Rey*, *Vicente Bermúdez*, *Benjamín Pla* y recientemente *Jose Manuel Pastor* por las horas compartidas liberando tensión, mi salud os lo agradece tanto como yo.

Mi agradecimiento también a *Jose Vicente Pastor* y a *Héctor Climent* porque siempre habéis estado ahí cuando os he necesitado y por haber conseguido que sea capaz de enseñar a otros, he aprendido mucho de vosotros. Y *Jaime Martín*, *Jaime Gimeno* y *Carlos Guardiola* por el tiempo que les he robado cuando les he necesitado, y que ellos se han dejado robar.

También me gustaría extender estos agradecimientos a *Jose Manuel Riesco, Carlos González, Korneel de Rudder, Rogerio Jorge y Simón Artozhoul* porque habéis contribuido a esta tesis con vuestra colaboración desinteresada durante estos años. Y a todos los integrantes del Departamento porque habéis sido unos compañeros increíbles.

Mi más sincero agradecimiento a mis amigos *Daniel Sevilla, David Peris, Pablo Peris y Germán Casanova*, porque nunca me habéis echado en cara las horas que no os he podido dedicar en este tiempo y porque os he echado mucho de menos.

También quiero mostrar mi gratitud a toda mi gente de Puebla con los que he pasado los mejores veranos que alguien pueda imaginar. Siempre que lo he necesitado he podido contar con vosotros y lo que es más importante, vosotros habéis contado conmigo pese a que tampoco os he podido dedicar el tiempo que os merecéis.

En definitiva, dicen que el carácter depende mucho de los amigos con los que uno comparte su juventud, y de todos vosotros he aprendido muchas cosas que me han hecho crecer como persona.

También mis agradecimientos para mis amigos del lugar donde ahora vivo y donde he de permanecer muchos años *Marta y Miguel, Anabel y Chema y Cris*, porque me habéis acogido sin reservas y con vosotros siempre me he sentido como en casa.

Mi más profundo agradecimiento *a mi madre* por ser un ejemplo de superación y porque nunca podré agradecerle todo lo que ha hecho por mí, te quiero aunque te lo diga menos veces de las que mereces. Y a mis hermanos, *Ángel y Javi*, porque sé que gracias a todo a lo que vosotros habéis renunciado soy quien soy y estoy he llegado hasta aquí, y que vuestra vida ha sido más difícil para que la mía fuera más fácil. Siempre habéis dado sin pedir nada a cambio y eso jamás lo olvidaré, desde estas líneas quiero que sepáis que siempre os tengo presentes y eso me hace ser mejor persona. A mis sobrinos que son mi alegría, me duele de verdad no haber estado con vosotros todo lo que me hubiera gustado. Y también al resto de mi familia que siempre me han apoyado y han creído en mí.

No existen palabras con las que pueda dar las gracias a *Raquel*, ella es la que más ha disfrutado en mis buenos momentos pero también sé que es la que más ha sufrido en los malos, aunque no me lo haya dicho. Tú has estado a mi lado en todo momento y has sido fuerte cuando yo me he derrumbado. De ti he aprendido muchas cosas, pero especialmente me has enseñado hasta donde se puede querer a una persona. Sólo puedo decirte que te quiero y que aquí empieza nuestro futuro.

En último lugar quiero dar las gracias a mi padre porque se puede querer a una persona sin haber tenido la suerte de conocerla. Los que sí le conocieron siempre dicen que me parezco mucho a él, espero sinceramente que no sea un cumplido y que algún día cuando abandone este mundo y nos encontremos nuevamente te sientas orgulloso de mí.

Índice general

1. Introducción	1
1.1. Introducción	1
1.2. Antecedentes y justificación	5
1.2.1. Estrategias para reducción de las emisiones contaminantes en motores Diesel	5
1.2.2. Entorno científico y tecnológico	9
1.3. Objetivos del estudio y metodología	11
1.3.1. Objetivos	11
1.3.2. Metodología	12
Bibliografía	15
2. Gestión de la distribución en motores Diesel	17
2.1. Introducción	17
2.2. Estrategias orientadas a modificar el proceso de combustión Diesel	20
2.2.1. Recirculación interna de gases de escape	21
2.2.2. Modificación del <i>swirl</i>	24
2.2.3. Ciclos Atkinson y Miller	26
2.3. Otras estrategias con aplicación en motores Diesel	32
2.3.1. Maximización del rendimiento volumétrico	32
2.3.2. Mejora del comportamiento durante el arranque en frío	33
2.3.3. Gestión energética del turbogrupo (transitorios)	33
2.3.4. Desactivación de cilindros en cargas parciales	34

2.3.5. Freno motor por descompresión	35
2.4. Síntesis y conclusiones	36
Bibliografía	37
3. El proceso de combustión en motores Diesel de inyección directa	43
3.1. Introducción	44
3.2. El proceso de inyección y formación de la mezcla	45
3.2.1. Consideraciones previas	46
3.2.2. Características morfológicas del chorro	48
3.2.3. Estimadores del proceso de mezcla	52
3.3. Descripción del proceso de combustión	57
3.3.1. Fase de retraso	59
3.3.2. Fase de combustión en premezcla	63
3.3.3. Fase de combustión por difusión rápida	67
3.3.3.1. Modelo conceptual de la llama difusiva en condiciones cuasiestacionarias	68
3.3.3.2. Longitud de <i>lift-off</i>	77
3.3.4. Fase de combustión por difusión lenta	86
3.4. Síntesis y conclusiones	90
Bibliografía	93
4. Herramientas experimentales y teóricas	101
4.1. Introducción	102
4.2. Herramientas experimentales	102
4.2.1. Motor monocilíndrico de investigación	103
4.2.1.1. Descripción del motor	103
4.2.1.2. Sistema de inyección	105
4.2.1.3. Sistema de accionamiento de válvulas	107
4.2.2. Características de la sala de ensayo	112
4.2.2.1. Sistema de regulación de par y régimen	115

4.2.2.2.	Sistemas de admisión, escape y EGR	116
4.2.2.3.	Sistemas de refrigeración y lubricación	118
4.2.2.4.	Sistema de alimentación de combustible	119
4.2.2.5.	Sistemas de adquisición de datos	121
4.2.3.	Instrumentación y equipos de medida	123
4.2.3.1.	Sensores de par y régimen de giro	123
4.2.3.2.	Sensores de presión y temperatura medias	123
4.2.3.3.	Transductores de presión instantánea	124
4.2.3.4.	Equipos de medida de gasto másico	125
4.2.3.5.	Equipo de medida de gases de escape	125
4.2.3.6.	Opacímetro	127
4.2.3.7.	Equipo de medida de <i>blow-by</i>	127
4.2.3.8.	Equipo de medida de tasa de inyección	128
4.3.	Herramientas teóricas	130
4.3.1.	Modelo unidimensional de acción de ondas	131
4.3.2.	Mapas de funcionamiento del motor	133
4.3.3.	Modelo de diagnóstico del proceso de combustión	136
4.3.4.	Estimación de la temperatura adiabática de llama	138
4.3.5.	Modelo para el tiempo aparente de combustión	141
4.3.6.	Modelo de chorro unidimensional DICOM	143
4.4.	Consideraciones sobre la metodología para realizar los ensayos	145
4.5.	Síntesis y conclusiones	150
	Bibliografía	151
5.	Análisis del potencial del ciclo Atkinson	155
5.1.	Introducción	156
5.2.	Planteamiento del estudio	157
5.2.1.	Definición del plan ensayos	160
5.3.	Evolución de las condiciones termodinámicas del gas	165
5.4.	Análisis del proceso de combustión	173

5.4.1. Consideraciones previas	173
5.4.2. Condiciones de baja carga	178
5.4.3. Condiciones de alta carga	191
5.4.4. Temperatura adiabática de llama	199
5.5. Formación de contaminantes	203
5.5.1. Óxidos de nitrógeno	203
5.5.2. Hollín	206
5.6. Rendimiento térmico y consumo	210
5.7. Comparación entre estrategias	214
5.8. Síntesis y conclusiones	216
5.A. Anexo: Ajuste del modelo de acción de ondas	218
5.B. Anexo: Influencia del IVC en el proceso de renovación de la carga	220
Bibliografía	226
6. Análisis del potencial del ciclo Miller	231
6.1. Introducción	231
6.2. Planteamiento del estudio	233
6.2.1. Definición del plan ensayos	234
6.3. Evolución de las condiciones termodinámicas del gas	238
6.4. Análisis del proceso de combustión	240
6.4.1. Condiciones de baja carga	244
6.4.2. Condiciones de alta carga	253
6.4.3. Temperatura adiabática de llama	262
6.5. Formación de contaminantes	264
6.5.1. Óxidos de nitrógeno	264
6.5.2. Hollín	268
6.6. Rendimiento térmico y consumo	271
6.7. Comparación entre estrategias	276
6.8. Síntesis y conclusiones	281
Bibliografía	284

7. Conclusiones y trabajos futuros	287
7.1. Introducción	287
7.2. Conclusiones	288
7.3. Trabajos futuros	293
Índice Bibliográfico	297

Índice de Figuras

1.1. Evolución cronológica de la legislación anticontaminación en Estados Unidos y en la Unión Europea	4
1.2. Situación prevista para las normativas anticontaminación en el año 2010 a nivel mundial	6
1.3. <i>Trade-off</i> mostrando la evolución de la normativa anticontaminación aplicable a motores Diesel dedicados al transporte pesado por carretera	6
1.4. Posibilidades para reducir las emisiones contaminantes de los motores Diesel por debajo de los límites establecidos por las normativas futuras en EEUU y la UE	9
1.5. Evolución cronológica mostrando la tendencia a la flexibilización de los motores Diesel	10
1.6. Metodología planteada para la consecución de los objetivos de la tesis	13
2.1. Esquema de las principales estrategias basadas en la gestión de la distribución aplicadas en motores Diesel	19
2.2. Esquema correspondiente al ciclo Atkinson original	27
2.3. Descripción del ciclo Atkinson	28
2.4. Descripción del ciclo Miller	30
3.1. Fases del proceso de combustión Diesel	57
3.2. Localización espacial de la fase de combustión en premezcla ..	65
3.3. Modelo conceptual propuesto por Flynn <i>et al.</i> para el proceso de combustión Diesel desde el inicio de combustión hasta el establecimiento de la llama Diesel de difusión	69

3.4. Modelo conceptual propuesto por Bruneaux para el proceso de combustión Diesel desde el inicio de combustión hasta el establecimiento de la llama Diesel de difusión	70
3.5. Estructura de la llama difusiva Diesel durante la etapa cuasiestacionaria de acuerdo con el modelo conceptual propuesto por Dec	71
3.6. Descripción de la evolución espacio-temporal de un paquete de masa inyectado durante la fase de combustión por difusión rápida una vez alcanzadas las condiciones cuasiestacionarias .	73
3.7. Modelo conceptual para describir la evolución del hollín en una llama difusiva Diesel durante la etapa cuasiestacionaria	75
3.8. Secuencia temporal de la localización espacial del frente de llama y de las partículas de hollín cuando existe choque de pared . .	76
3.9. Relación entre la longitud de lift-off y el exceso de aire en esta sección con la formación de hollín en la llama Diesel	78
3.10. Efecto de la temperatura del gas ambiente sobre la longitud de lift-off y la formación de hollín	82
3.11. Efecto de la densidad del gas ambiente sobre la longitud de lift-off y la formación de hollín	83
3.12. Efecto de la concentración de oxígeno en el gas ambiente sobre la longitud de lift-off y la formación de hollín	85
3.13. Secuencia temporal de la distribución de dosados desde el final del proceso de inyección en condiciones de chorro inerte y evaporativo	88
3.14. Resumen de las conclusiones obtenidas a partir de la revisión bibliográfica sobre el proceso de combustión Diesel	91
4.1. Esquema de la geometría del conjunto formado por el pistón y el <i>bowl</i>	105
4.2. Esquema del sistema de inyección Bosch CRSN4.2 instalado en el motor	106
4.3. Posición relativa de los chorros respecto al <i>bowl</i>	107
4.4. Clasificación de los sistemas de distribución variable	108
4.5. Esquema hidráulico del sistema de distribución variable HVA 4A y perfiles de levantamiento de válvulas nominales	110

4.6. Flexibilidad ofrecida por el sistema de distribución variable tipo camless HVA 4A.....	113
4.7. Esquema de la sala de ensayo	114
4.8. Ejemplo del perfil de presión que se obtiene con el tasímetro .	129
4.9. Resultado final de tasa de inyección una vez post-procesada la señal.....	129
4.10. Generación de los mapas de funcionamiento del motor	135
4.11. Definición del parámetro ACT a partir de las leyes de inyección y combustión	142
4.12. Descripción del modelo unidimensional de chorro DICOM ...	144
4.13. Metodología para la realización de los ensayos.....	146
4.14. Gráficos utilizados para la validación estática y dinámica de la instalación experimental.....	148
5.1. Valores nominales definidos para el sistema VVA y los perfiles de levantamiento de válvulas correspondientes	159
5.2. Relación de compresión volumétrica efectiva (RCV_{efe}) en función del ángulo de cierre de las válvulas de admisión	162
5.3. Gasto másico total admitido por el motor en función de RCV_{efe} calculado mediante el modelo de acción de ondas	162
5.4. Mapas de funcionamiento teóricos para el modo de baja carga B25	164
5.5. Mapas de funcionamiento teóricos para el modo de alta carga B75	164
5.6. Comparación de los valores ensayados y modelados en los mapas de funcionamiento para el modo de baja carga B25	168
5.7. Comparación de los valores ensayados y modelados en los mapas de funcionamiento para el modo de baja carga B75	168
5.8. Efecto del SOI y de Y_{O_2-adm} (tasa de EGR) sobre las condiciones termodinámicas del gas durante la etapa de compresión	170
5.9. Efecto de implementar un ciclo Atkinson sobre las condiciones termodinámicas del gas durante la etapa de compresión	172
5.10. Influencia de RCV_{efe} , SOI e Y_{O_2-adm} sobre el tiempo de retraso al autoencendido	175

5.11. Correlación tipo Arrhenius para el tiempo de retraso	177
5.12. Importancia de la fase de combustión en premezcla en función del estimador τ_r/t_{iny}	178
5.13. Estimadores para la calidad del proceso de mezcla entre el gas ambiente y el combustible inyectado en baja carga	181
5.14. Relación entre las condiciones termodinámicas del gas y el proceso de mezcla	183
5.15. Correlación entre la densidad del gas, la fracción másica de oxígeno y los dos estimadores propuestos para evaluar el proceso de formación de la mezcla	184
5.16. Valor máximo de ROHR durante la fase de combustión en premezcla junto con la fracción de masa de combustible quemada en dicha fase	185
5.17. Evolución temporal de la tasa de liberación de calor (ROHR) durante el proceso de combustión	187
5.18. Relación entre el tiempo de retraso y la masa de combustible quemada durante la fase de combustión en premezcla	188
5.19. Relación entre el proceso de mezcla y la masa de combustible quemada en premezcla	190
5.20. Definición del tiempo aparente de combustión (ACT) particularizado para el fin de la etapa estacionaria del proceso de inyección	192
5.21. Estimador de la calidad del proceso de mezcla entre el gas ambiente y el combustible inyectado en alta carga	193
5.22. Relación de proporcionalidad entre el parámetro ACT_{EoS} experimental y el calculado teóricamente	194
5.23. Relación entre las condiciones termodinámicas del gas y el tiempo aparente de combustión calculado de forma experimental	195
5.24. Evolución temporal de la tasa de liberación de calor (ROHR) durante el proceso de combustión junto con su valor máximo para todas las condiciones de operación ensayadas	198
5.25. Descomposición de la tasa de liberación de calor en el término de inyección y el término de mezcla	200
5.26. Influencia de RCV_{efe} , SoI e Y_{O_2-adm} sobre la temperatura adiabática de llama máxima	202
5.27. Influencia de RCV_{efe} , SoI e Y_{O_2-adm} sobre las emisiones de INO_x	204

5.28. Relación entre la temperatura adiabática de llama máxima y la producción de óxidos de nitrógeno	205
5.29. Influencia de RCV_{efe} , SOI e Y_{O_2-adm} sobre las emisiones de Ihollín	208
5.30. Relación entre la temperatura adiabática de llama al final del proceso de combustión y las emisiones de Ihollín	209
5.31. Comparación entre los diagramas indicadores generados por el ciclo Diesel y las dos versiones del ciclo Atkinson (EIVC y LIVC)	211
5.32. Resultados de trabajo indicado neto obtenidos mediante el modelo de acción de ondas	212
5.33. Influencia de RCV_{efe} , SOI e Y_{O_2-adm} sobre el consumo indicado neto	213
5.34. Comparación entre el ciclo Atkinson y las otras dos estrategias más convencionales objeto de estudio	215
5.35. Leyes de liberación de calor experimentales y las simulaciones correspondientes para ser introducidas en el modelo de acción de ondas	219
5.36. Comprobación de la calidad del ajuste del modelo de acción de ondas para las condiciones de operación de referencia	221
5.37. Evolución temporal del gasto másico trasegado por las válvulas de admisión y de la masa contenida en el interior del cilindro	222
5.38. Evolución temporal de la presión, la temperatura y la densidad del gas contenido en el interior del cilindro	225
5.39. Ondas de presión dirigidas hacia el cilindro calculadas con el modelo de acción de ondas	226
6.1. Estimación de las presiones de admisión y de escape necesarias para compensar la reducción de rendimiento volumétrico al implementar el ciclo Miller	235
6.2. Efecto de implementar un ciclo Miller sobre las condiciones termodinámicas del gas durante la etapa de compresión	239
6.3. Influencia de RCV_{efe} , SOI e Y_{O_2-adm} sobre el tiempo de retraso al autoencendido	241
6.4. Correlación tipo Arrhenius para el tiempo de retraso	242

6.5. Importancia de la fase de combustión en premezcla en función del estimador τ_r / t_{iny}	244
6.6. Estimadores para la calidad del proceso de mezcla entre el gas ambiente y el combustible inyectado en baja carga	246
6.7. Relación entre las condiciones termodinámicas del gas y el proceso de mezcla	247
6.8. Correlación entre la densidad del gas, la fracción másica de oxígeno y los dos estimadores propuestos para evaluar el proceso de formación de la mezcla	248
6.9. Valor máximo de ROHR durante la fase de combustión en premezcla junto con la fracción de masa de combustible quemada en dicha fase	250
6.10. Relación entre el tiempo de retraso y la masa de combustible quemada durante la fase de combustión en premezcla	251
6.11. Relación entre el proceso de mezcla y la masa de combustible quemada en premezcla	252
6.12. Estimador de la calidad del proceso de mezcla entre el gas ambiente y el combustible inyectado en alta carga	255
6.13. Relación entre las condiciones termodinámicas del gas y el tiempo aparente de combustión calculado de forma experimental	256
6.14. Efecto de implementar un ciclo Miller sobre la relación entre la ley de inyección y la de combustión	257
6.15. Evolución temporal de la tasa de liberación de calor (ROHR) durante el proceso de combustión junto con su valor máximo para todas las condiciones de operación ensayadas	259
6.16. Descomposición de la tasa de liberación de calor en el término de tasa y el término de mezcla	260
6.17. Influencia de RCV_{efe} , SOI e Y_{O_2-adm} sobre la temperatura adiabática de llama máxima	263
6.18. Influencia de RCV_{efe} , SOI e Y_{O_2-adm} sobre las emisiones de INO_x	266
6.19. Relación entre la temperatura adiabática de llama máxima y la producción de óxidos de nitrógeno	267
6.20. Influencia de RCV_{efe} , SOI e Y_{O_2-adm} sobre las emisiones de Ihollín	269

6.21. Relación entre la temperatura adiabática de llama al final del proceso de combustión y las emisiones de Ihollín	271
6.22. Comparación entre los diagramas indicadores generados por el ciclo Diesel y las dos versiones del ciclo Miller (EIVC y LIVC)	273
6.23. Resultados de trabajo indicado neto obtenidos mediante el modelo de acción de ondas	274
6.24. Influencia de RCV_{efe} , SOI e Y_{O_2-adm} sobre el consumo indicado neto	275
6.25. Comparación entre el ciclo Miller, el ciclo Atkinson y las otras dos estrategias más convencionales objeto de estudio	277
6.26. Comparación entre el ciclo Miller, el ciclo Atkinson y las otras dos estrategias más convencionales objeto de estudio en condiciones de alta carga	279
6.27. Comparación entre el ciclo Miller y el ciclo Atkinson en términos de emisiones y consumo de combustible	280

Índice de Tablas

4.1. Características del motor monocilíndrico de investigación	104
4.2. Características del freno dinamométrico	115
4.3. Criterio de estabilidad para la temperatura del combustible . .	121
4.4. Variables instantáneas registradas durante la realización de los ensayos	122
4.5. Características de los analizadores disponibles en el equipo de medida de emisiones gaseosas	126
5.1. Condiciones de referencia establecidas para los principales parámetros de operación	158
5.2. Matriz de ensayos para el modo de operación de baja carga B25	166
5.3. Matriz de ensayos para el modo de operación de baja carga B75	167
5.4. Efecto de implementar un ciclo Atkinson sobre las condiciones termodinámicas del gas al inicio del proceso de inyección	171
5.5. Condiciones de referencia utilizadas para realizar el ajuste del modelo de acción de ondas	218
6.1. Condiciones nominales para los principales parámetros de operación	234
6.2. Matriz de ensayos para el modo de operación de baja carga B25	236
6.3. Matriz de ensayos para el modo de operación de alta carga B75	237
6.4. Efecto de implementar un ciclo Miller sobre las condiciones termodinámicas del gas al inicio del proceso de inyección	240
6.5. Comparación entre las correlaciones obtenidas para los resulta- dos correspondientes al ciclo Atkinson y los obtenidos aplicando el ciclo Miller	243

Tabla de símbolos

Latinos

A/F	Relación aire/combustible
c_p	Calor específico a presión constante
E_a	Energía aparente de activación
f	Fracción de mezcla
F_r	Dosado relativo
\bar{F}_r	Dosado relativo medio
h	Entalpía específica por unidad de masa
\bar{h}	Entalpía específica por mol
H	Entalpía absoluta
\bar{k}	Exponente politrópico promedio
K_{mix}	Constante de mezcla para el modelo ACT
LL	Longitud líquida
m	Masa
\dot{m}	Gasto másico
\dot{M}	Flujo de cantidad de movimiento
n	Régimen de giro
N_i, N_j	Número de moles de la especie i, j
NO_x	Óxidos de nitrógeno (NO y NO_2)
p	presión
Q_w	Calor transmitido a las paredes
R_u	Constante universal de los gases perfectos
\bar{s}	Desviación típica muestral
$S(t)$	Penetración del chorro en función del tiempo
s_L	Velocidad de combustión laminar

t	Tiempo
T	Temperatura
u	Velocidad axial del combustible inyectado
	Energía interna específica
V	Volumen
V_D	Volumen desplazado
X	Fracción molar / volumétrica
x	Coordenada axial del chorro
\bar{x}	Media muestral
Y	Fracción másica

Griegos

α_T	Difusividad térmica
γ	Exponente adiabático
Δ	Variación / Incremento
ζ	Pocentaje de aire respecto al estequiométrico
η_v	Rendimiento volumétrico
θ	Ángulo del chorro
ρ	Densidad
τ_r	Tiempo de retraso
ϕ	Diámetro del orificio de inyección

Superíndices

o	Condiciones estándar
-----	----------------------

Subíndices

ad	Relativo a condiciones adiabáticas
adm	Relativo a las condiciones de admisión
air	Relativo al aire (con composición estándar)
Atk	Relativo al ciclo Atkinson
bb	Relativo al <i>blow-by</i>
ch	Relativo al chorro
cil	Relativo a las condiciones en el interior del cilindro
cl	Relativo al eje del chorro (<i>Center line</i>)
D	Relativo al ciclo Diesel
eq	Equivalente

<i>esc</i>	Relativo a las condiciones de escape
<i>evap</i>	Relativo a las condiciones de evaporación
<i>f</i>	Relativo al combustible
<i>form</i>	Formación
<i>fq</i>	Relativo al combustible quemado
<i>g</i>	Relativo al gas
<i>i, j</i>	Especies en reactivos, productos
<i>iny</i>	Relativo a la inyección de combustible
<i>max</i>	Valor máximo
<i>o</i>	Condiciones de salida del orificio de inyección
<i>O2</i>	Relativo a la especie oxígeno
<i>pmx</i>	Relativo a la fase de combustión en premezcla
<i>prod</i>	Relativo a los productos participantes en una transformación química
<i>q</i>	Relativo a las condiciones de mezcla quemada
<i>reac</i>	Relativo a los reactivos participantes en una transformación química
<i>sq</i>	Relativo a las condiciones mezcla sin quemar
<i>st</i>	Relativo a las condiciones estequiométricas (<i>Stoichiometric conditions</i>)
<i>t</i>	Total en el chorro

Siglas y acrónimos

ACT	Tiempo aparente de combustión (<i>Apparent combustion time</i>)
aSol	Después del inicio de inyección (<i>After the start of injection</i>)
CAD	Grado de giro del cigüeñal (<i>Crank angle degree</i>)
EEE	Error estándar de estimación
EGR	Recirculación de gases de escape (<i>Exhaust gas recirculation</i>)
EIVC	Ángulo de cierre de las válvulas de admisión avanzado (<i>Early intake valve closing angle</i>)
EoA	Final de la amplificación de la inyección (<i>End of amplification</i>)
EoI	Final de inyección (<i>End of injection</i>)
EoSI	Final de la etapa estacionaria de la inyección (<i>End of steady injection</i>)
EVC	Ángulo de cierre de las válvulas de escape (<i>Exhaust valve closing angle</i>)
EVO	Ángulo de apertura de las válvulas de escape (<i>Exhaust valve opening angle</i>)
FMI	Fracción de masa inyectada
FMQ	Fracción de masa quemada

HRL	Ley de liberación de calor (<i>Heat release law</i>)
IEGR	Recirculación interna de gases de escape (<i>Internal exhaust gas recirculation</i>)
I _{hollín}	Índice de hollín
INO _x	Índice de óxidos de nitrógeno
IVC	Ángulo de cierre de las válvulas de admisión (<i>Intake valve closing angle</i>)
IVO	Ángulo de apertura de las válvulas de admisión (<i>Intake valve opening angle</i>)
LIVC	Ángulo de cierre de las válvulas de admisión retrasado (<i>Late intake valve closing angle</i>)
LOL	Longitud de <i>lift-off</i> (<i>lift-off length</i>)
MCIA	Motor de combustión interna alternativo
MEC	Motor de encendido por compresión (Diesel)
MEP	Motor de encendido provocado (Otto)
PMI	Punto muerto inferior
PMS	Punto muerto superior
POC	Punto de combustión (<i>Point of combustion</i>)
POI	Punto de inyección (<i>Point of injection</i>)
RCV _{efe}	Relación de compresión volumétrica efectiva
RoHR	tasa de liberación de calor (<i>Rate of heat release</i>)
SoA	Inicio de la amplificación de la inyección (<i>Start of amplification</i>)
SoC	Inicio de combustión (<i>Start of combustion</i>)
SoDC	Inicio de la combustión por difusión (<i>Start of diffusion combustion</i>)
SoI	Inicio de inyección (<i>Start of injection</i>)
VVA	Sistema de distribución variable (<i>Variable valve actuation</i>)
WAM	Modelo de acción de ondas (<i>Wave action model</i>)

Capítulo 1

Introducción

Contenido

1.1. Introducción	1
1.2. Antecedentes y justificación	5
1.2.1. Estrategias para reducción de las emisiones contami- nantes en motores Diesel	5
1.2.2. Entorno científico y tecnológico	9
1.3. Objetivos del estudio y metodología	11
1.3.1. Objetivos	11
1.3.2. Metodología	12
Bibliografía	15

1.1. Introducción

Fue en 1898 cuando el ingeniero francés de origen alemán Rudolf Diesel patentó un nuevo concepto de motor de combustión interna alternativo (MCIA) de cuatro tiempos y alto rendimiento [1]. Este tipo de motor se conoce como motor Diesel o motor de encendido por compresión (MEC). Ya en su concepción, el objetivo era desarrollar un MCIA que se aproximara en la medida de lo posible al motor térmico de máxima eficiencia propuesto por Carnot [2]. Ya en su época, el motor Diesel tenía un rendimiento mucho más elevado que sus dos grandes competidores: la máquina de vapor y el motor Otto o motor de encendido provocado (MEP).

Actualmente, los motores Diesel modernos son versiones extremadamente optimizadas del concepto original de Rudolf Diesel, que han ido evolucionando progresivamente para ajustarse a las exigencias de la sociedad. Aun así, los motores Diesel se siguen caracterizando por su elevado rendimiento térmico en comparación con prácticamente todos los MCIAs, e incluso con la mayoría de plantas de generación de potencia.

En las últimas décadas, los motores Diesel han expandido su campo de utilización¹, penetrando en mercados donde hasta entonces su aplicación era nula o estaba muy restringida. Así pues, es posible encontrar desde grandes motores Diesel estacionarios empleados para generación de electricidad en centrales térmicas capaces de entregar una potencia de hasta 75 – 80 MW con una cilindrada unitaria de 1600 – 1800 litros, hasta pequeños motores Diesel instalados en grupos electrógenos que entregan alrededor de 10 kW con una cilindrada unitaria en torno a 0.2 litros.

En un rango intermedio entre las dos aplicaciones anteriores se encuentran los motores Diesel utilizados como planta motriz en aplicaciones relacionadas con el transporte, ya sea marítimo, por carretera o ferroviario. Ya en este ámbito, los motores Diesel de inyección directa, sobrealimentados y con una cilindrada total de alrededor de 12 litros y unitaria en torno a 2 litros son especialmente adecuados para equipar vehículos dedicados al transporte por carretera de mercancías y/o personas.

La pregunta es *¿por qué el motor Diesel es la mejor opción para este tipo de aplicación?*. El motor Diesel produce más par útil por unidad de potencia que el motor Otto o la turbina de gas. Además, los motores Diesel son mucho más eficientes, fiables y con una vida útil mayor que cualquier otro MCIAs². En resumen, los vehículos pesados equipados con motores Diesel son los más económicos de operar y mantener en la actualidad.

En general, el éxito de los motores Diesel en todo su campo de aplicación se debe a la combinación única de un bajo consumo de combustible junto con una alta fiabilidad y durabilidad, y todo esto a un coste competitivo que los hace especialmente atractivos para el consumidor.

¹Un ejemplo muy característico de la fuerte expansión de la que están siendo objeto los motores Diesel y quizá el más evidente, es el fuerte incremento de su porcentaje de ventas en el mercado de los automóviles. En el año 1999 las ventas en España de automóviles equipados con motores Diesel y gasolina se igualaron por primera vez. Ya en el año 2006 se igualaron las ventas de automóviles equipados con motores Diesel y gasolina en la Unión Europea.

²Actualmente los motores Diesel empleados para equipar vehículos industriales se diseñan para una vida útil de 1.500.000 km, y existen fabricantes que ofrecen una garantía de hasta 800.000 km para sus motores.

Sin embargo, pese a sus evidentes ventajas los motores Diesel generan intrínsecamente elevados niveles de óxidos de nitrógeno (NO_x) y partículas, que son emitidos a la atmósfera como parte constituyente de los gases de escape. Éstos son dos de los principales contaminantes característicos de los MCIA junto con el monóxido de carbono (CO) y los hidrocarburos sin quemar (HC). No obstante, en condiciones normales los motores Diesel emiten muy bajas cantidades tanto de CO como de HC , por lo que estos contaminantes no son problemáticos para este tipo de motores. Mientras que los NO_x se relacionan directamente con el fenómeno conocido como *smog fotoquímico* y en último término con la lluvia ácida, las partículas provocan serios daños para la salud, especialmente las de diámetro menor de 2.5 micras [3].

A finales de la década de los setenta la preocupación por la contaminación ambiental y la calidad del aire comenzó a manifestarse en Estados Unidos. Así pues, la primera regulación anticontaminación propiamente dicha aplicable a motores Diesel dedicados al transporte industrial entró en vigor en este país en 1978 y establecía límites para los cuatro principales contaminantes: NO_x , partículas, CO y HC . En la Unión Europea, la normativa EURO I entró en vigor en 1992 y también regulaba las emisiones de estos cuatro contaminantes.

La figura 1.1 muestra la evolución cronológica de la normativa anticontaminación en Estados Unidos y en la Unión Europea³. Como resultado de la creciente preocupación de la sociedad por el problema de la contaminación ambiental, los gobiernos han respondido globalmente imponiendo una reducción escalonada de los límites permitidos de NO_x y de partículas hasta los niveles extremadamente bajos previstos para los próximos años.

La situación prevista para el año 2010 en cuanto a las normativas anticontaminación a nivel mundial se muestra en la figura 1.2. Estados Unidos, Canadá, la Unión Europea y Japón poseerán las normativas anticontaminación más exigentes aunque es evidente que prácticamente todas las regiones desarrolladas o en vías de desarrollo están realizando significativos esfuerzos para reducir los niveles de emisiones contaminantes.

Así pues, la fuerte inversión que se viene realizando en los últimos años en investigación y desarrollo en el ámbito de los motores Diesel viene condicionada básicamente por dos aspectos. Por un lado la necesidad por parte de los fabricantes de alcanzar niveles de emisiones por debajo de las normativas

³Sólo se consideran los límites para las emisiones de NO_x y de partículas puesto que estos son los contaminantes que plantean un verdadero reto en el desarrollo de los motores Diesel. La normativa EURO VI está previsto que entre en vigor en el año 2012, pero no se ha considerado puesto que los límites no están aún definidos.

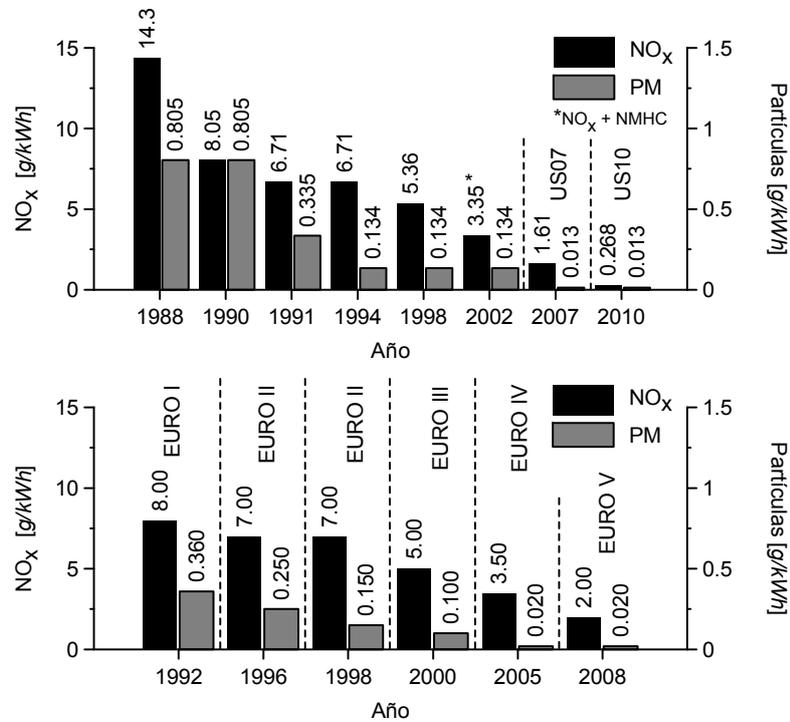


Figura 1.1. Evolución cronológica de la legislación anticontaminación en Estados Unidos (arriba) y en la Unión Europea (abajo). Fuente: www.dieseln.net [4].

para poder introducir sus motores en el mercado, lo cual supone un esfuerzo creciente en consonancia con una legislación cada vez más restrictiva. Por otro lado, las exigencias de los consumidores con respecto a las prestaciones de los motores Diesel. Las expectativas más importantes para el consumidor son mantener la fiabilidad, el bajo coste de mantenimiento y sobretodo el competitivo consumo de combustible característico de este tipo de motores.

Sin embargo, pese a los importantes retos a los que se enfrentan los motores Diesel, su futuro como principal planta de potencia para aplicaciones de transporte pesado parece asegurado. Según afirma Fairbanks [6], *no existe un competidor real en el horizonte tecnológico para el motor Diesel empleado como planta de potencia en camiones pesados, trenes o propulsión marina, donde se requiere un gran par y el motor entrega su potencia nominal de forma continuada.*

Así pues, esta tesis se ha centrado en el estudio de un motor Diesel industrial de cuatro tiempos sobrealimentado, de inyección directa y 1.8 litros de cilindrada unitaria, bien representativo de aquellos que generalmente se emplean en el transporte de mercancías y/o personas por carretera.

1.2. Antecedentes y justificación

El objetivo de este apartado es centrar la presente tesis desde dos puntos de vista. Inicialmente en el subapartado 1.2.1 se ubica la tesis dentro del marco actual de investigación en motores Diesel. Para ello se presentan las diferentes estrategias que presumiblemente serán necesarias para alcanzar niveles de emisiones por debajo de aquellos propuestos por las normativas más exigentes en los próximos años y se indica cuales de estas estrategias serán investigadas durante el desarrollo de esta de tesis. En el subapartado 1.2.2 se contextualiza la tesis desde un punto de vista científico y tecnológico, presentando un esquema de los diferentes proyectos que la Unión Europea viene financiando con el objeto de potenciar la investigación en motores Diesel y describiendo brevemente las características principales del proyecto europeo en el cual se enmarca la presente tesis.

1.2.1. Estrategias para reducción de las emisiones contaminantes en motores Diesel

En el apartado 1.1 se ha presentado la evolución cronológica de la normativa anticontaminante tanto en Estados Unidos como en la Unión Europea, sin embargo el *trade-off* presentado en la figura 1.3 muestra de una forma más evidente el reto científico-tecnológico al que se enfrentan los motores Diesel para alcanzar los niveles de NO_x y partículas exigidos por las normativas futuras.

Existen numerosas estrategias empleadas para la reducción de emisiones contaminantes en motores Diesel de inyección directa, pero todas ellas se pueden clasificar en estrategias internas o externas.

Las **estrategias internas** se fundamentan en la reducción de las emisiones directamente en el interior del cilindro, por lo que es necesario introducir modificaciones en el proceso de combustión. Dentro de estas estrategias se puede realizar una segunda clasificación atendiendo al subsistema del motor encargado de introducir el cambio en el proceso de combustión ya sea de forma directa o indirecta, así es posible distinguir:

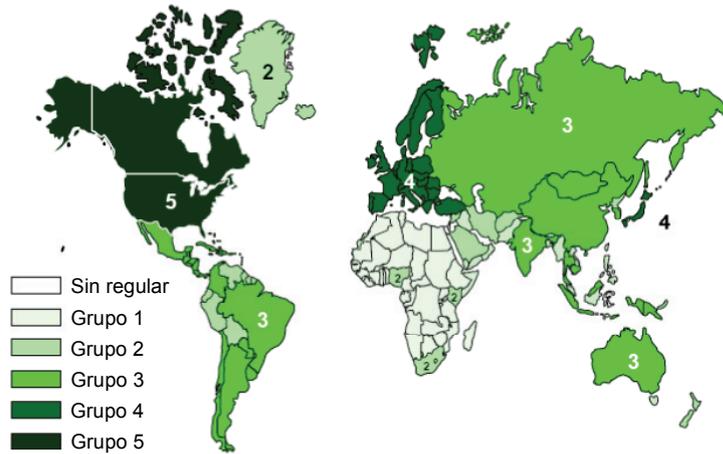


Figura 1.2. Situación prevista para las normativas anticontaminación en el año 2010 a nivel mundial. Los grupos desde 1 hasta 5 representan un incremento en la exigencia de la normativa. Fuente: Charlton [5].

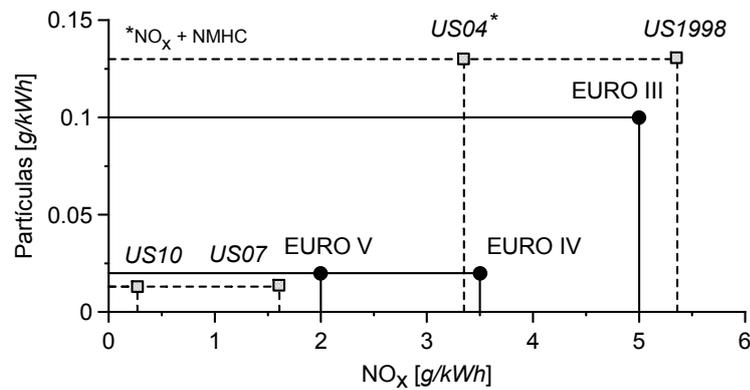


Figura 1.3. Trade-off mostrando la evolución de la normativa anticontaminación aplicable a motores Diesel dedicados al transporte pesado por carretera. En esta figura se observa claramente la dificultad que supone alcanzar la normativa EURO V y especialmente la US10.

- *Estrategias basadas en el proceso de inyección.* En estas estrategias se modifica algún parámetro (o varios simultáneamente) relacionado con el sistema de inyección, que es el encargado de introducir el combustible en el cilindro. Las opciones más prometedoras para el futuro se enumeran a continuación:
 - Retrasar en el inicio de inyección
 - Incrementar la presión de inyección
 - Dividir la inyección en diferentes etapas
 - Introducir inyecciones piloto
 - Introducir postinyecciones
 - Combinar inyecciones piloto y postinyecciones
 - Modificar la geometría de la tobera
- *Estrategias basadas en el proceso de renovación de la carga.* En este tipo de estrategias se introducen modificaciones en los diferentes sistemas que intervienen en el proceso de introducción del comburente (aire o aire más gases de escape) en el interior del cilindro. En este caso, las alternativas que parecen más adecuadas son las siguientes:
 - Incrementar la presión de sobrealimentación
 - Incrementar el porcentaje de gases de escape recirculados y reducir su temperatura (EGR frío)
 - Modificar la relación de compresión efectiva del motor mediante la modificación del ángulo de cierre de la válvula de admisión. Esta estrategia es la base tanto del ciclo Atkinson como del ciclo Miller.

Los numerosos estudios realizados sobre cada una de estas alternativas han demostrado que generalmente las estrategias internas que reducen las emisiones de NO_x incrementan las de partículas y viceversa. Este problema es conocido en el ámbito de la investigación en motores como el *dilema Diesel*.

Las **estrategias externas** se basan en evitar la emisión a la atmósfera de los contaminantes generados durante el proceso de combustión mediante la instalación de dispositivos de post-tratamiento específicos en la línea de escape que son capaces de destruir o retener el contaminante. En este caso, también se puede realizar una segunda clasificación en función del contaminante sobre el que actúa el dispositivo, pudiéndose distinguir:

- *Dispositivos para la eliminación de NO_x .* Existen un gran número de dispositivos de post-tratamiento para reducir las emisiones de NO_x , y

difieren de acuerdo con los límites de emisiones de cada país. Los tres tipos básicos de catalizadores de NO_x son los siguientes:

- Catalizadores de reducción selectivos (SCR)
 - Catalizadores por adsorción
 - Catalizadores pasivos (DeNO_x)
- *Dispositivos para la eliminación de partículas.* Existen básicamente dos tipos de dispositivos de post-tratamiento para reducir las emisiones de partículas:
- Filtros de partículas Diesel (DPF)
 - Trampas de regeneración continua (CRT)

Las estrategias de tipo externo se encuentran completamente fuera del ámbito de estudio del presente trabajo, por lo que para profundizar sobre este tema se pueden consultar las revisiones sobre el estado del arte realizadas por Moser *et al.* [7], McGeehan [8] o más recientemente por Johnson [9].

Recientemente, nuevos conceptos de combustión están siendo investigados con el objetivo de reducir simultáneamente las emisiones de NO_x y de partículas. Una de las opciones más prometedoras y que mejores resultados está ofreciendo es la que se basa en mecanismos de combustión altamente premezclada o incluso homogénea, que reducen o eliminan la fase de combustión por difusión [10]. Sin embargo, la limitación más importante para este tipo de procesos de combustión es que sólo pueden ser utilizados en condiciones de baja carga donde la cantidad de combustible inyectado es muy limitada puesto que en caso contrario se alcanzan condiciones indeseables de detonación o *knocking*. Así pues, en condiciones de alta carga estos sistemas de combustión alternativos no son de aplicación y es necesario mantener al menos parcialmente el proceso de combustión Diesel convencional.

La figura 1.4 muestra las posibilidades que existen a corto y medio plazo para reducir drásticamente las emisiones contaminantes de los motores Diesel. Parece generalmente aceptado que el uso de estrategias externas será absolutamente necesario para alcanzar los límites establecidos por las normativas anticontaminación, pero la contribución de las estrategias internas seguirá siendo interesante ya que aunque no se pueda eliminar la necesidad de dispositivos de post-tratamiento, las estrategias internas contribuyen a reducir su tamaño, precio o a incrementar su duración.

Una vez expuestas las principales posibilidades actuales para la reducción de emisiones en motores Diesel, en la presente tesis se estudian varias de

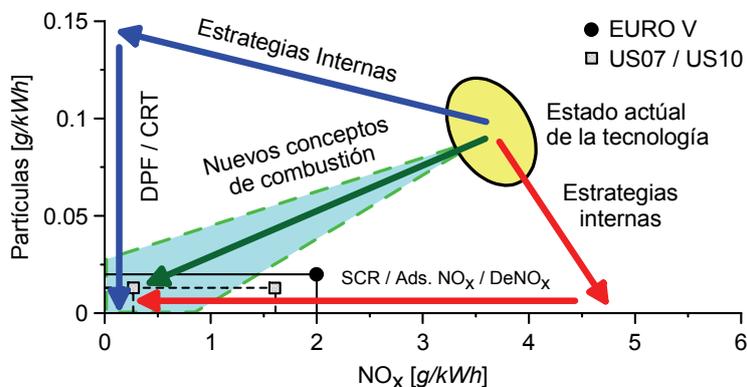


Figura 1.4. Diferentes posibilidades para reducir las emisiones contaminantes de los motores Diesel por debajo de los límites establecidos por las normativas futuras en Estados Unidos y la Unión Europea.

las estrategias internas expuestas anteriormente. Las estrategias principales objeto de estudio están basadas en la *modificación de la relación de compresión efectiva del motor mediante aplicación tanto del ciclo Atkinson como del ciclo Miller* en combinación con otras estrategias más convencionales como son *el retraso del inicio de inyección y la reducción de la concentración de oxígeno en la admisión por medio de la recirculación de gases de escape*.

1.2.2. Entorno científico y tecnológico

La presente tesis se ha realizado en el marco científico-tecnológico propuesto por la Unión Europea hace ya diez años con el objetivo de incentivar la investigación en motores Diesel. Concretamente, esta tesis se ha desarrollado dentro de un proyecto europeo integrado denominado GREEN (*GREEn heavy duty ENgine*).

Los proyectos anteriores al GREEN se integraron bajo la denominación TRUETEC (*“Truck engine technology”*). Estos proyectos han aportado (y siguen haciéndolo) un fuerte soporte para el desarrollo de los diferentes subsistemas estructurales y funcionales del motor Diesel. Así pues, se desarrollaron de forma independiente los sistemas de inyección, post-tratamiento y renovación de la carga con el objetivo de cumplir con las normativas antiemisiones EURO IV y EURO V (2005-2008).

Los resultados de estos proyectos mostraron que en algunos casos las tecnologías desarrolladas no lograban alcanzar niveles por debajo de EURO V,

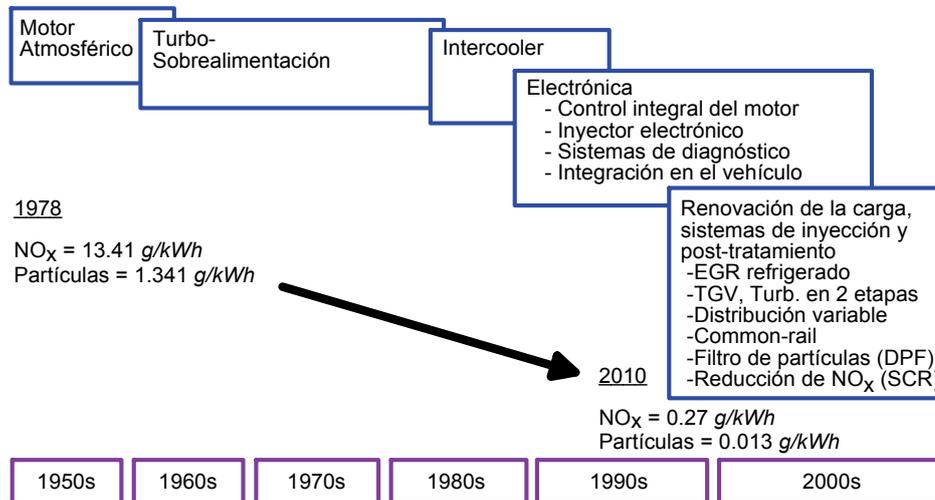


Figura 1.5. Evolución cronológica mostrando la tendencia a la flexibilización de los motores Diesel. Fuente: Charlton [5].

y ninguna de ellas era suficiente para alcanzar niveles de emisiones por debajo de las normativas previstas más allá de 2008. En cuanto al rendimiento térmico, ningún proyecto fue capaz de alcanzar un consumo de combustible mejor que aquel que se obtiene con motores Diesel que cumplen la normativa EURO III.

No obstante, toda la serie de proyectos anteriores al GREEN han aportado un importante avance en una serie de tecnologías aplicadas a motores Diesel, como los sistemas de multi-inyección de fuel, distribución variable, etc. que han supuesto una gran flexibilización de los diferentes subsistemas estructurales de los motores Diesel. En este sentido, en la figura 1.5 se muestra la evolución cronológica de la tecnologías que han sido, son y serán de aplicación en el ámbito de los motores Diesel diseñados para el transporte pesado por carretera. Observando la figura, queda patente la *tendencia hacia la flexibilización* que marca el desarrollo actual de los motores Diesel.

Así, los diferentes subsistemas altamente flexibles deben converger de forma natural en el diseño de un *motor Diesel flexible*. El esfuerzo en investigación actualmente se centra en la integración de estos subsistemas para desarrollar el concepto de motor Diesel flexible que deberá predominar a medio-largo plazo.

En este sentido, el objetivo principal del proyecto GREEN ha sido la generación de una nuevo concepto de motor Diesel para el transporte pesado por carretera basado en la integración inteligente de diferentes

componentes/subsistemas flexibles, la optimización del proceso de combustión y un control realimentado de las emisiones contaminantes basado en modelos.

Dentro de este marco científico-tecnológico, esta tesis en su planteamiento estudia las estrategias para la reducción de contaminantes que fueron definidas en el subapartado 1.2.1 aplicadas en un motor Diesel monocilíndrico de investigación que ya representa el concepto de motor Diesel flexible, pues consta de un sistema de inyección *common-rail* con pistón amplificador integrado en el inyector y un sistema de distribución variable electro-hidráulico sin árboles de levas (sistema *camless*), que es completamente flexible. De hecho el tema principal de investigación de la tesis, que es el estudio del potencial de los ciclos Atkinson y Miller, requiere modificar el ángulo de cierre de las válvulas de admisión. Por lo tanto se explota directamente una de las ventajas que aporta disponer de un sistema *camless* que permite realizar este cambio de forma rápida y eficiente.

1.3. Objetivos del estudio y metodología

En este apartado se describen los objetivos y el alcance de la presente tesis, también se detalla la metodología empleada que permitirá su consecución y la estructura del documento.

1.3.1. Objetivos

El objetivo principal de esta investigación es **determinar y analizar la influencia de los ciclos Atkinson y Miller sobre el proceso de combustión Diesel y su potencial para controlar el nivel de emisiones contaminantes y el consumo de combustible en un motor Diesel de transporte pesado** en diferentes condiciones de operación (grado de carga y régimen de giro) y en combinación con otras estrategias más convencionales, que son el retraso en el inicio de la inyección y la recirculación de gases de escape. La consecución de este objetivo requiere el estudio de diferentes ángulos de cierre para las válvulas de admisión y diferentes condiciones de sobrealimentación.

Sin embargo, existen otros objetivos que también se han planteado en el momento de planificar el estudio y que generalmente son necesarios para la consecución del objetivo principal, estos son:

- **Caracterizar las modificaciones introducidas en cada caso en las condiciones termoquímicas más importantes del gas en el**

interior del cilindro. Puesto que se va a modificar el ángulo de cierre de las válvulas de admisión, es evidente que tanto el ciclo termodinámico de baja presión (admisión-escape) como el de alta presión (compresión-combustión-expansión) se van a ver de alguna manera afectados. Desde el punto de vista del proceso de inyección-combustión las condiciones termoquímicas del gas en el interior del cilindro en el inicio de inyección y durante el propio proceso de combustión son las de mayor relevancia, por lo que el análisis se concentra básicamente en estas condiciones.

- Determinar los efectos que los cambios anteriores introducen en el **proceso de formación de la mezcla aire/combustible.** Las modificaciones que se observen en las condiciones del gas en el cilindro en el inicio de inyección, producirán a su vez cambios en las características del chorro y en el proceso de formación de la mezcla que será necesario evaluar.
- Analizar el **proceso de combustión Diesel convencional.** Establecer y analizar los efectos que se producen en el mecanismo de combustión es uno de los objetivos más importantes de la tesis. Se trata pues de identificar los cambios introducidos en cada una de las diferentes fases del proceso de combustión y proporcionar una fundamentación física para los mismos. La consecución de este objetivo es fundamental para alcanzar el objetivo principal de la tesis, puesto que obviamente la *producción de contaminantes* y el *consumo de combustible* (rendimiento térmico) derivan directamente del propio proceso de combustión.

Finalmente, la comparación con las normativas futuras permite identificar el potencial real de estas estrategias basadas en modificar el ángulo de cierre de las válvulas de admisión. No obstante, optimizar las condiciones operativas del motor no es un objetivo del presente trabajo. Además, los resultados obtenidos mediante la aplicación del ciclo Atkinson y del ciclo Miller se compararán con aquellos obtenidos con otras estrategias más convencionales, que son *el retraso del inicio de inyección* y *el incremento del porcentaje de gases de escape recirculados*.

1.3.2. Metodología

La consecución de los objetivos planteados en este trabajo de investigación requiere la implementación de una metodología adecuada. Por otra parte, es evidente que la propia metodología se ve influenciada por estos objetivos. La metodología propuesta se presenta de forma esquemática en la figura 1.6,

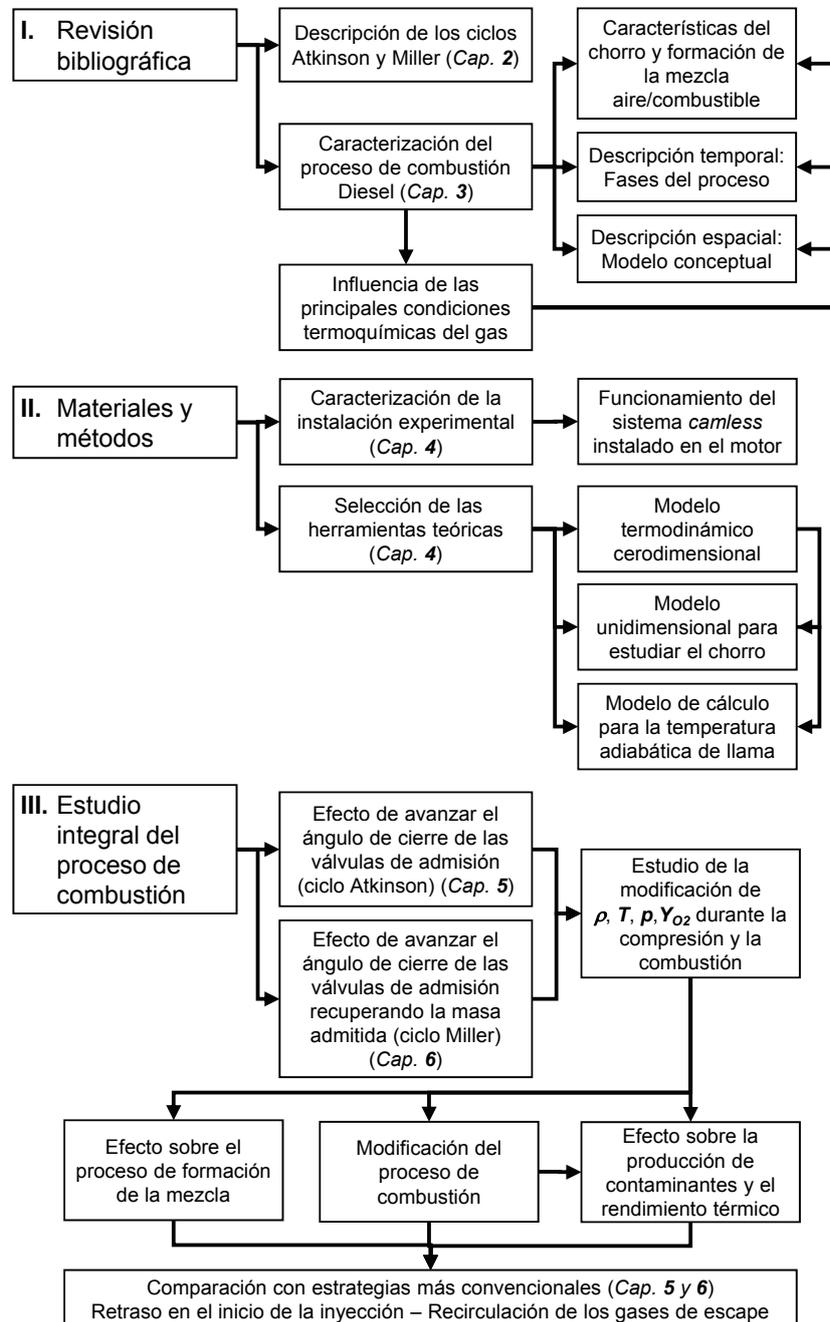


Figura 1.6. Metodología planteada para la consecución de los objetivos de la tesis.

donde también se establece su relación con la estructura del documento. Como se observa en la figura, el planteamiento metodológico consiste en diferentes etapas.

- I. **Revisión bibliográfica.** El objetivo principal de la revisión bibliográfica es contextualizar de forma precisa la tesis en su entorno científico-tecnológico. Por coherencia y claridad a la hora de presentar el estado del arte en los diferentes ámbitos de estudio de la tesis, se ha realizado una división en dos bloques temáticos:
 - *Descripción de los ciclos Atkinson y Miller.* Esta primera parte se desarrolla en el capítulo 2. El punto de partida es la determinación de las diferentes posibilidades que ofrecen los sistemas de distribución variable tanto para MEP como para MEC. Posteriormente se define el ciclo Atkinson original y cómo se puede lograr un nuevo concepto de ciclo Atkinson mediante la modificación del ángulo de cierre de las válvulas de admisión. Finalmente se definen las características del ciclo Miller, que requiere la combinación del avance del ángulo de cierre de las válvulas de admisión y la modificación de las condiciones de sobrealimentación.
 - *Caracterización del proceso de combustión Diesel.* Esta segunda parte se desarrolla en el capítulo 3. Aquí se describen las principales propiedades del chorro y los procesos de formación de la mezcla aire/combustible en motores Diesel de inyección directa. Se dedica una parte del estudio a los procesos de formación de los principales contaminantes y también se presenta una descripción del proceso de combustión desde un punto de vista temporal como espacial, planteando el modelo conceptual que sirve de base para el posterior análisis de resultados.
- II. **Materiales y métodos.** Como en todo estudio de corte básicamente experimental, será necesario describir las características de las herramientas experimentales que se han utilizado durante la realización del mismo. También es necesario seleccionar las herramientas teóricas con las que se va a realizar el análisis de los resultados. A este cometido se ha dedicado específicamente el capítulo 4. Como muestra la figura 1.6, la herramienta teórica básica para este estudio es el modelo termodinámico de diagnóstico desarrollado en el Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, puesto que ciertas salidas de este modelo son las entradas para las otras herramientas teóricas.

III. **Estudio integral del proceso de combustión**⁴. En el capítulo 5 se estudian las posibilidades que ofrece la aplicación del ciclo Atkinson, mientras que en el capítulo 6 se dedica al análisis del potencial del ciclo Miller. En la figura 1.6 se observa que la metodología propuesta propone un *análisis secuencial* del problema, acorde con los objetivos planteados en el apartado 1.3.1. Así, en ambos estudios se comienza identificando la influencia de ambas estrategias sobre las condiciones termoquímicas del gas en el cilindro. Posteriormente se identifican los efectos tanto sobre la formación de la mezcla aire/combustible como sobre el propio proceso de combustión, para finalmente interrelacionar todo lo anterior con la producción de contaminantes y el rendimiento térmico del motor.

Finalmente el capítulo 7 contiene las principales conclusiones de esta tesis y los trabajos futuros propuestos para continuar con la línea de investigación iniciada con el presente trabajo.

Bibliografía

- [1] Diesel R. “Internal combustion engine”. *US Patent Number 608845*, 1898.
- [2] Carnot S. *Reflections on the Motive Power of Fire: And Other Papers on the Second Law of Thermodynamics*. Dover Publications, 2005.
- [3] Wallace W. E., Keane M. J., Murray D. K., Chisholm W. P., Maynard A. D. y Ong T.-M. “Phospholipid lung surfactant and nanoparticle surface toxicity: Lessons from diesel soots and silicate dusts”. *Journal of Nanoparticle Research*, Vol. 9 n° 1, pp. 23–38, 2007.
- [4] “DieselNet: Diesel emissions online”. *Información disponible en <http://www.dieselnets.com>*.
- [5] Charlton S. J. “Developing diesel engines to meet ultra-low emission standards”. *SAE Paper 2005-01-3628*, 2005.
- [6] Fairbanks J. W. “The Diesel engine’s challenge in the new millenium”. *6th Diesel Engine Emissions Reduction (DEER) Conference*, 2000.
- [7] Moser F. X., Sams T. y Cartellieri W. “Impact of future exhaust gas emission legislation on the heavy-duty truck engine”. *SAE Paper 2001-01-0186*, 2001.
- [8] McGeehan J. A. “Diesel engines have a future and that future is clean”. *SAE Paper 2004-01-1956*, 2004.
- [9] Johnson T. V. “Diesel emission control in review”. *SAE Paper 2007-01-0233*, 2007.

⁴Se entiende por estudio integral del proceso de combustión al estudio de los diferentes procesos involucrados en el mismo: el proceso de inyección (características del chorro y formación de la mezcla aire/combustible), el propio proceso de combustión, la formación de contaminantes y el rendimiento térmico.

- [10] Molina S., Novella R. y Riesco J. M. “Analysis of the highly premixed combustion attained by a late injection strategy in an HD diesel engine”. *International Journal of Vehicle Design*, Vol. 40 n° 4, pp. 327–348, 2006.

Capítulo 2

Gestión de la distribución en motores Diesel

Contenido

2.1. Introducción	17
2.2. Estrategias orientadas a modificar el proceso de combustión Diesel	20
2.2.1. Recirculación interna de gases de escape	21
2.2.2. Modificación del <i>swirl</i>	24
2.2.3. Ciclos Atkinson y Miller	26
2.3. Otras estrategias con aplicación en motores Diesel	32
2.3.1. Maximización del rendimiento volumétrico	32
2.3.2. Mejora del comportamiento durante el arranque en frío.....	33
2.3.3. Gestión energética del turbogrupo (transitorios) ..	33
2.3.4. Desactivación de cilindros en cargas parciales	34
2.3.5. Freno motor por descompresión	35
2.4. Síntesis y conclusiones	36
Bibliografía	37

2.1. Introducción

La flexibilización total o parcial del sistema de accionamiento de válvulas, y por lo tanto del diagrama de distribución, abre un abanico de posibles

estrategias para mejorar las características de los MCIA en general y de los motores Diesel en particular. Precisamente entre las estrategias basadas en la gestión de la distribución mediante sistemas VVA se encuentran tanto el ciclo Atkinson como el ciclo Miller puesto que ambas requieren la modificación (y eventualmente el control) del ángulo de cierre de las válvulas de admisión.

Sin embargo, Kapus *et al.* [1] advierten que *en la actualidad los sistemas de distribución variable son ampliamente utilizados en MEP, mientras que en motores Diesel la aplicación de estos sistemas es todavía objeto de gran controversia.* En la misma línea, Lancefield *et al.* [2] afirman que *existen diversos factores por los cuales el potencial de las estrategias basadas en gestionar el diagrama de distribución en motores Diesel mediante la integración de sistemas VVA se encuentra escasamente documentado.* En primer lugar, el reducido espacio entre la válvula y el pistón cuando éste se encuentra en el PMS limita la aplicación de sistemas VVA simples basados únicamente en el desfase del árbol de levas como los generalmente utilizados en motores tipo MEP. Consecuentemente, son necesarios sistemas VVA más flexibles y por lo tanto más complejos y costosos tanto en fase prototipo como en producción. Por otro lado, mientras los progresos en los sistemas de inyección y sobrealimentación han producido ganancias muy significativas con las arquitecturas de motor existentes, existían escasos incentivos para investigar a fondo sistemas VVA más avanzados y flexibles. Por todo lo anterior, existe escasa información publicada sobre la aplicación de estos sistemas en motores Diesel.

Asumiendo estas condiciones de contorno, este capítulo se dedica a presentar una revisión bibliográfica sobre las diferentes estrategias relacionadas con la gestión de la distribución. En general, estas estrategias pueden estar orientadas a optimizar el proceso de renovación de la carga (incluyendo el comportamiento del turbogrupo) y/o los procesos de combustión y formación de contaminantes. En algunos casos el objetivo es mejorar el comportamiento del motor en ciertas condiciones particulares de operación como el arranque el frío, o bien las prestaciones de ciertos equipos auxiliares acoplados al motor térmico como los sistemas de post-tratamiento.

Se trata pues de evaluar críticamente estas estrategias para identificar sus principales ventajas e inconvenientes. En particular, en este capítulo se incide en aquellas estrategias más prometedoras para ser aplicadas en motores Diesel tanto de automoción como industriales y para ello se ha planteado una estructura similar a la propuesta en el esquema de la figura 2.1¹.

¹Una aplicación de los sistemas de distribución variable en motores Diesel consiste en el control de novedosos conceptos de combustión como HCII, PCCI... No obstante, se ha

INTEGRACIÓN DE LOS SISTEMAS DE DISTRIBUCIÓN VARIABLE EN MOTORES DIESEL

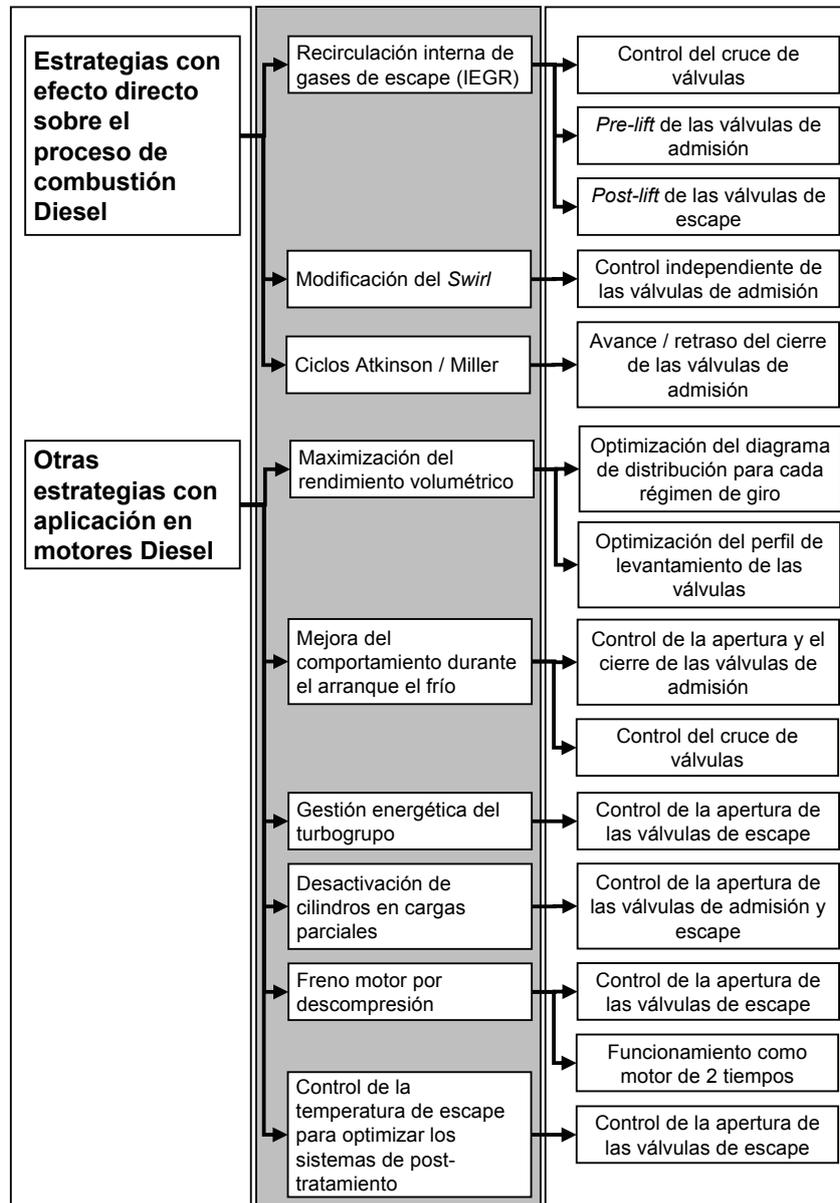


Figura 2.1. Esquema de las principales estrategias basadas en la gestión de la distribución aplicadas en motores Diesel.

De este modo, el apartado 2.2 se dedica a analizar las alternativas orientadas fundamentalmente a modificar las características del proceso de combustión (incluyendo la formación de contaminantes), mientras que aquellas donde los efectos sobre el proceso de combustión son secundarios o inexistentes se introducen en el apartado 2.3.

En consecuencia, los resultados de este capítulo de revisión bibliográfica sirven para interrelacionar el presente trabajo con aquellos situados en su entorno científico y tecnológico, justificando así las razones que han motivado la selección de los ciclos Atkinson y Miller como las estrategias más adecuadas para ser planteadas como objeto de estudio.

Pese a que esta visión general sobre el estado del arte se centrará fundamentalmente en motores Diesel, será estrictamente necesario realizar ciertas referencias a los motores tipo MEP puesto que los sistemas VVA son ampliamente utilizados actualmente en estos motores debido a las innegables ventajas que aportan en términos de reducción del consumo específico de combustible como se discute más adelante. Afortunadamente, en la mayoría de los casos los efectos de las diferentes estrategias aplicadas en MEP serán extrapolables en mayor o menor medida a motores Diesel.

2.2. Estrategias orientadas a modificar el proceso de combustión Diesel

Atendiendo a la clasificación expuesta en la figura 2.1, la flexibilización de la distribución del motor permite la implementación de tres estrategias cuyo objetivo principal es actuar sobre el proceso de combustión Diesel y/o la formación/destrucción de contaminantes², más allá de los efectos colaterales que puedan existir en otros procesos del motor como el de renovación de la carga que obviamente siempre se verá de alguna manera afectado.

En este sentido y como se discute a continuación, cada una de estas tres estrategias modifica en mayor o menor medida diferentes propiedades termodinámicas, químicas o fluidomecánicas del gas encerrado en el interior

considerado conveniente excluir esta aplicación de la presente revisión ya que el objetivo de esta investigación consiste en estudiar fundamentalmente el proceso de combustión Diesel convencional.

²A pesar de que mejorar el comportamiento del motor durante el arranque en frío por medio de la gestión de la distribución también requiere actuar básicamente sobre el proceso de combustión, se ha considerado conveniente clasificarla al margen junto con otras estrategias con aplicación en motores Diesel por tratarse el arranque en frío de una condición especial de operación del motor con carácter fundamentalmente transitorio.

del cilindro y son estos cambios son los que en definitiva ejercen un efecto directo sobre los procesos de combustión y formación de contaminantes.

2.2.1. Recirculación interna de gases de escape

La recirculación de gases de escape (EGR) es una estrategia de uso generalizado en los motores Diesel para la reducción de óxidos de nitrógeno. En la actualidad la gran mayoría de los fabricantes de motores Diesel industriales han optado por implementar un sistema de EGR de tipo externo según una configuración denominada como lazo de alta presión, donde los gases de escape se extraen del circuito de escape aguas arriba de la turbina y se introducen en el circuito de admisión aguas abajo del compresor tras ser previamente refrigerados en un intercambiador de calor específico.

Sin embargo, de acuerdo con Schwoerer *et al.* [3] el EGR externo según un lazo de alta presión presenta una serie de inconvenientes importantes. Por un lado, el coste y la complejidad asociados a esta solución tecnológica se deben fundamentalmente a la necesidad de introducir diferentes sistemas como una turbina de geometría variable o una bomba de EGR que permita transferir gases desde el circuito de escape al de admisión cuando la diferencia de presiones es desfavorable. Por otro lado, el control preciso del porcentaje de EGR durante las evoluciones transitorias del motor es difícil debido principalmente a la mediocre respuesta dinámica del circuito de EGR, relacionada directamente con la necesidad de introducir volúmenes relativamente elevados que incrementan notablemente la inercia del sistema.

Una alternativa para reducir o eliminar la problemática anterior consiste en introducir EGR interno (IEGR). Aplicando esta estrategia se consigue el nivel deseado de gases de escape, que en este caso no se encuentran refrigerados externamente, mediante la gestión adecuada del diagrama de distribución del motor. Debido al elevado número de grados de libertad que ofrece el diagrama de distribución de un motor (ángulos de apertura y cierre, levantamientos máximos o número de eventos de apertura por ciclo), existen diferentes alternativas para producir IEGR en función de las modificaciones introducidas en el perfil de levantamiento de las válvulas tanto de escape como de admisión.

De acuerdo con Sommer *et al.* [4], una alternativa consiste en retener los gases producto de la combustión en el interior del cilindro adelantando el cierre de las válvulas de escape y retrasando la apertura de las válvulas de admisión hasta obtener un cruce de válvulas negativo. Las otras alternativas se basan en introducir un prelevantamiento de las válvulas de admisión durante la carrera de escape o un postlevantamiento de las válvulas de escape durante la

admisión. Estos autores indican que todas estas estrategias son interesantes en combinación con la introducción de EGR de tipo externo puesto que mejoran significativamente la respuesta de éste en condiciones transitorias, si bien el avance del cierre de las válvulas de escape incrementa las pérdidas por bombeo del motor al introducir una recompresión durante el cruce negativo de válvulas.

En esta misma dirección, en el trabajo de investigación presentado por Leroy *et al.* [5] se propone una estrategia de control para combinar EGR externo obtenido mediante un lazo de baja presión con IEGR generado introduciendo un postlevantamiento de las válvulas de escape durante la etapa de admisión. Los autores concluyen que la respuesta en transitorios de este sistema de EGR combinado es mucho más rápida y por lo tanto es de esperar una reducción sustancial de los óxidos de nitrógeno durante las evoluciones transitorias del motor.

Por otra parte, Luján [6] presenta un estudio teórico-experimental detallado de las opciones basadas en introducir un prelevantamiento de las válvulas de admisión o un postlevantamiento de las válvulas de escape en un motor Diesel industrial, utilizando en ambos casos una serie de árboles de levas diseñados para este fin en lugar de un sistema de distribución variable. El autor no realiza un análisis detallado del proceso de combustión ni del impacto sobre la emisión de contaminantes, aunque sí que indica que incluso con los porcentajes relativamente bajos de IEGR (alrededor de un 10%) producidos, existe una reducción significativa en la producción de óxidos de nitrógeno asociada a un incremento de la producción de humos, mientras que en las condiciones de este estudio las prestaciones del motor permanecen generalmente inalteradas. A partir de los resultados obtenidos, este autor concluye que prelevantar las válvulas de admisión produce mejores resultados que postlevantar las de escape, ya que en este último caso se reduce fuertemente el gasto másico de aire (reducción de la relación A/F) y se dificulta la producción de *swirl*.

Millo *et al.* [7] realizan un estudio similar pero en este caso en un motor Diesel de automoción, reportando una reducción en óxidos de nitrógeno máxima de hasta un 13%, sin observar un efecto destacable en la emisión de hollín ni en el consumo específico de combustible.

En esta misma línea, Benajes *et al.* [8] han investigado la alternativa para introducir IEGR en un motor Diesel industrial basada en el prelevantamiento de las válvulas de admisión, mientras que Schwoerer *et al.* [3] ha evaluado la alternativa que consiste en el postlevantamiento de las válvulas de escape en este mismo tipo de motores. En ambos casos los autores obtienen resultados similares, alcanzando una reducción de la emisión de óxidos de nitrógeno de

hasta un 24% junto con el aumento de la emisión de hollín y eventualmente del consumo específico de combustible.

La configuración implementada por Horiuchi *et al.* [9] y Meistrick *et al.* [10] es similar a la propuesta por Schwoerer *et al.* [3], donde se produce IEGR postlevantando las válvulas de escape en condiciones de alta carga con el objetivo de reducir la disipación de calor hacia el sistema de refrigeración, mientras que en baja carga, se introduce EGR de tipo externo y por tanto refrigerado. En media carga los mejores resultados se obtienen combinando ambas soluciones.

Pese a los beneficios que produce la generación de IEGR, la gran desventaja en comparación con el EGR de tipo externo reside en la elevada temperatura a la que se permanecen los productos de la combustión, que no pueden ser convenientemente refrigerados. Este incremento de temperatura del gas admitido (aire más gases recirculados) en comparación con el EGR de tipo externo produce básicamente dos efectos sobre el proceso de combustión Diesel convencional y la emisión de contaminantes que han sido descrito en detalle por Ladommatos *et al.* [11, 12]:

- *Aumento de la temperatura tanto de los gases sin quemar como de la llama durante el proceso de combustión.* Debido a este fenómeno, la reducción en óxidos de nitrógeno obtenida al introducir IEGR es menor que la que se alcanza recirculando EGR externo previamente refrigerado. Además, Ladommatos *et al.* [13] y Hountalas *et al.* [14] coinciden en afirmar que el incremento de la temperatura del EGR aumenta también generalmente la emisión de hollín.
- *Reducción de la masa total admitida debido al fenómeno de estrangulamiento térmico o thermal throttling.* En otro de sus trabajos, Ladommatos *et al.* [15] concluyen que esta reducción en la masa total admitida implica una disminución de la masa de oxígeno contenida en el interior del cilindro. El resultado es no sólo un incremento en las emisiones de hollín, sino también en las emisiones de *CO* y *HC* e incluso también en el consumo específico de combustible.

Debido a las consideraciones anteriores es posible afirmar que, en condiciones de combustión Diesel convencional, la introducción de IEGR en comparación con el EGR externo no produce beneficio alguno sobre el proceso de combustión ni sobre la emisión de contaminantes. En esta misma dirección, Idicheria y Pickett [16] llegan a una conclusión similar cuando afirman que *la influencia de la temperatura del gas en la formación de hollín — mientras se*

desarrolla el proceso de combustión — es tan significativa que la refrigeración del EGR no es una opción, sino una necesidad para cumplir con las futuras normativas anticontaminación.

2.2.2. Modificación del *swirl*

La generación de movimiento en el gas contenido en el interior del cilindro a medida que éste se introduce a través de las válvulas por medio de un diseño adecuado de los colectores de admisión (cuando existen dos válvulas de admisión) y de la gestión de la distribución es una estrategia con aplicación tanto a motores tipo MEP como MEC.

En el caso de su aplicación en MEP, resultados como los obtenidos por Hill y Zhang [17] o por He *et al.* [18] confirman como la generación de movimiento en dirección axial paralela al eje del cilindro (*tumble*) o en menor medida en dirección tangencial (*swirl*) durante la carrera de admisión favorece posteriormente el fenómeno de propagación de la llama tras la carrera de compresión. Esto se debe a que en el entorno del punto muerto superior cuando se desarrolla el proceso de combustión el macromovimiento de (*tumble*) se desintegra dando lugar a la generación de turbulencia en el interior de la cámara, aumentando de este modo la velocidad de combustión y reduciendo la dispersión cíclica característica del proceso de combustión que acontece en este tipo de motores. El resultado final es un incremento del rendimiento térmico y una reducción importante en las emisiones de *CO* y *HC*.

Estas ventajas son si cabe más evidentes cuando estos motores operan en condiciones de mezcla pobre, donde Matsuki *et al.* [19] afirman que generando un alto nivel de *swirl* es posible incrementar la potencia ofrecida por el motor en comparación con los resultados obtenidos sin *swirl*. Recientemente, Lee *et al.* [20] han confirmado experimentalmente como la generación combinada de *tumble* y *swirl* es la estrategia más efectiva para obtener una combustión más estable y rápida, o en el caso de MEP de inyección directa donde diferentes autores indican que las características del movimiento del gas en el interior del cilindro son esenciales para lograr una correcta estratificación de la mezcla, una adecuada distribución de dosados locales y finalmente para reducir el impacto del chorro líquido con la superficie del pistón [21–24].

En el caso de motores Diesel, es mucho más relevante el movimiento de *swirl* que el movimiento de *tumble*. En este caso el efecto que se pretende conseguir es optimizar la localización espacial del conjunto chorro/llama en el interior de la cámara de combustión y por lo tanto el aprovechamiento del oxígeno contenido en el gas atrapado en el cilindro, estando la generación

de turbulencia dominada fundamentalmente por la energía introducida por el chorro inyectado. Generalmente uno de los colectores se diseña para maximizar el rendimiento volumétrico y se denomina colector de llenado mientras que el colector tangencial se diseña para dotar al gas de un movimiento rotacional precisamente en dirección tangencial a medida que éste se introduce en el cilindro. Si se desea una generación de *swirl* aún mas intensa, se puede optar todavía por un tercer tipo de colector denominado colector helicoidal.

Tras realizar un trabajo de investigación exhaustivo, Benajes *et al.* [25] concluyen que el nivel de *swirl* afecta significativamente tanto al proceso de combustión Diesel como a la formación de contaminantes. En líneas generales, a medida que el nivel de *swirl* aumenta desde condiciones de flujo sin *swirl* hasta un determinado nivel, se incrementa notablemente la intensidad de la fase de combustión en premezcla y ligeramente la de la fase de combustión por difusión rápida³. Por otro lado, en términos de emisiones se observa un incremento en los óxidos de nitrógeno mientras que la emisión de hollín disminuye. Todos estos efectos se deben principalmente a la optimización de la localización espacial del conjunto chorro/llama, que favorece el proceso de mezcla entre el gas y el combustible inyectado.

Sin embargo, estos mismos autores junto con otros como McCracken y Abraham [26] coinciden en indicar que existe un nivel de *swirl* óptimo a partir del cual se produce un deterioro rápido e importante del proceso de combustión por difusión que se identifica por la reducción de la tasa de liberación de calor durante dicha fase y por el incremento en la duración de la combustión. Este fenómeno esta asociado a la interacción entre los diferentes chorros que se inyectan simultáneamente, ya que al producirse solape espacial entre ellos se reduce drásticamente la superficie del chorro disponible para interactuar con el gas ambiente. El resultado principal es un acusado incremento en las emisiones de hollín, si bien las emisiones de óxidos de nitrógeno disminuyen.

Este nivel de *swirl* óptimo no es único, sino que depende en gran medida de condiciones de contorno como el grado de carga, el régimen de giro, la geometría de la cámara de combustión y las condiciones de inyección. Por ello resulta interesante disponer de un sistema de gestión de la distribución completamente flexible que permita controlar en cada caso el nivel de *swirl* en función de las condiciones de operación.

No obstante, existen soluciones tecnológicas mucho más sencillas para controlar el nivel de *swirl* que el accionamiento variable de las válvulas, como por ejemplo la instalación de válvulas de mariposa en los colectores

³Estas fases junto con el resto de las etapas en las que se divide convencionalmente el proceso de combustión Diesel se explican con detalle en la sección 3.3 del capítulo siguiente.

de admisión para regular la sección de paso y de este modo la generación de *swirl* en el interior del cilindro. Pese a que Adolph *et al.* [27] han demostrado experimentalmente que la reducción del levantamiento máximo de las válvulas de admisión dotadas de chaflanes para generar *swirl* proporciona mejores resultados que estrangular el colector de llenado mediante una válvula de mariposa en términos de emisiones y rendimiento del motor para el mismo nivel de *swirl*, parece que actualmente este beneficio no justifica por sí mismo la implementación de un sistema de distribución flexible.

2.2.3. Ciclos Atkinson y Miller

El ciclo Atkinson fue desarrollado por James Atkinson durante la década de 1880, y patentado en 1887 [28]. El objetivo en ese momento era incrementar el rendimiento térmico de los motores tipo MEP que operaban según un ciclo Otto. En un MCIA convencional de cuatro tiempos, la presión del gas contenido en el cilindro en el instante en el que se abren las válvulas de escape es siempre superior a la presión existente en el sistema de escape, por lo que al menos parte de la energía disponible en el gas se disipa durante el proceso de escape. Sería posible incrementar el trabajo indicado por ciclo si se realizara una expansión adicional hasta que la presión del gas en el interior del cilindro se iguale con la presión en el sistema de escape, abriendo en ese instante las válvulas de escape.

Como se muestra de forma ilustrativa en la figura 2.2, el ciclo Atkinson se implementó originalmente extendiendo la carrera de expansión y manteniendo constante la carrera de compresión por medio de complejas soluciones mecánicas. En esta figura es evidente como la clave para obtener mayor trabajo indicado del ciclo y con ello mayor rendimiento térmico en comparación con el ciclo Otto o Diesel equivalente (misma relación de compresión) consiste precisamente en su mayor relación de expansión. Este resultado ha sido teóricamente confirmado por Kamiuto [29] por medio de una comparación termodinámica detallada entre diferentes ciclos ideales (incluyendo los ciclos Otto, Diesel y Atkinson), siendo el ciclo Atkinson el que produce mejor rendimiento térmico sólo superado por el ciclo de Carnot. También Hou [30] realiza un análisis termodinámico comparando únicamente los ciclos Otto y Atkinson, concluyendo que efectivamente el incremento de rendimiento térmico se debe a la mayor relación de expansión. Una validación experimental de este resultado se puede encontrar en el trabajo de Watanabe *et al.* [31], quienes comparan un motor similar operando con un ciclo Otto y Atkinson, obteniendo en el segundo caso un incremento en el rendimiento térmico del motor de alrededor de un 4%.

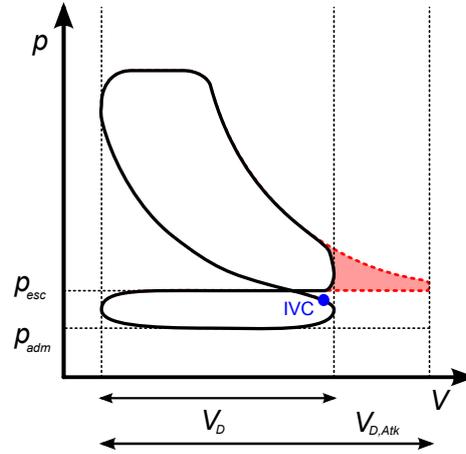


Figura 2.2. Esquema correspondiente al ciclo Atkinson original.

Sin embargo, para extender la relación de expansión es necesario incrementar el volumen desplazado. Asumiendo que la energía suministrada al sistema por el proceso de combustión es la misma que en el caso del ciclo original, se reducen tanto la presión media indicada como la potencia específica (tanto en kW/m^3 como en kW/kg) suministradas por el motor.

A partir de esta idea inicial, una nueva versión del ciclo Atkinson⁴ se puede implementar fácilmente flexibilizando el diagrama de distribución del motor y sin modificar la configuración estándar de pistón, biela y cigüeñal. En este caso la relación de expansión es constante y se ajusta la relación de compresión efectiva del motor bien adelantando (figura 2.3(a)) o bien retrasando (figura 2.3(b)) el ángulo de cierre de las válvulas de admisión, sin modificar las presiones de admisión y escape.

En motores tipo MEP de cuatro tiempos la gestión del ángulo de cierre de las válvulas de admisión es una estrategia cuyo uso se encuentra ampliamente generalizado. Sin embargo, como se indica en la revisión sobre diferentes métodos para incrementar el rendimiento térmico de este tipo de motores realizada por Kutlar *et al.* [32], el objetivo fundamental que se persigue con ello es la reducción del trabajo de bombeo en condiciones de operación correspondientes a cargas parciales. En estas condiciones, la

⁴Existe controversia en el nombre asociado a esta nueva versión del ciclo y en muchas ocasiones recibe la denominación de ciclo Miller. Sin embargo, en este trabajo y para evitar confusiones se ha preferido mantener la denominación de ciclo Atkinson, reservando el nombre de ciclo Miller para el aquél que se describirá más adelante.

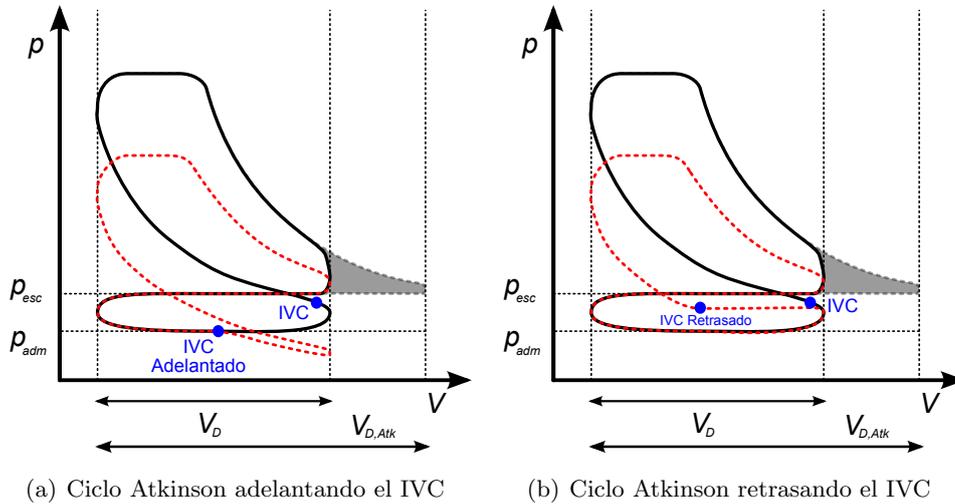


Figura 2.3. Descripción del ciclo Atkinson.

regulación cuantitativa de la carga se consigue precisamente adelantando o retrasando el ángulo de cierre de las válvulas de admisión sin estrangular el flujo de aire que circula por el colector de admisión mediante una válvula de mariposa convencional. Son numerosos los resultados que han demostrado la efectividad de esta estrategia para reducir drásticamente las pérdidas por bombeo y mejorar el rendimiento térmico de este tipo de motores en condiciones de carga parcial [33–35]. En cualquier caso, sustituir el ciclo Otto por un ciclo Atkinson adelantando o retrasando el ángulo de cierre de las válvulas de admisión en motores tipo MEP implica una reducción de la masa de aire/combustible atrapada en el interior del cilindro y con ello se reduce obligatoriamente la potencia específica entregada por el motor.

Por el contrario, al implementar un ciclo Atkinson en motores Diesel únicamente se reduce la masa de gas atrapada en el cilindro mientras que la cantidad de combustible inyectado puede mantenerse constante dentro de unos límites razonables de dosado relativo. Así pues, si se mantiene la masa de combustible inyectado por ciclo constante las diferencias en términos de potencia específica entre el ciclo Diesel original y el ciclo Atkinson van a depender principalmente de las modificaciones introducidas en los procesos de compresión y expansión, en el proceso de combustión y en el lazo de bombeo que involucra el comportamiento del turbogrupo si lo hubiera.

En relación con el proceso de combustión y la formación de contaminantes en motores Diesel, adelantar o retrasar el ángulo de cierre de las válvulas de

admisión para implementar un ciclo Atkinson produce diferentes efectos sobre las condiciones termodinámicas del gas atrapado en el cilindro tras el proceso de compresión. En primera instancia la reducción de la masa admitida implica una menor densidad, mientras que la reducción de la relación de compresión efectiva del motor da como resultado un decremento tanto de la presión como de la temperatura del gas. En el capítulo 3 se describe como estas condiciones termodinámicas del gas determinan en gran medida las características del proceso de mezcla del chorro y su posterior combustión en motores Diesel⁵.

En términos de emisiones contaminantes y rendimiento térmico, en el estudio teórico realizado por Parvate-Patil *et al.* [36] mediante un modelo de acción de ondas aplicado a un motor Diesel monocilíndrico se indica explícitamente que la formación de óxidos de nitrógeno disminuye debido a la reducción en la temperatura del gas atrapado en el cilindro, aunque no se hace mención alguna sobre lo que ocurre con la formación de partículas ni con el rendimiento del motor. Lancefield *et al.* [37], tras modelar un motor Diesel policilíndrico equipado con turbogrupo, observan una reducción en el consumo específico de combustible de alrededor de un 2% en el caso de adelantar el cierre de las válvulas de admisión y de un 1% retrasando dicho ángulo. Sin embargo, los autores no modifican la ley de liberación de calor al modelar las condiciones correspondientes al ciclo Atkinson y por ello es difícil valorar estos resultados, además no identifican si este comportamiento se debe únicamente a las variaciones del punto de operación del turbogrupo. Finalmente tampoco aportan información sobre la evolución de las emisiones contaminantes.

Riesco [38] presenta resultados experimentales aplicando el ciclo Atkinson en un motor Diesel monocilíndrico operando en baja carga donde se observa una reducción simultánea de las emisiones de óxidos de nitrógeno y hollín, junto con un incremento del consumo específico de combustible. En este caso se produce un cambio en la tipología del proceso de combustión al implementar el ciclo Atkinson, puesto que la reducción de temperatura del gas se traduce en un incremento del tiempo de retraso y finalmente de la fase de combustión en premezcla, lo que justifica la reducción observada en las emisiones de hollín. Este comportamiento no es extrapolable a condiciones de combustión Diesel convencional controlada fundamentalmente por mezcla. Lombard y Le Forrestier [39] realizan un estudio similar en este caso en un motor Diesel policilíndrico equipado con turbogrupo obteniendo resultados ciertamente muy semejantes, pero también influenciados por el cambio de tipología de combustión y adicionalmente por el comportamiento del turbogrupo.

⁵También ocurre lo mismo en motores tipo MEP, aunque no se va a profundizar en ello puesto que este trabajo de investigación está orientado a motores Diesel.

Para evitar la reducción de la potencia específica en motores tipo MEP, en la década de 1950 Miller [40, 41] propuso incrementar la presión de sobrealimentación (y por supuesto la de escape en el caso de motores equipados con turbogruppo) con el objeto de recuperar la masa atrapada en el cilindro. Este ciclo termodinámico recibe el nombre de ciclo Miller y en el caso de motores Diesel permite recuperar el dosado relativo del motor original y también la densidad en cámara, siendo ambos parámetros fundamentales para el desarrollo del proceso de combustión. La figura 2.4(a) muestra un esquema de un ciclo Miller implementado adelantando el cierre de las válvulas de admisión, mientras que en la figura 2.4(b) se ha implementado este ciclo retrasando dicho cierre. Como se observa en ambos esquemas, una vez recuperado el nivel original de densidad la menor relación de compresión efectiva del motor da como resultado una reducción de la presión que éste alcanza tras el proceso de compresión y, de acuerdo con la ecuación de los gases perfectos, también de su temperatura.

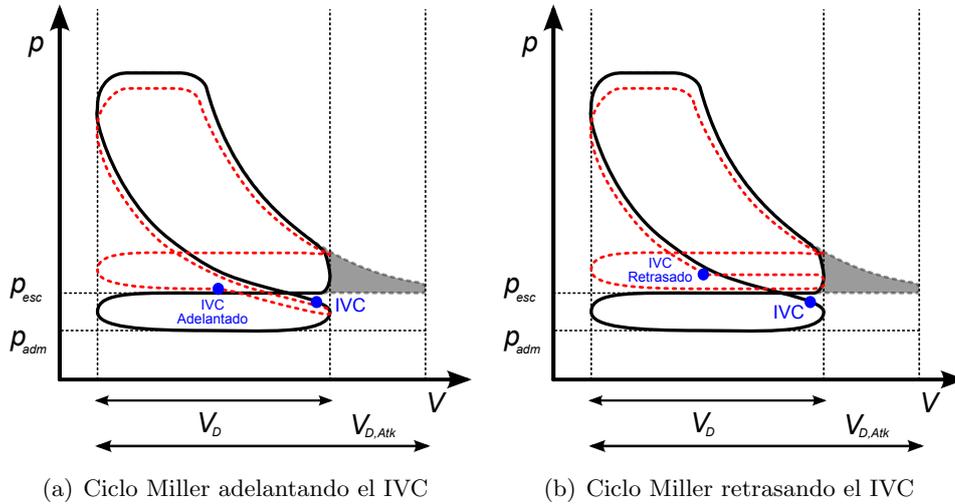


Figura 2.4. Descripción del ciclo Miller.

Millo *et al.* [42] indican que el ciclo Miller es un concepto conocido que ha sido tradicionalmente implementado en diferentes tipos de motores con el objetivo principal de incrementar la potencia del motor manteniendo las sollicitaciones térmicas y mecánicas dentro de unos límites aceptables.

Sin embargo, su potencial para reducir las emisiones de óxidos de nitrógeno ha renovado el interés en esta estrategia en la última década. Estos autores realizan un estudio teórico de esta estrategia con un modelo de acción de

ondas ajustado a un motor Diesel industrial policilíndrico sobrealimentado en dos etapas. En este estudio adelantan el cierre de las válvulas de admisión e incrementan la presión de sobrealimentación hasta mantener constante la presión en el punto muerto inferior en lugar de la masa atrapada en el cilindro, que en este caso aumenta ligeramente. Pese a esta pequeña discrepancia respecto a la definición de ciclo Miller aceptada en el presente trabajo, los resultados son en gran medida comparables.

Puesto que los autores utilizan un modelo fenomenológico para reproducir el comportamiento del proceso de combustión, no hacen ninguna referencia a los efectos que se producen sobre éste. Por otra parte, los resultados obtenidos confirman el potencial del ciclo Miller para disminuir las emisiones de óxidos de nitrógeno hasta un 10% con una ligera reducción del consumo específico de combustible de alrededor de un 2%, mientras que las emisiones de hollín se mantienen constantes.

Tras observar la escasa literatura existente sobre la aplicación de los ciclos Atkinson y Miller en motores Diesel, parece que los efectos sobre el proceso de combustión no han sido todavía bien caracterizados. En cuanto a la evolución sobre las emisiones, existe cierto consenso sobre la reducción en óxidos de nitrógeno debida fundamentalmente a la reducción de la temperatura durante la combustión.

En relación con las emisiones de hollín, éstas siguen siendo objeto de estudio ya que generalmente en la mayoría de las investigaciones prevalece un enfoque teórico utilizando modelos fenomenológicos para identificar la formación/destrucción del hollín durante el proceso de combustión, cuya precisión es en muchos casos discutible.

También existe cierta controversia sobre el potencial de estos ciclos para incrementar el rendimiento térmico de los motores Diesel donde el potencial de mejora asociado a la optimización del trabajo de bombeo es limitado. En este sentido, generalmente se observa una ligera disminución del consumo de combustible que se asume producida por la mayor relación de expansión frente a la de compresión. Sin embargo en los resultados reportados en la literatura no es posible atribuir únicamente a las modificaciones introducidas en el diagrama indicador del motor, ya que existen efectos asociados al comportamiento del turbogruppo o a las diferencias introducidas en el proceso de combustión.

2.3. Otras estrategias con aplicación en motores Diesel

De acuerdo nuevamente con la clasificación expuesta en la figura 2.1, la disponibilidad de un sistema de gestión de la distribución del motor flexible ofrece la posibilidad de introducir diversas estrategias que en principio son de aplicación en motores Diesel. A diferencia de las estrategias comentadas en el apartado anterior, el objetivo principal en este caso no es modificar las características del proceso de combustión, sino que en estas estrategias están orientadas a optimizar otros procesos o sistemas del motor o bien ciertas condiciones especiales de operación. En algunos casos, se produce cierta interacción con el proceso de combustión y la emisión de contaminantes, que se verán en cierta medida afectados.

Este tipo de estrategias no se encuentran por lo general ampliamente documentadas y por ello se realiza una revisión fundamentalmente descriptiva de las mismas resaltando sus características principales junto con las ventajas y los inconvenientes asociados.

2.3.1. Maximización del rendimiento volumétrico

Los sistemas de distribución variable altamente flexibles permiten optimizar con gran precisión el diagrama de distribución en función del régimen de giro y el grado de carga para maximizar el rendimiento volumétrico del motor. A pesar de que esta estrategia es más adecuada para motores tipo MEP cuyo intervalo de regímenes de giro es más amplio, también ofrece beneficios en el caso de motores Diesel.

Existen ciertos estudios al respecto como los realizados por Lancefield *et al.* [37] o Tai *et al.* [43] donde se confirma la posibilidad de aumentar la presión media efectiva entregada por el motor y/o reducir el consumo específico de combustible mediante la aplicación de esta estrategia. Para ello, en ambos casos se modifica el ángulo de cierre de las válvulas de admisión y el de apertura de las válvulas de escape. Esto último es necesario ya que al tratarse de motores sobrealimentados por turbogruppo, el comportamiento del motor está fuertemente influenciado por el balance entre la energía utilizada directamente en el cilindro y la recuperada en la turbina situada en el escape.

Los datos aportados por los anteriores autores indican una reducción en el consumo específico de combustible de alrededor de un 5% en términos generales, aunque en condiciones de operación más favorables de bajo régimen y carga parcial parece que el beneficio que se puede obtener es mayor.

2.3.2. Mejora del comportamiento durante el arranque en frío

Existen fundamentalmente tres estrategias que permiten optimizar el comportamiento del motor durante la etapa de arranque en frío y el transitorio hasta alcanzar las temperaturas de operación modificando el diagrama de distribución.

De acuerdo con Sommer *et al.* [4], la primera de ellas consiste en introducir IEGR para incrementar la temperatura en el interior del cilindro. En este caso, las temperaturas más elevadas se alcanzan avanzando el cierre de las válvulas de admisión hasta obtener un cruce negativo de válvulas. Según confirman Peng *et al.* [44], con esta estrategia es posible favorecer el proceso de autoignición del combustible y la estabilidad del proceso de combustión durante la etapa de arranque en frío. Por otra parte, la emisión de óxidos de nitrógeno tiende a disminuir mientras que la de hollín se incrementa.

Como indican Anca *et al.* [45], la segunda estrategia consiste en adelantar el cierre de las válvulas de admisión hasta situarlo en el entorno del punto muerto inferior, logrando aumentar de este modo la relación de compresión volumétrica del motor y por lo tanto la presión y la temperatura alcanzadas en el punto muerto superior. Fessler y Genova [46] han evaluado esta alternativa (junto con la producción de IEGR y la desactivación de cilindros) observando una disminución en las emisiones de CO y HC , junto con una reducción del tiempo necesario para alcanzar las condiciones estacionarias.

La tercera y última de las estrategias propuesta en este caso por Kapus *et al.* [1] consiste en retrasar la apertura de las válvulas de admisión y generar un trabajo de bombeo adicional que finalmente se traduce en un incremento de la temperatura al final de la etapa de compresión de entre 60 y 70 °C. Sin embargo este mismo efecto se puede conseguir de manera tecnológicamente más sencilla con una válvula de mariposa situada en la admisión, por lo que un sistema de distribución variable no es estrictamente necesario.

2.3.3. Gestión energética del turbogrupo (transitorios)

En un motor Diesel turboalimentado existe un acoplamiento energético entre los cilindros y el turbogrupo, y precisamente de la optimización de este acoplamiento energético depende principalmente el buen funcionamiento del conjunto motor. Un parámetro importante para regular dicho acoplamiento es precisamente el ángulo de apertura de las válvulas de escape.

Serrano [47] presenta un estudio teórico prospectivo mediante un modelo de acción de ondas a partir del cual concluye que efectivamente el comportamiento

del motor en transitorios de carga se ve influenciado por el ángulo de apertura de la válvula de escape. Al adelantar la apertura del escape se dispone de mayor contenido energético en los gases de escape que fluyen hacia la turbina y además se reducen las pérdidas por bombeo debido a la disminución de la etapa de escape inducido aunque por el contrario, aumenta la diferencia de presiones entre el interior del cilindro y el colector de escape apareciendo más fácilmente condiciones sónicas en la válvula con la pérdida energética asociada.

Posteriormente Benajes *et al.* [48], tras realizar un estudio similar afirman que retrasando la apertura del escape es posible mejorar el comportamiento del motor durante un transitorio de carga, aunque observan efectos negativos sobre el valor máximo de la presión media efectiva entregada por el motor al final del proceso. Para el motor en particular utilizado en este estudio, a bajo régimen de giro se puede llegar a reducir el tiempo de duración de este transitorio hasta un 11 %.

En otro trabajo, Benajes *et al.* [49] indican que la elevadas velocidades de apertura y cierre de las válvulas que se alcanzan con sistemas de distribución variable tipo *camless* donde el accionamiento es electrohidráulico permite mejorar de forma importante las prestaciones de los motores Diesel turboalimentados durante los transitorios de carga. Los autores justifican este resultado atendiendo a la menor pérdida energética que experimenta el gas a medida que se expulsa del cilindro a través de las válvulas de escape, que implica directamente un incremento en la energía disponible en la turbina. De forma adicional, los resultados de este trabajo de investigación muestran beneficios similares para alta carga y condiciones estacionarias.

2.3.4. Desactivación de cilindros en cargas parciales

En un motor equipado con un sistema de distribución flexible y con un número suficiente de cilindros (generalmente 6 o más), la desactivación de cilindros es una estrategia que se puede implementar fácilmente anulando tanto los eventos de apertura y cierre de las válvulas como la introducción de combustible del cilindro objetivo. Mediante la desactivación de cilindros se consigue que los cilindros activos operen con mayor presión media indicada para una misma presión media efectiva total. El objetivo que se persigue con esta estrategia difiere en función del tipo de motor sobre el que ésta se aplica.

Para el caso de motores tipo MEP con regulación cuantitativa del grado de carga, el objetivo que se pretende conseguir mediante la desactivación de cilindros es fundamentalmente la reducción en el consumo específico de combustible, ya que en este tipo de motores las pérdidas por bombeo aumentan

a medida que se reduce el grado de carga debido al estrangulamiento de la admisión por la válvula de mariposa. De acuerdo con Rebbert *et al.* [50] mediante esta estrategia se reduce el nivel de estrangulamiento requerido en la admisión, se mejora el proceso de combustión por ser las condiciones en los cilindros activos más favorables y se reducen las pérdidas mecánicas al eliminar el accionamiento de válvulas de los cilindros inactivos. Los resultados presentados por Kreuter *et al.* [51] o por Leone y Pozar [52] confirman experimentalmente el potencial de esta estrategia, que permite reducir el consumo de combustible hasta un 20 % en condiciones de baja carga.

Para el caso de motores Diesel, la desconexión de cilindros ofrece diferentes posibilidades. Fessler y Genova [46] afirman que aplicando esta estrategia (junto con el avance del ángulo de cierre de las válvulas de admisión y la introducción de IEGR) se reduce la duración del transitorio de arranque en frío y las emisiones de *CO* y *HC* durante este período. Por otra parte, Leet *et al.* [53] confirman la posibilidad de utilizar la desactivación de cilindros para conseguir incrementar la temperatura de escape durante la etapa de arranque en frío (o en baja carga) y así conseguir la temperatura de conversión requerida para el correcto funcionamiento de los catalizadores de oxidación.

2.3.5. Freno motor por descompresión

Según explican Fessler y Genova [46], en el caso de vehículos equipados con motores Diesel industriales resulta interesante utilizar el motor como freno auxiliar para reducir el desgaste de los frenos durante los períodos en los que se requiere realizar frenadas continuas. Una estrategia con la que se consiguen elevadas potencias de frenado en motores que disponen de sistemas de accionamiento de válvulas flexibles consiste en descomprimir los gases previamente comprimidos que se encuentran en el cilindro justo antes de alcanzar el punto muerto superior. En este caso, la energía de frenado está asociada con el trabajo de compresión realizado por el pistón para elevar la energía interna (la temperatura) de los gases, por lo que el motor está sometido a importantes solicitaciones térmicas. Estos autores proponen tres alternativas para producir el efecto de freno motor por descompresión.

La primera de ellas coincide con la propuesta por otros autores como Hu *et al.* [54] o Meistrick *et al.* [10] y se corresponde con el método más simple. En este caso se realiza una apertura adicional de las válvulas de escape que permite la descompresión del gas justo antes de que se produzca la expansión del mismo. De este modo, la energía introducida en forma de trabajo durante la carrera de compresión no es recuperada durante la fase de expansión. De

esta forma es posible generar una potencia de frenado de hasta el 80 % de la potencia entregada por el motor en condiciones de combustión.

La segunda alternativa recibe el nombre de *sistema combinado* y ha sido evaluada también por Hu *et al.* [55]. Se trata de aumentar la potencia de frenado incrementando la presión al cierre de las válvulas de admisión. Esto se consigue llenando el cilindro con gases procedentes del conducto de escape que se encuentra a mayor presión que el de admisión, por ello en lugar de abrir las válvulas de admisión, durante la etapa de admisión se abren las de escape. Los resultados indican que es posible alcanzar de este modo una potencia de frenado correspondiente a un 100 % de la potencia entregada por el motor en condiciones de combustión.

La última alternativa consiste en realizar un ciclo de descompresión por cada vuelta completa del cigüeñal, lo que implica pasar a un modo de funcionamiento como motor de dos tiempos. En este caso, Fessler y Genova [46] constatan como con una gestión óptima de la distribución se alcanzan potencias de frenado por encima del 150 % de la potencia entregada por el motor en condiciones de combustión. Esta aproximación ha sido investigada por Yang [56] obteniendo resultados similares, con potencias de frenado mayores a las alcanzadas con el motor operando en modo cuatro tiempos.

2.4. Síntesis y conclusiones

En este capítulo se ha realizado una revisión sobre el estado del arte en relación con la aplicación de los sistemas de distribución variable en motores Diesel con el objetivo de determinar cuales son las estrategias que en principio resultan más prometedoras y que deberán focalizar los esfuerzos de investigación en los próximos años.

Tras el análisis detallado de la literatura existente sobre el tema, parece que las dos estrategias que podrían ser de aplicación en un futuro para modificar las características del proceso de combustión y/o la formación de contaminantes en el ámbito de los motores Diesel son el EGR interno y la gestión del ángulo de cierre de las válvulas de admisión para implementar ciclos Atkinson o Miller. Mientras que el potencial del EGR interno ha sido investigado con suficiente nivel de detalle como para que exista un acuerdo general en la comunidad científica sobre las ventajas innegables del EGR externo convenientemente refrigerado, no ocurre lo mismo con los ciclos Atkinson y Miller cuya documentación es mucho más escasa y en muchos casos ambigua.

No obstante, este análisis bibliográfico detallado confirma la posibilidad de controlar las condiciones termodinámicas del gas atrapado en el cilindro mediante la implementación de ciclos Atkinson y Miller. Por otra parte, se intuye de forma mucho menos evidente su potencial para condicionar la evolución del proceso de combustión y controlar la formación de contaminantes y el rendimiento térmico del motor, aunque no es posible delimitar por medio de la literatura este potencial con suficiente grado de definición. Otro tema de fuerte controversia es la capacidad de estos ciclos para incrementar el rendimiento térmico del motor, ya que la relación de expansión es mayor que la de compresión y en principio esto debería resultar en un diagrama indicador más favorable. Sin embargo, los resultados encontrados en la bibliografía a este respecto no son de ningún modo concluyentes, siendo actualmente un aspecto atractivo desde el punto de vista investigador.

Precisamente por estos motivos se ha planteado la presente tesis doctoral, que pretende dar un paso más en dirección a determinar los límites de ambas estrategias junto con las ventajas e inconvenientes de su aplicación en motores Diesel a partir de un análisis profundo conjugando convenientemente aspectos teóricos y experimentales. Antes de abordar los objetivos planteados para este trabajo, se dedica el capítulo 3 a describir la relación entre las condiciones termodinámicas del gas atrapado en el cilindro y el proceso de combustión Diesel convencional, considerando bajo esta denominación global los diferentes procesos de formación de la mezcla, combustión y formación/destrucción de contaminantes.

Sorprende finalmente el hecho de que la mayoría de estrategias basadas en la gestión de la distribución de un motor Diesel no tienen como objetivo fundamental optimizar, o más bien ni siquiera a modificar, el proceso de combustión sino que pretenden actuar sobre otros sistemas del motor como el turbogrupo o los dispositivos de post-tratamiento. El desarrollo actual y futuro de estas estrategias consiste básicamente en su optimización más que en la comprensión de fenómenos, y por ello tienen un carácter fuertemente tecnológico mientras que científicamente su interés es limitado.

Bibliografía

- [1] Kapus P., Fraild G., Sams T. y Kammerdiener T. "Potential of VVA systems for improvement of CO₂, pollutant emission and performance of combustion engines". *SIA Conference on Variable Valve Actuation*, 2006.
- [2] Lancefield T., Lawrence N., Ahmed A. y Hamouda H. B. H. "'VLD' a flexible, modular, cam operated VVA system giving variable valve lift and duration and controlled secondary valve openings". *SIA Conference on Variable Valve Actuation*, 2006.

- [3] Schwoerer J., Dodi S., Fox M., Huang S. y Yang Z. "Internal EGR systems for NOx emission reduction in heavy-duty diesel engines". *SAE Paper 2004-01-1315*, 2004.
- [4] Sommer A., Stiegler L., Wormbs T., Kabitzke J. y Buschmann G. "Will we need variable valve trains for passenger-car diesel engines in the future?". *SIA Conference on Variable Valve Actuation*, 2006.
- [5] Leroy T., Bitauld M., Chauvin J. y Petit N. "In-cylinder burned gas rate estimation and control on VVA Diesel engines". *SAE Paper 2009-01-0366*, 2009.
- [6] Luján J. M. *Recirculación interna de gases de combustión en motores diesel sobrealimentados*. Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 1998.
- [7] Millo F., Mallamo F., Arnone L., Bonanni M. y Franceschini D. "Analysis of different internal EGR solutions for small Diesel engines". *SAE Paper 2007-01-0128*, 2007.
- [8] Benajes J., Reyes E. y Luján J. M. "Intake valve pre-lift effect on the performance of a turbocharged Diesel engine". *SAE Paper 960950*, 1996.
- [9] Horiuchi H., Ihara Y., Shimizu T., Niino S. y Shoyama K. "The Hino E13C: A heavy-duty diesel engine developed for extremely low emissions and superior fuel economy". *SAE Paper 2004-01-1312*, 2004.
- [10] Meistrick Z., Usko J., Shoyama K., Kijima K., Okazaki T. y Maeda Y. "Integrated internal EGR and compression braking system for Hino's E13C engine". *SAE Paper 2004-01-1313*, 2004.
- [11] Ladommatos N., Balian R., Horrocks R. y Cooper L. "The effect of exhaust gas recirculation on combustion and NOx emissions in a high-speed direct-injection diesel engine". *SAE Paper 960840*, 1996.
- [12] Ladommatos N., Balian R., Horrocks R. y Cooper L. "The effect of exhaust gas recirculation on soot formation in a high-speed direct-injection diesel engine". *SAE Paper 960841*, 1996.
- [13] Ladommatos N., Abdelhalim S. M. y Zhao H. "Effects of exhaust gas recirculation temperature on diesel engine combustion and emissions". *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, Vol. 212 n° 6, pp. 479–500, 1998.
- [14] Hountalas D. T., Mavropoulos G. C. y Binder K. B. "Effect of exhaust gas recirculation (EGR) temperature for various EGR rates on heavy duty DI diesel engine performance and emissions". *Energy*, Vol. 33 n° 2, pp. 272–283, 2008.
- [15] Ladommatos N., Abdelhalim S. M., Zhao H. y Hu Z. "The effects on diesel combustion and emissions of reducing inlet charge mass due to thermal throttling with hot EGR". *SAE Paper 980185*, 1998.
- [16] Idicheria C. A. y Pickett L. M. "Soot formation in Diesel combustion under high-EGR conditions". *SAE Paper 2005-01-3834*, 2005.
- [17] Hill P. G. y Zhang D. "The effects of swirl and tumble on combustion in spark-ignition engines". *Progress in Energy and Combustion Science*, Vol. 20 n° 5, pp. 373–429, 1994.
- [18] He Y., Selamet A., Reese R. A., Vick R. K. y Amer A. A. "Impact of tumble on combustion in SI engines: Correlation between flow and engine experiments". *SAE Paper 2007-01-4003*, 2007.
- [19] Matsuki M., Nakano K., Amemiya T., Tanabe Y., Shimizu D. y Ohmura I. "Development of a lean-burn engine with a variable valve timing mechanism". *SAE Paper 960583*, 1996.

- [20] Lee K., Bae C.k y Kang K.g. “The effects of tumble and swirl flows on flame propagation in a four-valve S.I. engine”. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 27 n° 11-12, pp. 2122–2130, 2007.
- [21] Alger Terrence, Hall Matthew y Matthews Ronald D. “Effects of swirl and tumble on in-cylinder fuel distribution in a central injected DISI engine”. *SAE Paper 2000-01-0533*, 2000.
- [22] Baumgarten Henning, Bozelie Peter, Geiger José y Wolters Peter. “Vehicle application of a 4-cylinder tumble DISI engine”. *SAE Paper 2001-01-0735*, 2001.
- [23] Fischer J., Kettner M., Nauwerck A., Pfeil J. y Spicher U. “Influence of an adjustable tumble-system on in-cylinder air motion and stratification in a gasoline direct injection engine”. *SAE Paper 2002-01-1645*, 2002.
- [24] Lienemann H. y Shrimpton J. S. “In-cylinder tumble flow characteristics and implications for fuel/air mixing in direct injection gasoline engines”. *SAE Paper 2003-01-3104*, 2003.
- [25] Benajes J., Molina S., García J. M. y Riesco J. M. “The effect of swirl on combustion and exhaust emissions in heavy-duty diesel engines”. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, Vol. 218 n° 10, pp. 1141–1148, 2004.
- [26] McCracken M. E. y Abraham J. “Characterization of mixing enhancement in swirl-spray interactions in diesel engines”. *Combustion Science and Technology*, Vol. 174 n° 10, pp. 93–124, 2002.
- [27] Adolph D., Rezaei R., Pischinger S., Adomeit P., Körfer T., Kolbeck A., Lamping M., Tatur M. y Tomazic D. “Gas exchange optimization and the impact on emission reduction for HSDI Diesel engines”. *SAE Paper 2009-01-0653*, 2009.
- [28] Atkinson J. “Gas-Engine”. *US Patent Number 367496*, 1887.
- [29] Kamiuto K. “Comparison of basic gas cycles under the restriction of constant heat addition”. *Applied Energy*, Vol. 83 n° 6, pp. 583–593, 2006.
- [30] Hou S. S. “Comparison of performances of air standard Atkinson and Otto cycles with heat transfer considerations”. *Energy Conversion and Management*, Vol. 48 n° 5, pp. 1683–1690, 2007.
- [31] Watanabe S., Koga H. y Kono S. “Research on Extended Expansion General-Purpose Engine. Theoretical Analysis of Multiple Linkage System and Improvement of Thermal Efficiency”. *SAE Paper 2006-32-0101*, 2006.
- [32] Kutlar O. A., Arslan H. y Calik A. T. “Methods to improve efficiency of four stroke, spark ignition engines at part load”. *Energy Conversion and Management*, Vol. 46 n° 20, pp. 3202–3220, 2005.
- [33] Sher E. y Bar-Kohany T. “Optimization of variable valve timing for maximizing performance of an unthrottled SI engine—a theoretical study”. *Energy*, Vol. 27 n° 8, pp. 757–775, 2002.
- [34] Cleary D. y Silvas G. “Unthrottled engine operation with variable intake valve lift, duration, and timing”. *SAE Paper 2007-01-1282*, 2007.
- [35] Sauer C., Kulzer A., Rauscher M. y Hettlinger A. “Analysis of different gasoline combustion concepts with focus on gas exchange”. *SAE Paper 2008-01-0427*, 2008.
- [36] Parvate-Patil G. B., Hong H. y Gordon B. “Analysis of variable valve timing events and their effects on single-cylinder Diesel engine”. *SAE Paper 2004-01-2965*, 2004.

- [37] Lancefield T., Methley I., Råse U. y Kuhn T. "The application of variable event valve timing to a modern diesel engine". *SAE Paper 2000-01-1229*, 2000.
- [38] Riesco J. M. *Estrategias para promover la fase de combustión en premezcla*. Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 2004.
- [39] Lombard B. y Le Forrestier R. "Advanced combustion and engine integration of a Hydraulic Valve Actuation system (camless)". *Proceedings of the SIA Conference on Variable Valve Actuation*, 2006.
- [40] Miller R. H. "Supercharging and internal cooling cycle for high output". *Transactions of ASME*, Vol. 69, pp. 453–457, 1947.
- [41] Miller R. H. y Lieberherr H. "The Miller supercharging system for Diesel and gas engines operating characteristics". *International Congress of Combustion Engine Conference, CIMAC*, pp. 787–803, 1957.
- [42] Millo F., Mallamo F. y Mego G. Ganio. "The potential of dual-stage turbocharging and Miller cycle for HD Diesel engines". *SAE Paper 2005-01-0221*, 2005.
- [43] Tai C., Tsao T. C., Schörn N. A. y Levin M. B. "Increasing torque output from a turbodiesel with camless valvetrain". *SAE Paper 2002-01-1108*, 2002.
- [44] Peng H. Y., Cui Y., Deng K. Y., Shi L. y Li L. G. "Combustion and emissions of a direct-injection diesel engine during cold start under different exhaust valve closing timing conditions". *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D (Journal of Automobile Engineering)*, Vol. 222 n° D1, pp. 119–29, 2008.
- [45] Anca R., Haas M., Rauch M. y Padroni G. "UniAir - A fully variable valve train system for gasoline and Diesel engines". *SIA Conference on Variable Valve Actuation*, 2006.
- [46] Fessler H. y Genova M. "An electro-hydraulic "Lost Motion" VVA System for a 3.0-Liter Diesel engine". *SAE Paper 2004-01-3018*, 2004.
- [47] Serrano J. R. *Análisis y modelado del transitorio de carga en M.E.C. turboalimentados*. Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 1998.
- [48] Benajes J., Luján J. M. y Serrano J. R. "Predictive modeling study of the transient load response in a heavy-duty turbocharged diesel engine". *SAE Paper 2000-01-0583*, 2000.
- [49] Benajes J., Serrano J. R., Dolz V. y Novella R. "Analysis of an extremely fast valve opening camless system to improve transient performance in a turbocharged high speed direct injection diesel engine". *International Journal of Vehicle Design*, Vol. 49 n° 1-3, pp. 192–213, 2009.
- [50] Rebbert M., Kreusen G. y Lauer S. "A new cylinder deactivation by FEV and Mahle". *SAE Paper 2008-01-1354*, 2008.
- [51] Kreuter P., Heuser P., Reinicke-Murmann J., Erz R., Stein P. y Peter U. "Meta-CVD system-An electro-mechanical cylinder and valve deactivation system". *SAE Paper 2001-01-0240*, 2001.
- [52] Leone T. G. y Pozar M. "Fuel economy benefit of cylinder deactivation-Sensitivity to vehicle application and operating constraints". *SAE Paper 2001-01-3591*, 2001.
- [53] Leet J. A., Simescu S., Froelund K., Dodge L. G. y Roberts C. E. "Emissions solutions for 2007 and 2010 heavy-duty diesel engines". *SAE Paper 2004-01-0124*, 2004.

-
- [54] Hu H., Israel M. A. y Vorih J. M. “Variable valve actuation and diesel engine retarding performance”. *SAE Paper 970342*, 1997.
 - [55] Hu H., Vorih J. M. e Israel M. A. “The integrated lost motion VVT diesel engine retarder”. *SAE Paper 973180*, 1997.
 - [56] Yang Z. “A study of two-stroke engine braking for HD Diesel engines”. *SAE Paper 2002-01-0487*, 2002.

Capítulo 3

El proceso de combustión en motores Diesel de inyección directa

Contenido

3.1. Introducción	44
3.2. El proceso de inyección y formación de la mezcla	45
3.2.1. Consideraciones previas	46
3.2.2. Características morfológicas del chorro	48
3.2.3. Estimadores del proceso de mezcla	52
3.3. Descripción del proceso de combustión	57
3.3.1. Fase de retraso	59
3.3.2. Fase de combustión en premezcla	63
3.3.3. Fase de combustión por difusión rápida	67
3.3.3.1. Modelo conceptual de la llama difusiva en condiciones cuasiestacionarias	68
3.3.3.2. Longitud de <i>lift-off</i>	77
3.3.4. Fase de combustión por difusión lenta	86
3.4. Síntesis y conclusiones	90
Bibliografía	93

3.1. Introducción

En este capítulo se describe el estado actual del conocimiento en relación con el proceso de combustión convencional en motores Diesel de inyección directa. Citando a Primo Yúfera [1], *para reafirmarse en un objetivo de investigación y hacer el plan de trabajo es necesario conocer lo que otros investigadores han publicado sobre el problema, es decir, ponerse al día en el estado de la cuestión*. Así pues, el principal objetivo de este capítulo es contextualizar esta tesis doctoral en el ámbito de la investigación de la fenomenología asociada al proceso de combustión y la formación de contaminantes en motores Diesel y sentar las bases que permitirán alcanzar los objetivos expuestos en el capítulo 1.

La dificultad que supone el estudio del proceso de combustión Diesel queda resumida perfectamente por Dec [2] cuando afirma que *la combustión Diesel es un proceso complejo, turbulento, tridimensional y multifase que ocurre en un entorno de alta temperatura y alta densidad*. Sin embargo, actualmente las características generales del proceso de combustión Diesel son bien conocidas, y es posible encontrar una descripción de las mismas en la bibliografía clásica sobre MCIA [3].

Así pues, la principal característica del proceso de combustión Diesel es su **configuración estructural esencialmente heterogénea**, que condiciona en gran medida sus propiedades. De forma esquemática y como aproximación general antes de describir la fenomenología en detalle, el combustible se inyecta en el interior del cilindro (en el entorno del PMS) en estado líquido y a gran velocidad. Ya en el interior del cilindro el combustible penetra radialmente y sigue un proceso de atomización, evaporación y mezcla con el comburente (generalmente aire o una mezcla de aire diluido con gases recirculados del escape) cuya finalidad es alcanzar los límites de inflamabilidad para reaccionar químicamente de forma exotérmica liberando la energía química disponible en forma de calor. Además, durante el tiempo en que se desarrollan estos procesos se dan las condiciones necesarias para la formación de contaminantes, especialmente NO_x y partículas.

Precisamente el carácter heterogéneo de la combustión Diesel implica la existencia de diferentes gradientes espaciales en el interior del cilindro durante la totalidad del proceso. Existen tres gradientes de especial relevancia por su relación con el control del proceso de combustión y la formación de contaminantes que son el gradiente de composición, el gradiente de temperatura y el gradiente de densidad, mientras que la presión en el interior del cilindro se puede considerar como homogénea en cada instante.

No obstante, la existencia de estos gradientes obliga a describir el proceso de combustión Diesel no únicamente desde un enfoque temporal (como una sucesión cronológica de procesos), sino que es necesario completar esta caracterización mediante un enfoque espacial (estructura morfológica), que requiere el planteamiento de un modelo conceptual.

Considerando que los procesos de inyección y combustión en un motor Diesel de inyección directa están muy relacionados entre sí, este capítulo se estructura introduciendo inicialmente una descripción del proceso de inyección donde se detallan las características principales del chorro Diesel y la formación de la mezcla aire¹/combustible. Posteriormente se describe el proceso de combustión desde un punto de vista temporal y se identifican sus diferentes fases, para finalmente plantear el modelo conceptual que proporciona una descripción espacial del proceso de combustión Diesel y que permite establecer su relación con la producción de contaminantes.

Como se ha descrito previamente en el capítulo 2, la implementación de los ciclos Atkinson y Miller permite modificar las condiciones termodinámicas (densidad y temperatura) del gas contenido en el interior del cilindro y que constituye el ambiente sobre el que el proceso de combustión se va a desarrollar. De este modo, durante el presente capítulo se dedica una especial atención a describir la influencia de estas condiciones termodinámicas del gas sobre los diferentes procesos que acontecen durante la evolución del proceso de inyección-combustión Diesel.

3.2. El proceso de inyección y formación de la mezcla

Desde el instante en el que comienza el proceso de inyección, se desencadenan una serie de fenómenos que dan lugar a la formación de la mezcla entre el chorro de combustible y el aire ambiente. El proceso de formación de la mezcla ha sido ampliamente estudiado de forma tanto teórica como experimental, existiendo múltiples aproximaciones al problema que difieren en su nivel de proximidad con las condiciones que realmente existen en el interior de la cámara de combustión de un motor y por lo tanto en su complejidad. Cabe destacar los trabajos de Ruiz [4] o López [5], quienes plantean la analogía

¹En la actualidad, los motores Diesel rara vez operan utilizando como comburente únicamente aire atmosférico, sino que la dilución de éste con gases recirculados del escape es una práctica común. Por ello, en este capítulo se generaliza en ocasiones el término aire y se aplica al comburente presente en el interior de la cámara de combustión.

entre el proceso de mezcla de un chorro Diesel y uno gaseoso en condiciones no evaporativas y no reactivas. García [6] va un paso más allá y extiende esta analogía a chorros Diesel en condiciones evaporativas y reactivas.

En el período de tiempo comprendido entre el inicio de inyección y el inicio de combustión² este proceso de mezcla está dominado por fenómenos físicos siendo los químicos mucho menos relevantes y por ello se puede asimilar al que se desarrolla en el caso de chorros inyectados en atmósferas inertes³, aunque evidentemente no se puede asumir chorro isodenso y es interesante considerar el fenómeno de la evaporación.

Por otro lado, la hipótesis de chorro no reactivo pierde validez en el momento en el que la liberación de calor asociada al proceso de combustión modifica de forma relevante las condiciones termodinámicas en el seno del chorro, aunque en cierta forma existe una relación de escalado entre el proceso de mezcla de un chorro en condiciones inertes y reactivas [6].

3.2.1. Consideraciones previas

Cronológicamente, el primer fenómeno que tiene lugar una vez el combustible abandona la tobera y penetra en el seno del gas ambiente es la atomización de la vena líquida. A partir de cierto instante llamado *tiempo de rotura* y de una determinada distancia axial desde el orificio de la tobera conocida como *longitud intacta* o *de rotura*, se transforma dicha vena en una colección de gotas de tamaño relacionado con el diámetro del orificio y la velocidad local de las mismas. Tras este proceso de desintegración (del inglés *breakup*) primaria de la vena líquida, estas gotas pueden continuar disgregándose y reduciendo su diámetro (desintegración secundaria) o puede ocurrir que algunas de ellas choquen entre sí aumentando el diámetro (coalescencia), por lo que al final del proceso se obtiene una distribución de tamaño de gotas más o menos heterogénea, aunque el tamaño medio sigue estando relacionado con el diámetro de la tobera. El proceso de atomización es importante puesto que favorece el proceso físico de mezcla entre el gas ambiente y el combustible (englobamiento y evaporación), ya que aumenta fuertemente la superficie de contacto entre ambos.

²Este intervalo de tiempo se corresponde con la fase de retraso al autoencendido y se describe en detalle en la siguiente sección.

³Cuando se introduzca el modelo conceptual del proceso de combustión Diesel se mostrará como incluso después de iniciado el proceso de combustión existe una zona del chorro que permanece prácticamente inalterada por la liberación de calor y en la que las hipótesis de chorro inerte siguen siendo razonablemente válidas

Según Lefebvre [7] y Reitz y Bracco [8], existen varios regímenes de atomización dependiendo de la velocidad del chorro o, más concretamente, del número de Reynolds. No obstante, los resultados experimentales presentados por Arrègle *et al.* [9] muestran como debido a las elevadas velocidades con las que los sistemas de inyección son capaces de introducir el combustible, usualmente se puede considerar que el régimen de atomización en el que se encuentra un chorro Diesel no evaporativo (y no reactivo) en condiciones normales de funcionamiento es el denominado *régimen de atomización completa*⁴.

Los fenómenos asociados al proceso de atomización del chorro en condiciones de régimen de atomización completa son aún en parte desconocidos. Existen diferentes teorías que consideran un conjunto de factores relacionados con la turbulencia generada en el orificio del inyector [10, 11], las inestabilidades aerodinámicas en la superficie de contacto entre la vena líquida y el gas ambiente [10, 12], la presencia de cavitación en el interior de la tobera [13, 14] y la relajación del perfil de velocidades a la salida de la tobera [10, 11]. Sin embargo, atendiendo a la revisión bibliográfica realizada por Correas [15], existe cierto consenso en que la relación entre la densidad del combustible y la del aire ambiente es el parámetro que controla este proceso, aunque no existe acuerdo entre los diferentes autores sobre su influencia en términos cuantitativos.

En este sentido, a pesar de que los fenómenos relacionados con la atomización son sumamente complejos⁵ y de que la densidad ambiente es un parámetro importante para éstos, de acuerdo con Smallwood y Gülder [20] la longitud intacta es siempre muy reducida (de 1 a 3 diámetros de orificio) o incluso puede no existir [17], mientras que el tamaño medio de las gotas es también extremadamente pequeño (según los resultados presentados por Soare [21] este diámetro es del orden de 20 a 30 μm). Considerando argumentos similares a los aquí expuestos, García [6] concluye que *estas circunstancias simplifican el comportamiento del chorro Diesel y lo asemejan al de un chorro de gas, con lo que la influencia del proceso de atomización sobre el posterior proceso de combustión parece que es limitada*, aunque esta aproximación pierde

⁴En el inicio y final de la etapa de inyección, cuando la velocidad de inyección es pequeña, es posible que el chorro no se encuentre eventualmente dentro del régimen de atomización completa.

⁵El estudio experimental de la atomización de chorros Diesel plantea serias dificultades debido a los cortos tiempos y longitudes características del proceso, sin embargo cabe destacar los resultados experimentales sobre la estructura del chorro en las proximidades de la tobera obtenidos en el *Argonne National Laboratory* [16–19]. La técnica utilizada para ello se basa en radiografiar el chorro utilizando un haz de rayos X capaz de atravesar incluso la zona del chorro de alta densidad cercana a la tobera sin dispersarse.

validez a medida que aumenta el diámetro del orificio o disminuye la presión de inyección.

Una vez atomizado el chorro, el siguiente proceso que acontece es el de evaporación de las gotas previamente generadas a medida que éstas se mezclan con el gas ambiente que se encuentra a elevada temperatura. Precisamente el intercambio energético con el gas englobado a elevada temperatura junto con la difusión térmica y másica en la interfase entre la gota y el gas son los dos fenómenos que controlan este fenómeno de evaporación. Sin embargo, en el contexto del proceso de combustión Diesel, los procesos de difusión son más rápidos que los de mezcla y por lo tanto el proceso de evaporación está controlado fundamentalmente por mezcla [22, 23]. Este resultado asegura que el proceso de evaporación no establece diferencias importantes entre el chorro Diesel y uno análogo gaseoso, ya que se puede reducir a un problema global de mezcla entre el combustible y el gas ambiente. En consecuencia, las condiciones locales en el interior del chorro dependen de la tasa global de mezcla entre combustible y aire, al igual que ocurre entre el chorro gaseoso, y no de los fenómenos locales que tienen lugar a nivel de gota.

Como conclusión y de acuerdo con la literatura, ni el fenómeno de atomización ni el de evaporación impiden asemejar el comportamiento del chorro Diesel al de un chorro gaseoso. Esta analogía es la que permitirá relacionar las características tanto morfológicas como del proceso de mezcla con las condiciones de contorno en las que evoluciona el chorro.

3.2.2. Características morfológicas del chorro

En este apartado se va a caracterizar el comportamiento del chorro desde un punto de vista *macroscópico* considerando para ello la penetración total y el ángulo de chorro. El volumen del chorro también se considera usualmente como un tercer parámetro morfológico del chorro, sin embargo se calcula experimentalmente a partir de los dos anteriores. Aunque el volumen del chorro está directamente relacionado con el englobamiento de aire, para evaluar la calidad del proceso de mezcla se han preferido los parámetros recogidos en el apartado siguiente.

Penetración total

Este parámetro se define como la distancia que recorre el chorro en el seno del gas ambiente tomando como punto de referencia el frente del mismo. El número de trabajos dedicados al estudio de la penetración del chorro libre es

muy elevado. Ello es debido a que en los motores Diesel de inyección directa es importante conocer este parámetro para saber cuando tendría lugar el impacto del chorro con las paredes de la cámara, factor que influye en mayor o menor medida en el desarrollo del proceso de combustión y la formación de contaminantes.

Existen un gran número de regresiones para la penetración (en función del tiempo) del chorro líquido atomizado en condiciones no evaporativas que presentan prácticamente la misma estructura, entre las más destacables se pueden encontrar las clásicas propuestas por Wakuri *et al.* [24] o Hiroyasu y Arai [25]. En estas correlaciones se observa la dependencia de la penetración con la diferencia entre la presión de inyección y la presión de descarga, las características de la tobera (diámetro del orificio y coeficiente de descarga), la relación de densidades entre el gas ambiente y el combustible, el ángulo de chorro y por supuesto el tiempo.

Más recientemente, Desantes *et al.* [26] estudian la evolución temporal de la penetración total de un chorro no evaporativo y, al igual que Hiroyasu y Arai [25], identifican dos etapas en dicha evolución. Inicialmente la penetración está relacionada linealmente con el tiempo hasta un determinado instante denominado por los autores como *tiempo de transición* a partir del cual la penetración pasa a depender de la raíz cuadrada del tiempo. Estos autores relacionan el tiempo de transición con la duración de la etapa transitoria inicial de la tasa de inyección, hasta que ésta alcanza condiciones estacionarias y permanece constante.

Para evaluar la relación entre las condiciones de contorno y la penetración total de un chorro no evaporativo, Payri *et al.* [27] proponen una correlación experimental para tiempos menores al tiempo de transición, mientras que Desantes *et al.* [26] plantean otra correlación aplicable una vez superado este tiempo de transición. Ambas expresiones se recogen en 3.1 de forma conjunta, ya particulizadas para un combustible concreto y considerando unas condiciones de inyección y unas características geométricas e hidráulicas del inyector determinadas.

$$\begin{aligned}
 S(t) &\propto \rho_g^{-0.218} \cdot \tan^{-0.197} \left(\frac{\theta}{2} \right) \cdot t^{0.997} & t < t_t \\
 S(t) &\propto \rho_g^{-0.268} \cdot \tan^{-0.5} \left(\frac{\theta}{2} \right) \cdot t^{0.513} & t \geq t_t
 \end{aligned} \tag{3.1}$$

Desantes *et al.* [28] deducen y validan experimentalmente la ley de escalado que se muestra en la expresión 3.2 para la penetración total de un chorro

Diesel no evaporativo una vez superado el tiempo de transición a partir en la analogía entre éste y un chorro gaseoso. Para ello consideran la conservación del flujo de cantidad de movimiento \dot{M}_o en dirección axial a lo largo de las diferentes secciones transversales del chorro, así como condiciones de contorno constantes.

$$S(t) \propto \dot{M}_o^{0.25} \cdot \rho_g^{-0.25} \cdot \tan^{-0.5} \left(\frac{\theta}{2} \right) \cdot t^{0.5} \quad (3.2)$$

El flujo de cantidad de movimiento a la salida del orificio recoge la influencia de las condiciones de inyección, de las características geométricas e hidráulicas del inyector y del combustible inyectado. Si todas estas condiciones permanecen constantes, el flujo de cantidad de movimiento es también constante y esta expresión se simplifica, quedando la expresión 3.3. Comparando esta expresión teórica con la relación experimental 3.1 obtenida para tiempos mayores que el tiempo de transición se observa una gran similitud en los diferentes exponentes.

$$S(t) \propto \rho_g^{-0.25} \cdot \tan^{-0.5} \left(\frac{\theta}{2} \right) \cdot t^{0.5} \quad (3.3)$$

En estas relaciones, la temperatura del gas ambiente no aparece ya que se han deducido considerando condiciones isotermas, mientras que la densidad del gas es un parámetro controlante cuyo efecto se puede evaluar a partir del valor del exponente que lo acompaña, en este caso $\rho_g^{-0.25}$ (teórico) o $\rho_g^{-0.268}$ (experimental). Cuanto más alta es la densidad de esta mezcla más se ralentiza la progresión a través del chorro de los nuevos paquetes de combustible inyectados, frenando así la penetración del frente del chorro.

En el caso de un chorro Diesel evaporativo, Naber y Siebers [29] encuentran que la vaporización puede reducir la penetración del chorro Diesel hasta un 20% en relación con el chorro no evaporativo, aunque esta diferencia entre condiciones evaporativas y no evaporativas se reduce a medida que se incrementa la densidad del gas ambiente. Según los autores, esta reducción de la penetración en condiciones evaporativas se debe básicamente a un aumento en la densidad de la mezcla del gas ambiente y vapor de combustible en el seno del chorro, ya que éste se enfría a causa de la evaporación de combustible.

Sin embargo, de acuerdo con los resultados presentados por Payri *et al.* [30], en condiciones evaporativas la analogía con un chorro gaseoso turbulento sigue siendo razonable para predecir la penetración de la fase vapor del chorro, por

lo que las relaciones de dependencia establecidas en la ecuación 3.2 siguen siendo válidas.

Cabe comentar que en condiciones reactivas debe existir un incremento en la penetración del chorro debido fundamentalmente a la liberación de calor que provoca una disminución drástica de la densidad en el seno del mismo. Sin embargo existe cierta controversia acerca de cómo se escala la penetración del chorro entre un caso inerte y uno reactivo, siendo un tema en el que se está trabajando actualmente. No obstante, se asume que la relación dada por la ecuación 3.3 permite evaluar al menos cualitativamente la influencia de la densidad del gas ambiente sobre la penetración total de un chorro Diesel.

Como consideración final, la temperatura del gas ambiente puede afectar de forma indirecta a la penetración total en el caso de chorro evaporativo o reactivo a través de la variación de densidad asociada a la diferencia de temperaturas en el seno del chorro.

Ángulo de chorro

El ángulo de chorro es otro parámetro característico importante desde el punto de vista de la mezcla entre el aire y el combustible. Este ángulo varía en función de la geometría del inyector y las condiciones de inyección, así como de las propiedades del combustible y las condiciones ambientales donde se inyecta. Estas dependencias introducen una diferencia esencial entre el chorro gaseoso turbulento y el chorro Diesel, ya que en el primero este ángulo no depende de las condiciones de contorno mientras que en el segundo el ángulo de chorro está íntimamente relacionado con el proceso de atomización [25].

Naber y Siebers [29] realizan una extensa revisión bibliográfica sobre la relación que diferentes autores han encontrado entre el ángulo de chorro y las condiciones de operación en el caso de chorros no evaporativos. En esta revisión los autores coinciden en afirmar que para elevadas presiones de inyección y considerando un único combustible, el ángulo de chorro depende básicamente de los parámetros geométricos del orificio de la tobera (no sólo del diámetro) y de la relación de densidades entre el gas ambiente y el combustible. Además, las diferentes correlaciones encontradas en la literatura para la tangente del semiángulo del chorro asocian un exponente para la relación de densidades que varía entre 0.2 y 0.5.

De acuerdo con sus resultados experimentales, los autores proponen finalmente una relación como la que se muestra en la expresión 3.4, donde el exponente para esta relación de densidades es de 0.19. Este valor es muy

similar al valor 0.184 obtenido por Gupta *et al.* [31], o con el valor 0.2 que sugiere Delacourt [32].

$$\tan\left(\frac{\theta}{2}\right) \propto \left(\frac{\rho_g}{\rho_f}\right)^{0.19} \quad (3.4)$$

Por su parte, Arrègle *et al.* [33] relacionan también la tangente del semiángulo de chorro con la densidad del gas ambiente obteniendo un exponente ligeramente mayor e igual a 0.335. Estos autores argumentan que este exponente concuerda con el valor experimental encontrado previamente por Ruiz y Chigier [34].

Si bien parece que en condiciones evaporativas existe un fenómeno de contracción del ángulo de chorro similar al descrito para la penetración [29], en general se puede asumir que la densidad del gas ambiente es un parámetro controlante tanto en condiciones no evaporativas como evaporativas, cuya influencia se puede cuantificar por medio del valor del exponente que acompaña a la relación de densidades asumiendo una densidad constante para el combustible.

En el caso de chorros reactivos, recientemente Pickett *et al.* [35] han obtenido confirmación experimental del incremento del ángulo de apertura del chorro que se produce debido a la liberación de calor asociada al proceso de combustión. Según Desantes *et al.* [36] parece que el factor de escalado entre el ángulo de chorro inerte y reactivo se puede obtener considerando que la reducción de la densidad debida a la liberación de calor produce una expansión radial en el seno del chorro. No obstante, al igual que en el caso de la penetración, el comportamiento del ángulo de chorro en condiciones reactivas todavía no es bien conocido y actualmente es un tema objeto de estudio.

De cualquier forma, como se discute en el apartado dedicado a describir la longitud de *lift-off* o levantamiento de llama, es más importante conocer el ángulo de chorro en condiciones inertes. Por ello, se considera razonable considerar un efecto moderado de la densidad del gas ambiente sobre el ángulo de chorro, mientras que el efecto de la temperatura del gas ambiente se considera despreciable en inerte y poco relevante en reactivo.

3.2.3. Estimadores del proceso de mezcla

A partir de este momento se va a asumir ya de forma sistemática la analogía entre un chorro Diesel y uno gaseoso turbulento ya que, de esta manera, es

posible relacionar ciertos estimadores característicos del proceso de mezcla del chorro Diesel con las condiciones de contorno sobre las que éste evoluciona.

Tradicionalmente se atribuye Spalding [37] el desarrollo de la teoría básica de los chorros gaseosos estacionarios isodensos, isotermos y no reactivos en régimen laminar a partir de la resolución analítica de las ecuaciones de conservación de masa, cantidad de movimiento en dirección axial y especie combustible (obviamente en estado gaseoso) e introduciendo una serie de hipótesis para simplificar el problema. Esta teoría se considera válida para chorros estacionarios en régimen turbulento considerando los coeficientes de viscosidad cinemática y difusividad másica efectivos.

Las ecuaciones 3.5 y 3.6 muestran la soluciones para la velocidad u_{cl} y la concentración de combustible $Y_{f,cl}$ en el eje del chorro, siendo ambas válidas a partir de cierta distancia axial aguas abajo del orificio de la tobera una vez el chorro se encuentra totalmente desarrollado.

$$u_{cl} \propto \frac{u_o \cdot \phi_o}{\tan(\theta/2) \cdot x} \quad (3.5)$$

$$Y_{f,cl} \propto \frac{\phi_o}{\tan(\theta/2) \cdot x} \quad (3.6)$$

Estas ecuaciones se pueden adaptar para considerar el caso de chorro no isodenso utilizando el concepto de diámetro equivalente ϕ_{eq} introducido por Ricou y Spalding [38], con lo que se obtienen de forma directa las expresiones 3.7 y 3.8.

$$u_{cl} \propto \frac{u_o \cdot \phi_{eq}}{\tan(\theta/2) \cdot x} = \frac{u_o \cdot \phi_o \cdot (\rho_f/\rho_g)^{0.5}}{\tan(\theta/2) \cdot x} \quad (3.7)$$

$$Y_{f,cl} \propto \frac{\phi_{eq}}{\tan(\theta/2) \cdot x} = \frac{\phi_o \cdot (\rho_f/\rho_g)^{0.5}}{\tan(\theta/2) \cdot x} \quad (3.8)$$

Precisamente estas relaciones son el punto de partida para derivar los estimadores del proceso de mezcla que se presentan a continuación.

Longitud y tiempo característicos de mezcla

A partir de la ecuación 3.8 y considerando que la concentración de combustible característica para el proceso de mezcla en condiciones inertes es la estequiométrica $Y_{f,st}$ puesto que ésta define la posición de la superficie en la que

se supone que se desarrolla el proceso de combustión, Fenolosa [39] establece la ley de escalado dada por la ecuación 3.9 para la longitud característica de mezcla⁶ L_{mix} .

$$L_{mix} \propto \frac{\phi_{eq}}{\tan(\theta/2) \cdot Y_{f,st}} \propto \frac{\phi_o}{\tan(\theta/2) \cdot \rho_g^{0.5} \cdot Y_{f,st}} \approx \frac{\phi_o}{\tan(\theta/2) \cdot \rho_g^{0.5} \cdot Y_{O_2,g}} \quad (3.9)$$

Se asume en estas expresiones un combustible determinado, por lo que la densidad de éste no aparece en la relación de proporcionalidad cuando se aplica la definición de diámetro equivalente. También se acepta como segunda hipótesis que la relación aire/combustible estequiométrica para un combustible Diesel convencional es razonablemente mayor que la unidad, lo que permite sustituir la concentración de combustible $Y_{f,st}$ por la concentración de oxígeno en el gas ambiente $Y_{O_2,g}$.

A partir de esta longitud de mezcla, los autores establecen la relación 3.10 que determina el tiempo característico de mezcla t_{mix} que necesita una partícula de combustible para recorrer dicha longitud entre la salida del orificio de la tobera y la posición axial donde se localiza la superficie estequiométrica.

$$t_{mix} \propto \frac{\phi_o}{\tan(\theta/2) \cdot \rho_g^{0.5} \cdot u_o \cdot Y_{O_2,g}^2} \quad (3.10)$$

Ambas ecuaciones evidencian la escasa influencia de la temperatura del gas ambiente sobre el proceso de mezcla en condiciones inertes. En el caso de la densidad del gas, es evidente la importancia que ésta tiene sobre los dos parámetros característicos del proceso de mezcla, escalándose ambos con $\rho_g^{0.5}$. En cuanto a la concentración de oxígeno, es un parámetro de gran importancia tanto para la longitud como para el tiempo característico de mezcla, especialmente para éste último como refleja su exponente cuadrático.

Tiempo aparente de combustión (ACT)

Es posible avanzar un paso más y adaptar el razonamiento realizado previamente para considerar de forma al menos cualitativa el comportamiento

⁶En el desarrollo original propuesto por Fenolosa, la tangente del semiángulo de chorro no aparece como tal y se integra en la constante de proporcionalidad, ya que el autor asume que las variaciones de este parámetro son suficientemente pequeñas como para considerarse despreciables. Sin embargo, en este caso se ha preferido mantener este término por ser importante para razonamientos posteriores.

del chorro Diesel en condiciones reactivas. En este sentido, Han y Mungal [40] han observado como al comparar chorros turbulentos en condiciones reactivas y no reactivas, aparece un efecto de reducción en el englobamiento de gas debido al calor liberado por el proceso de combustión. Estos autores proponen que esta reducción en el englobamiento es proporcional a la raíz cuadrada de la relación de densidades entre los gases sin quemar y quemados $(\rho_{g,sq}/\rho_{g,q})^{0.5}$. Aplicando la ecuación de los gases perfectos y considerando presión constante junto con el mismo peso molecular para los gases quemados y sin quemar, la relación de densidades anterior se puede aproximar por la relación de temperaturas entre los gases quemados y sin quemar $(T_{g,q}/T_{g,sq})^{0.5}$.

Este resultado ha sido recogido por Fenolosa [39] y Arrègle *et al.* [41, 42], quienes plantean la expresión 3.11 para escalar el tiempo aparente de combustión (ACT) asumiendo que la temperatura de los gases quemados depende fundamentalmente de la concentración de oxígeno.

$$ACT \propto \frac{\phi_o}{\tan(\theta/2) \cdot \rho_g^{0.5} \cdot u_o \cdot Y_{O_2,g}^{0.5}} \quad (3.11)$$

Esta relación de proporcionalidad es formalmente igual a la obtenida para el caso inerte, si bien el efecto de la liberación de calor sobre el proceso de mezcla se puede observar en el exponente que acompaña a la concentración de oxígeno, que se reduce de 2 a 0.5. En consecuencia, el efecto de la densidad del gas puede considerarse similar al estimado para el caso inerte, si bien la temperatura del gas puede tener un ligero efecto al modificar la relación entre la temperatura de los gases quemados y sin quemar.

Puesto que éste va a ser un parámetro muy utilizado durante el análisis de los resultados, se generaliza para condiciones de contorno que evolucionan con el tiempo en el apartado dedicado a herramientas teóricas dentro del capítulo 4.

Longitud líquida máxima

Como se ha indicado previamente, en las condiciones que se alcanzan actualmente en los motores Diesel el proceso de evaporación está controlado por la mezcla entre el gas ambiente y el combustible. Según la revisión sobre diferentes estudios de corte experimental presentada por Siebers [22], numerosas investigaciones han confirmado como durante el transitorio correspondiente al inicio del proceso de inyección el combustible en fase líquida coincide con el frente del chorro. Esta distancia de penetración de la fase líquida se denomina *longitud líquida*.

Sin embargo, numerosos resultados experimentales como los presentados por Bruneaux [43] o más recientemente por F. Payri *et al.* [30] y R. Payri *et al.* [44] han confirmado como tras un determinado periodo de tiempo el frente del chorro sigue penetrando mientras que la distancia axial en la que el combustible en estado líquido desaparece totalmente permanece prácticamente constante, permitiendo definir el concepto de *longitud líquida máxima*, que es del orden de 100 diámetros de tobera.

En la literatura existen multitud de estudios de tipo teórico-experimental encaminados a determinar la relación entre la longitud líquida máxima y las condiciones de contorno con las que se desarrolla el chorro. Basándose en la hipótesis de evaporación controlada por mezcla, Siebers [23] obtiene una ley de escalado para esta longitud líquida máxima aplicando la analogía entre el chorro Diesel y el gaseoso, asumiendo que dicha longitud se alcanza en el punto a lo largo del eje en el que la entalpía englobada por el chorro es suficiente como para evaporar todo el combustible.

Siguiendo un razonamiento similar, Desantes *et al.* [45] proponen una ley de escalado introduciendo en la expresión 3.8 la concentración de combustible en el eje para la que el gas englobado es suficiente como para evaporar todo el combustible $Y_{f,evap}$, y posteriormente asumiendo la correlación para $Y_{f,evap}$ dada por la ecuación 3.12.

$$Y_{f,evap} \propto \rho_g^{0.145} \cdot T_g^{1.73} \quad (3.12)$$

De esta forma finalmente se obtiene la ley de escalado para la longitud líquida máxima recogida en la expresión 3.13.

$$LL_{max} \propto \frac{\phi_o}{\tan(\theta/2)} \cdot \rho_f^{0.5} \cdot \rho_g^{-0.645} \cdot T_g^{-1.73} \quad (3.13)$$

A partir de esta expresión se observa que la influencia de la densidad del gas ambiente sobre la longitud líquida máxima es ligeramente mayor que sobre la longitud característica de mezcla (-0.645 frente a -0.5). Es fácil identificar también la gran importancia que tiene la temperatura del gas ambiente sobre la longitud líquida, aunque esta influencia está relacionada fundamentalmente con las propiedades fisicoquímicas del combustible ya que proviene de la correlación para $Y_{f,evap}$, y además este parámetro apenas afecta al proceso de mezcla.

3.3. Descripción del proceso de combustión

Uno de los parámetros más importantes en el análisis del proceso de combustión Diesel es sin duda la tasa de liberación de calor (RoHR). Ésta se obtiene a partir de la evolución instantánea de la presión en la cámara de combustión mediante la aplicación de un modelo cerodimensional basado en el primer principio de la termodinámica [46]. A partir de la tasa de liberación de calor y la tasa de inyección de combustible es posible realizar una descripción cronológica del proceso de combustión Diesel, tal y como se muestra en la figura 3.1. En esta figura quedan perfectamente definidas las diferentes fases en las que se divide clásicamente el proceso de combustión Diesel [3, 47]:

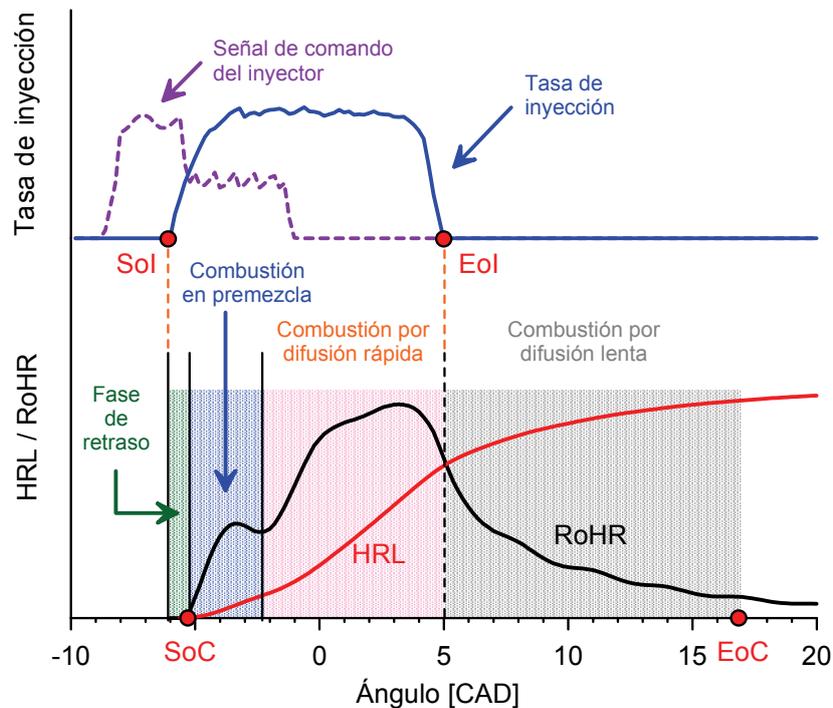


Figura 3.1. Fases del proceso de combustión Diesel definidas a partir de la tasa de inyección y la tasa de liberación de calor.

- **Retraso al autoencendido.** Esta primera fase comprende el período de tiempo entre el inicio de la inyección (SOI) y el inicio del proceso de combustión (SOC). A partir del inicio de inyección, el combustible se

mezcla con el aire gracias a una serie de fenómenos físicos como son la atomización de combustible líquido, la evaporación del combustible y el englobamiento de aire, que han sido previamente descritos en el apartado 3.2. Además, pese a que apenas se observa liberación de energía, la existencia de una atmósfera reactiva dentro de la cámara de combustión provoca la generación de prereacciones químicas que culminan con el encendido generalizado de la mezcla, que se detecta por un súbito incremento en la tasa de liberación de calor.

- *Combustión premezclada.* Inmediatamente después del inicio del proceso de combustión se produce la oxidación del combustible que se ha mezclado durante el tiempo de retraso, pero que no se ha autoencendido porque no ha alcanzado las condiciones químicas necesarias. En esta etapa, la liberación de calor generalmente presenta un máximo para luego descender hasta un mínimo relativo, donde se establece convencionalmente el final de esta fase.
- *Combustión por difusión rápida.* Esta fase comienza en el momento en el que se consume la masa de aire y combustible mezclada durante la fase de retraso, finalizando la fase de combustión premezclada. Como muestra la figura 3.1, en esta fase coexisten los procesos de inyección y de combustión, por lo tanto se siguen desarrollando los diferentes procesos de atomización del chorro líquido, evaporación, formación de la mezcla aire/combustible, etc... No obstante, es posible asumir que la tasa de liberación de calor se encuentra controlada principalmente por el proceso de mezcla del combustible evaporado con el aire y que la relación oxígeno/combustible en la zona de reacción se encuentra en torno a la estequiométrica [3, 48, 49]. Durante esta etapa el proceso de mezcla aire/combustible está sustentado principalmente por la cantidad de movimiento introducida por el chorro en la cámara de combustión. Si la duración de la inyección es suficiente, la estructura de llama se estabiliza llegando a alcanzar condiciones cuasiestacionarias, que se mantienen hasta el momento en el que finaliza el proceso de inyección (EOI).
- *Combustión por difusión lenta.* Una vez finalizado el proceso de inyección, cesa la introducción de cantidad de movimiento en la cámara de combustión y el proceso de formación de la mezcla aire/combustible se deteriora dando como resultado un decremento progresivo de la tasa de liberación de calor hasta que finaliza el proceso de combustión. En esta fase la estructura de la llama pierde su carácter cuasiestacionario y pasa a adoptar configuraciones mucho más aleatorias.

En los apartados siguientes se detallan estas cuatro fases de forma independiente manteniendo la secuencia temporal de procesos y resaltando las características más importantes de cada una de ellas.

3.3.1. Fase de retraso

Tras comenzar el proceso de inyección, durante esta fase de retraso⁷ se suceden el conjunto de procesos físicos y químicos que conducen a la ignición del combustible en un proceso similar a una explosión térmica. El interés y la complejidad asociadas al estudio del autoencendido de chorros queda perfectamente resumida por Aggarwal [50], quien tras realizar una extensa revisión bibliográfica sobre el tema indica que *la ignición de chorros representa un fenómeno clásico que es rico en procesos fundamentales relacionados con la cinética química (en condiciones de baja y alta temperatura), mecánica de fluidos, cambio de fase y fenómenos de transporte en flujos bifásicos.*

Convencionalmente el instante de autoencendido entendido como el inicio del proceso de liberación de calor por parte del combustible se ha relacionado principalmente con el momento en el que se detecta un incremento en la presión o la temperatura causado por el proceso de combustión, o como el punto en que la tasa de liberación de calor comienza a crecer o se hace positiva, o bien cuando se observa la aparición de la llama visible que marca el inicio del proceso de oxidación del hollín.

Mediante la aplicación de técnicas ópticas avanzadas, Dec y Espey [51] muestran que antes de que se observe efecto alguno en la presión o la temperatura, o de que comience el proceso de oxidación de hollín, se detecta una emisión débil relacionada con un fenómeno que se ha dado en llamar quimioluminiscencia. Los resultados obtenidos posteriormente por estos autores [52] confirman que el autoencendido no es un fenómeno puntual en el tiempo, sino que debe ser considerado como un proceso continuo que puede ser estudiado no sólo en términos temporales (tiempo de duración del proceso de ignición), sino también espacialmente (localización de la zona de ignición en relación con el chorro).

De este modo, se presenta aquí un resumen de la cadena de eventos que acontecen durante el proceso continuo de autoencendido del combustible propuesta por Higgins *et al.* [53], para posteriormente describir como afecta la modificación de las condiciones termodinámicas del gas ambiente sobre el

⁷Tradicionalmente, esta fase también se conoce bajo el nombre de *tiempo de retraso* aunque aquí se prefiere la nomenclatura propuesta para explicitar que se trata de una de las fases del proceso de combustión.

fenómeno del autoencendido. Estos autores realizan una serie de experimentos en una cámara de combustión de volumen constante combinando medidas de presión, de luminosidad total con alta resolución temporal e imágenes de luminosidad con alta resolución espacial y temporal, e introducen en su descripción conceptos relacionados con la química asociada al autoencendido en dos etapas de los hidrocarburos [54].

A partir de sus resultados los autores sugieren que el proceso de autoencendido se divide en tres etapas:

- *Período de inducción física.* Esta etapa comienza en el momento en el que se inicia el proceso de inyección e incluye el tiempo que transcurre hasta que se detecta un incremento en la presión o en la emisión asociada a la quimioluminiscencia. Durante este período el combustible comienza a penetrar en la cámara de combustión siguiendo los procesos físicos de atomización, evaporación y mezcla con el gas ambiente. Precisamente la evaporación del combustible reduce la temperatura de la mezcla alrededor de la zona de combustible líquido inhibiendo las reacciones químicas de autoencendido. A medida que el chorro penetra y el englobamiento de aire continua, en una determinada zona del chorro se alcanzan las temperaturas necesarias para que pueda desarrollarse la primera etapa de ignición, sin embargo, los procesos físicos de evaporación y mezcla continúan siendo relevantes.
- *Primera etapa de ignición.* Esta etapa se extiende desde el instante en el que se detecta un incremento en la presión hasta que comienza la liberación rápida de calor que marca la segunda etapa de ignición. En esta etapa las reacciones de ignición se extienden hacia el frente del chorro. De acuerdo con los resultados presentados por Espey y Dec [55] o por Bruneaux [56], esta zona presenta un dosado relativo medio rico con valores situados entre 2 y 4. Por otra parte, tanto Dec y Espey [52] como Kosaka *et al.* [57] indican que la radiación de baja intensidad que se observa durante esta etapa del autoencendido se corresponde con la radiación quimioluminiscente que proviene fundamentalmente de las especies químicas CH y formaldehído CH_2O que aparecen durante esta etapa de prereacciones. A medida que la temperatura se incrementa debido a la mezcla con el aire y a la liberación de calor, las reacciones de disociación bloquean el desarrollo de las reacciones en cadena, explicando la reducción en la tasa de liberación de calor que algunas veces se observa antes del inicio de la segunda etapa de ignición (fase de combustión en premezcla) dependiendo de las condiciones de operación.

Este fenómeno está relacionado con la aparición de lo que se conoce como *llamas frías*, que son características de los procesos de autoencendido de hidrocarburos en condiciones de baja temperatura.

- *Segunda etapa de ignición.* Esta etapa se corresponde con lo que tradicionalmente se denomina fase de combustión en premezcla. En este trabajo se prefiere conservar esta estructura clásica y por ello se analizará esta segunda etapa de ignición en el apartado siguiente.

Según indican los propios autores para densidades y temperaturas del gas ambiente moderadamente bajas se observa claramente un proceso de ignición dividido en tres etapas, mientras a medida que aumentan la presión y/o la temperatura las dos etapas de ignición se hacen prácticamente indistinguibles.

Una vez descritos los aspectos físicos y químicos generales relacionados con el autoencendido es el momento de estudiar el efecto de la temperatura, la presión, la densidad del gas y la concentración de oxígeno sobre el proceso de autoencendido *sin incluir aquí la fase de combustión en premezcla.*

El efecto de las condiciones termodinámicas del gas en el tiempo de retraso (duración de las primeras dos etapas del proceso de ignición) queda recogido en las correlaciones aplicadas en motores Diesel. Estas correlaciones siguen una estructura clásica como la propuesta por Heywood [3] a la que se le añade un término que considera el efecto de las concentraciones de oxígeno [50], quedando finalmente una relación como la recogida en la ecuación 3.14. Esta expresión es tipo Arrhenius por analogía con las ecuaciones que definen los coeficientes de velocidad de reacción en el ámbito de la cinética química. Al utilizar una expresión de tipo Arrhenius se infiere que el tiempo de retraso está controlado principalmente por aspectos químicos, hipótesis que concuerda con los resultados de Rosseel y Sierens [58], quienes afirman que en las condiciones de alta temperatura en las que se produce el fenómeno de autoencendido en motores Diesel los fenómenos químicos (retraso químico) prevalecen sobre los físicos (retraso físico). Por ello, según estos autores los parámetros más importantes son la composición del combustible junto con la temperatura y la presión del gas ambiente, mientras que se observa una influencia menor de otros factores como la presión de inyección mientras permanezcan en los rangos típicos característicos de los motores Diesel actuales.

$$\tau_r \propto \bar{p}_g^{cte_1} \cdot Y_{O_2,g}^{cte_2} \cdot \exp\left(\frac{E_a}{R_u \cdot \bar{T}_g}\right) \quad (3.14)$$

Sin embargo, en cierto modo los fenómenos físicos relacionados con la preparación de la mezcla entre el combustible y el gas aparecen en esta expresión puesto que la densidad, relacionada directamente con la presión, y la concentración de oxígeno son dos de los parámetros de los que dependen los tiempos característicos de mezcla del chorro Diesel [39].

A partir de la expresión 3.14 se deduce que la temperatura del gas es el parámetro más importante al encontrarse dentro de la función exponencial. Además se deduce que un incremento de temperatura implica una reducción del tiempo de retraso. Por otra parte, el efecto de la presión se puede estimar considerando que su exponente se encuentra comprendido entre -0.75 y -2 , según la revisión realizada por Heywood [3]. Al igual que con la temperatura, al incrementar la presión se produce una reducción del tiempo de retraso. Finalmente el exponente que acompaña a la concentración de oxígeno se sitúa entre -1.7 y -1.9 de acuerdo con la revisión realizada por Molina [59].

Para identificar el efecto de las condiciones termodinámicas sobre la localización espacial de la zona donde se observa radiación quimioluminiscente característica de la primera etapa de autoencendido, se recurre nuevamente a la descripción proporcionada por Higgins *et al.* [53]. A medida que la temperatura y/o la densidad disminuyen hasta valores próximos a los que se observan en un motor Diesel industrial en condiciones de baja carga o incluso arranque en frío, dicha zona se desplaza aguas abajo en dirección axial hacia el frente del chorro, y por lo tanto se aleja de la longitud líquida máxima. Aunque el dosado relativo medio en la zona de autoencendido disminuye sigue siendo rico.

Por el contrario, al aumentar la temperatura y/o la densidad hasta condiciones correspondientes a media o alta carga en un motor Diesel industrial, se observa como la zona de autoignición se desplaza aguas arriba en dirección axial hacia la tobera, llegando incluso a rodear la zona de combustible líquido. En este caso el dosado relativo medio en la zona de autoencendido aumenta.

Finalmente, el efecto de la concentración de oxígeno en el gas ambiente sobre la localización espacial de la zona de autoencendido ha sido recientemente estudiado por Idicheria y Pickett [60]. Según los resultados obtenidos por estos autores, a medida que se reduce la concentración de oxígeno esta zona de ignición se desplaza aguas abajo en dirección axial hacia el frente del chorro, mientras que la evolución del dosado relativo medio de esta zona no se indica explícitamente aunque se puede inferir que no debe modificarse sustancialmente.

3.3.2. Fase de combustión en premezcla

La secuencia de procesos que acontecen durante esta etapa del proceso de combustión junto con sus características más relevantes han sido descritas por diferentes autores [51–53, 61], por lo que aquí se presenta una síntesis de sus aportaciones. En primer lugar, las reacciones ligeramente exotérmicas que dan origen a la quimioluminiscencia durante la primera etapa de ignición y el subsiguiente englobamiento del aire produce un crecimiento gradual de la temperatura en el seno del chorro hasta alcanzar unos $825 - 900\text{ K}$, especialmente en el sector comprendido entre la longitud líquida hasta la punta del chorro. En esta zona, las reacciones ya fuertemente exotérmicas asociadas a la formación de compuestos durante el autoencendido de hidrocarburos en condiciones de dosado rico (C_2H_2 , C_2H_4 , H_2O , entre otros) ocasionan un crecimiento abrupto en la temperatura y la presión, que se refleja en el pico característico de la fase de combustión en premezcla exhibida en la figura 3.1. La velocidad de combustión en esta etapa es rápida y por ello su duración es razonablemente corta en comparación con los tiempos característicos observados cuando la combustión pasa a estar controlada por los fenómenos de difusión.

En el apartado anterior se ha puesto de manifiesto la íntima relación que existe entre la fase de combustión en premezcla y los fenómenos de autoencendido, por ello no es de extrañar que tanto la duración como la cantidad de combustible que se quema en esta fase debe depender directamente de la masa inyectada durante tiempo de retraso. Este planteamiento está en sintonía con las conclusiones de la pequeña revisión bibliográfica realizada por Plee y Ahmad [62], quienes indican que en un motor Diesel de inyección directa los factores primarios que controlan la combustión premezclada son la tasa de inyección, la tasa de mezcla y el tiempo de retraso. Por su parte, García [6] realiza un análisis detallado de esta fase de combustión en premezcla confirmando que la masa quemada en esta fase depende no sólo de la masa inyectada durante el tiempo de retraso sino también en cierta medida de la tasa de mezcla entre el combustible y el gas ambiente. Este resultado se deriva principalmente a partir del incremento en la masa quemada en premezcla al aumentar la presión de inyección que se observa en los resultados presentados por este autor, aunque en cualquier caso el efecto de la tasa de mezcla debe ser razonablemente pequeño.

Un aspecto muy importante a considerar desde el punto de vista de la formación de contaminantes es la localización espacial de la zona donde se desarrolla la fase de combustión en premezcla y especialmente las condiciones en las que ésta se desarrolla en términos de dosado relativo medio. Son

notables las aportaciones realizadas en este ámbito por Espey y Dec [55], o más recientemente por Idicheria y Pickett [60, 63] sobre este tema.

Según demuestran estos autores a partir de diferentes secuencias de imágenes como las mostradas en la figura 3.2, la fase de combustión en premezcla se localiza en la zona comprendida entre la longitud donde se levanta la llama en condiciones estacionarias o longitud de *lift-off*⁸ y el frente del chorro, siempre que el proceso de inyección continúe una vez finalizada esta fase de combustión en premezcla.

Además, asumen que las condiciones de mezcla en las que se encuentra el chorro en el instante en el que comienza la fase de combustión en premezcla son representativas de aquellas en las que ésta se desarrolla.

Bajo estas hipótesis los autores identifican que el efecto de la temperatura del gas ambiente [60] consiste en desplazar la zona de combustión en premezcla aguas abajo en dirección axial. Como consecuencia directa, tanto el dosado relativo máximo como el medio en esta zona disminuyen. A pesar de que no se presentan resultados en relación con el efecto de la densidad, debido a la relación directa que existe entre el dosado relativo medio en la zona de combustión en premezcla y el dosado relativo medio en el *lift-off*⁹, se puede deducir que el efecto de la densidad debe ser cualitativamente similar al de la temperatura aunque sensiblemente menos pronunciado.

El efecto de la concentración de oxígeno también ha sido investigado por Idicheria y Pickett [63]. En este caso, sus resultados muestran como a medida que se reduce la concentración de oxígeno se desplaza la zona de combustión en premezcla aguas abajo hacia el frente del chorro. Sin embargo, en este caso y debido a la reducción de la masa de oxígeno englobado por el chorro, el dosado relativo medio en esta zona permanece prácticamente constante.

En cuanto a la formación de contaminantes, tanto la formación de NO_x como la de hollín dependen básicamente del dosado relativo medio de la zona donde evoluciona la fase de combustión en premezcla y de la temperatura local que se alcanza en dicha zona. Según propone Dec [2], en condiciones de operación convencionales la fase de combustión en premezcla se desarrolla en una zona con dosado relativo medio rico. La mayor parte del combustible que reacciona se encuentra en la franja de dosados relativos comprendida entre 2 y 4. Este resultado coincide plenamente con el obtenido por Espey y Dec [55]

⁸Por su especial relevancia, a esta longitud de *lift-off* se le dedica un apartado más adelante en este mismo capítulo.

⁹En el apartado dedicado a la longitud de *lift-off* se definen las dependencias tanto de este parámetro como del dosado relativo medio en la sección del chorro correspondiente a esta longitud con las condiciones termodinámicas del gas ambiente.

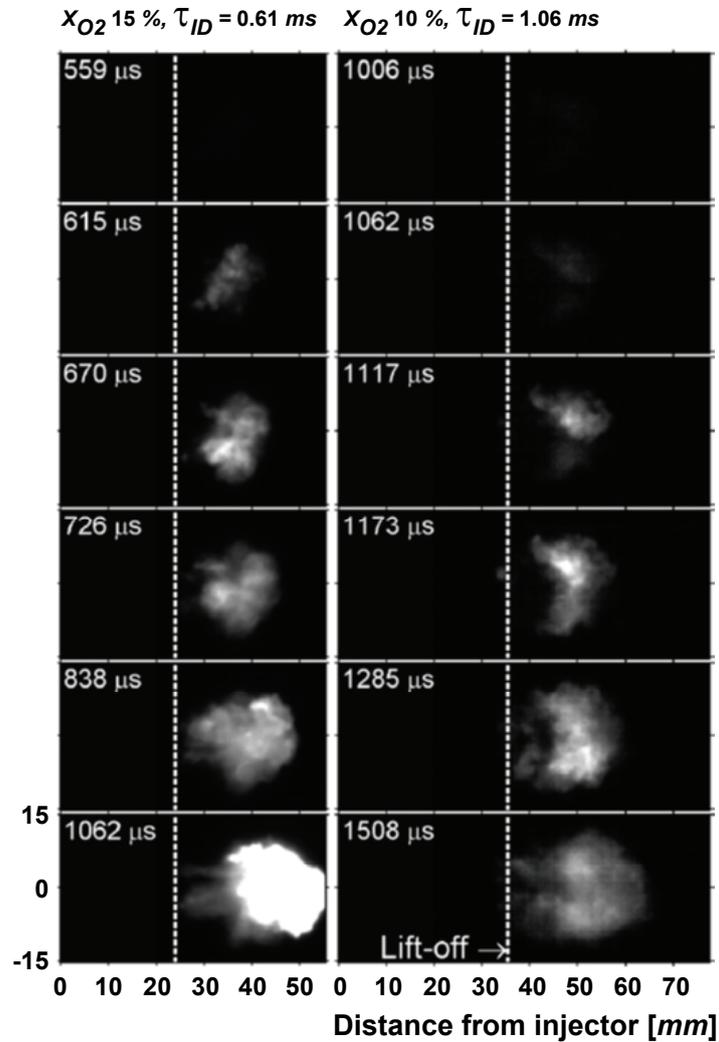


Figura 3.2. Localización espacial de la fase de combustión en premezcla para diferentes concentraciones de oxígeno en el gas ambiente. Se observa en la figura una secuencia de imágenes de quimioluminiscencia a alta temperatura. Fuente: Idicheria y Pickett [63].

aunque estos últimos indican que pueden existir regiones aisladas que alcanzan valores menores (desde 1.5) o mayores (hasta 5).

Bajo estas condiciones, Dec y Cnaan [64] confirman experimentalmente como la combustión premezclada es demasiado rica como para producir niveles

significativos de NO (y por lo tanto de NO_x). Por el contrario, esta combustión en condiciones ricas puede producir compuestos intermedios nitrogenados (principalmente HCN) que finalmente pueden derivar en formación de NO en la llama de difusión. Sin embargo, los propios autores indican que aunque indudablemente cierta cantidad de NO se forma por esta vía, parece poco probable que este NO sea significativo comparado con la producción de NO por la vía térmica favorecida por las altas temperaturas de llama que se alcanzan durante la fase de combustión por difusión rápida. En este sentido, los resultados obtenidos por Verbiezen *et al.* [65, 66] indican que existe cierta formación de NO durante esta fase aunque la temperatura aún es relativamente baja, por lo que los autores argumentan que en esta etapa concurren simultáneamente otros mecanismos adicionales a la vía térmica. Por otra parte, Musculus [67] observa que para aquellas condiciones de operación que generan tiempos de retraso suficientemente largos existen porciones de la mezcla con dosado relativo suficientemente bajo como para que se formen niveles moderados de NO por la vía térmica en los productos de la combustión premezclada.

Respecto a la formación de hollín, Dec y Espy [51] deducen a partir de sus resultados experimentales obtenidos en condiciones de operación convencionales que como consecuencia de que la combustión en premezcla se desarrolla en una zona con dosados relativos locales moderadamente ricos, tiende a formar partículas de hollín de pequeño tamaño que ocupan prácticamente todo el volumen correspondiente a esta zona de reacción. Flynn *et al.* [61] amplían esta descripción indicando que este hollín se forma a partir de los hidrocarburos poliaromáticos (PAH) presentes en los productos de la combustión premezclada que actúan como precursores¹⁰. Higgins *et al.* [53] argumentan que el hollín comienza a formarse en instantes próximos al máximo de la tasa de liberación de calor durante la fase de combustión en premezcla (figura 3.1) debido a que es necesario cierto tiempo desde que comienza esta etapa de la combustión hasta la formación de hollín para consumir el oxígeno englobado durante la fase de retraso y para elevar la temperatura en la zona de reacción hasta los niveles necesarios para activar las reacciones de formación de hollín. En esta misma dirección, Aizawa *et al.* [70] observan que la concentración máxima de precursores de hollín en el chorro se detecta inmediatamente después de que se desarrolle la combustión premezclada rica, y precede temporalmente a la aparición de hollín.

¹⁰Aunque queda lejos de los objetivos de este trabajo, es posible encontrar una descripción detallada e interesante sobre el proceso de formación de hollín en las revisiones realizadas por Mansurov [68] y por Xi y Zhong [69].

Para identificar el efecto de las condiciones termodinámicas en el gas ambiente sobre la formación de hollín durante la fase de combustión en premezcla, es necesario recurrir de nuevo a los resultados presentados por Idicheria y Pickett [60, 63]. Como se ha comentado previamente, la reducción en la temperatura del gas da como resultado un desplazamiento de la zona de combustión en premezcla hacia el frente del chorro, con la consiguiente reducción de los dosados relativos locales y finalmente de la formación de hollín. Este mismo razonamiento es cualitativamente válido (aunque los autores no lo explicitan) para estimar el efecto que produciría una reducción de la densidad del gas. Estos mismos autores indican que una reducción en la concentración de oxígeno en el gas desplaza la zona de combustión en premezcla hacia el frente del chorro, pero no reduce el dosado relativo medio en dicha zona como sería deseable para disminuir la formación de hollín. Sin embargo, observando las imágenes que muestran estos autores, parece que la formación de hollín podría inhibirse si se reduce la temperatura local en el seno del chorro por debajo de la temperatura umbral mínima necesaria para que se produzca dicha formación durante el desarrollo de esta etapa del proceso de combustión.

3.3.3. Fase de combustión por difusión rápida

Siguiendo la secuencia cronológica de procesos, la siguiente etapa que se identifica observando la tasa de liberación de calor mostrada en la figura 3.1 se corresponde con la *fase de combustión por difusión rápida*. Resulta evidente que la información proporcionada por la tasa de liberación de energía no es adecuada ni suficiente para describir la transición entre estas dos fases, y por ello Dec y Coy [71] y más recientemente Bruneaux [72] han estudiado dicha transición utilizando la localización espacial del radical OH como trazador de la zona de reacción o llama difusiva. Ambos autores indican que la formación de la llama de difusión comienza durante la fase de combustión en premezcla, en general a partir del instante en el que se alcanza el máximo de la tasa de liberación de calor. Inicialmente esta zona de reacción se establece en la periferia del frente del chorro y se propaga hacia la tobera de inyección, estabilizándose a una determinada distancia del orificio. Dec y Espey [51] llegan a la misma conclusión a partir de la observación de la evolución del hollín durante la fase de combustión en premezcla. En este caso las partículas de hollín de mayor tamaño localizadas en la interfase entre el chorro y el gas ambiente durante la fase de combustión en premezcla marcan la posición donde comienza a formarse la llama de difusión. A partir de aquí y durante la fase de combustión por difusión rápida se consolida este frente de llama,

que se autosustenta a partir del aporte convectivo y difusivo de combustible y oxígeno. En este momento el chorro Diesel entra en una fase *cuasiestacionaria* en la que las características generales del chorro se preservan, aunque continua incrementando su tamaño.

En los últimos años la información detallada sobre el proceso de combustión Diesel obtenida por medio de la aplicación de técnicas ópticas avanzadas ha favoreciendo el desarrollo de diferentes modelos conceptuales, siendo los más extendidos los propuestos por Flynn *et al.* [61] que se representa en la figura 3.3 y por Bruneaux [72, 73], recogido en la figura 3.4.

Ambos modelos conceptuales son similares entre sí y describen cualitativamente la evolución del chorro desde el inicio del proceso de autoencendido hasta que se establece completamente el frente de llama y se alcanzan las condiciones cuasiestacionarias, recogiendo la fenomenología descrita en los apartados precedentes.

3.3.3.1. Modelo conceptual de la llama difusiva en condiciones cuasiestacionarias

A lo largo de los años y debido a la complejidad intrínseca de los procesos físico-químicos involucrados, la llama difusiva característica del proceso de combustión Diesel una vez alcanzadas las condiciones cuasiestacionarias ha sido objeto de múltiples estudios con el objeto de incrementar el conocimiento existente sobre dichos procesos y establecer un modelo conceptual adecuado. En palabras de Dec [2] *un modelo conceptual preciso -del proceso de combustión- proporciona un marco global para interpretar medidas experimentales, orienta el desarrollo del modelado numérico, y suministra una imagen mental que guía el pensamiento de los diseñadores de motores.*

Actualmente el modelo conceptual más extendido y aceptado para describir la llama difusiva Diesel en condiciones cuasiestacionarias¹¹ es el propuesto precisamente por Dec [2] y ampliado posteriormente por Flynn *et al.* [61], que se muestra en la figura 3.5.

De acuerdo con este modelo conceptual representado en la figura 3.5, existe una primera zona comprendida entre la salida de la tobera y la posición donde despega la llama difusiva en la cual las condiciones son similares a las observadas para el chorro no reactivo (Zona I). En esta zona se desarrollan los fenómenos físicos de atomización, englobamiento de aire y evaporación de

¹¹Este modelo pierde validez una vez finaliza en proceso de inyección y comienza la fase de combustión por difusión lenta.

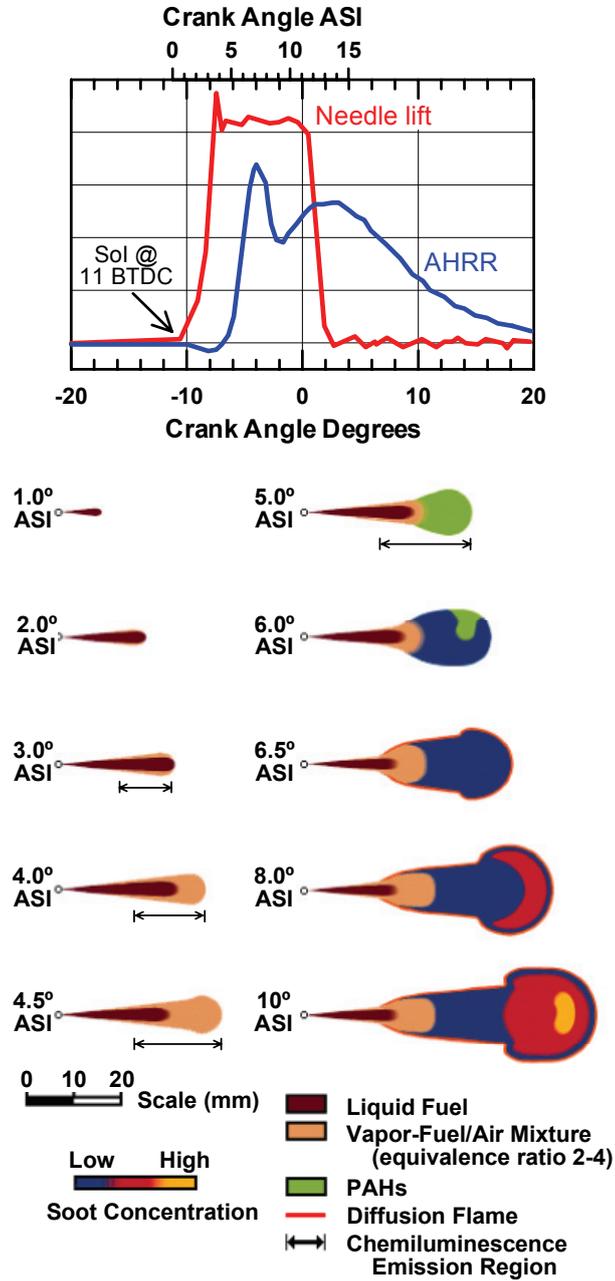


Figura 3.3. Modelo conceptual propuesto por Flynn et al. para el proceso de combustión Diesel desde el inicio de inyección hasta el establecimiento de la llama Diesel de difusión. Fuente: Flynn et al. [61].

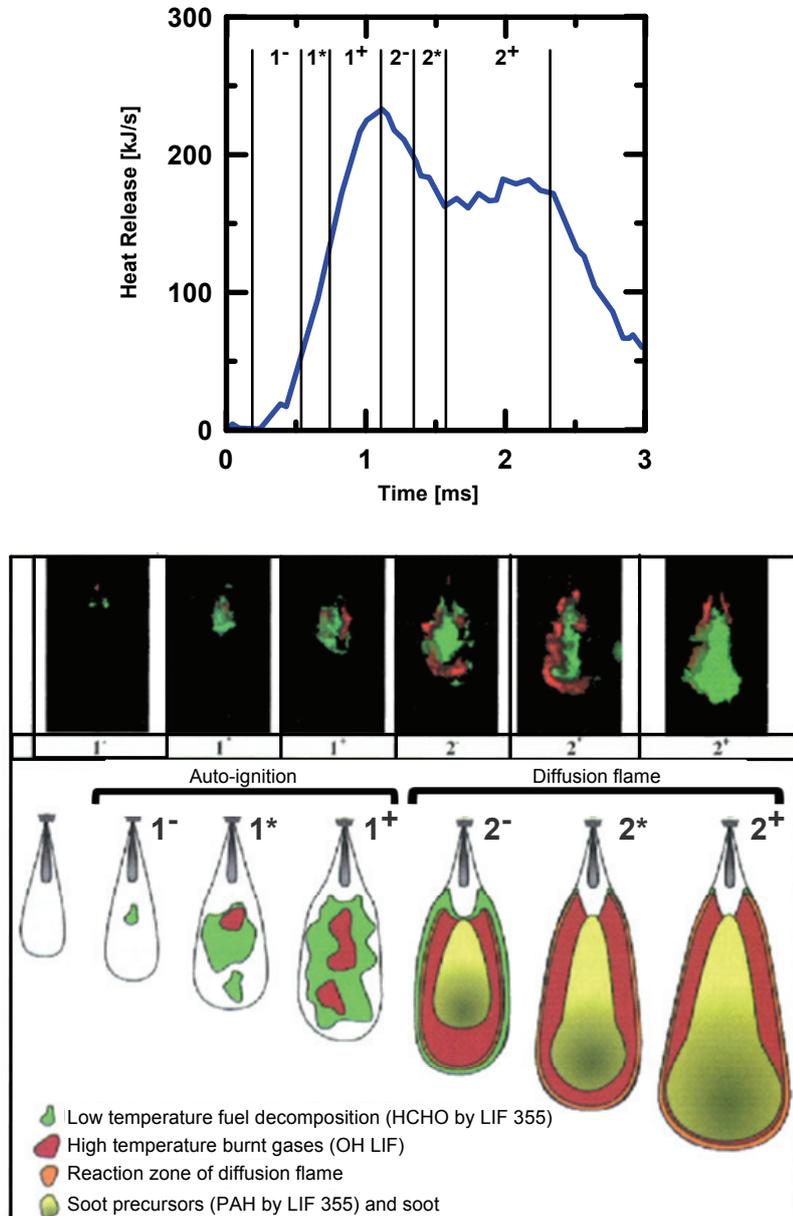


Figura 3.4. Modelo conceptual propuesto por Bruneaux para el proceso de combustión Diesel desde el inicio de combustión hasta el establecimiento de la llama Diesel de difusión. El instante 2^+ se corresponde con la etapa cuasiestacionaria en la que la llama difusiva ya está establecida. Fuente: Bruneaux [72].

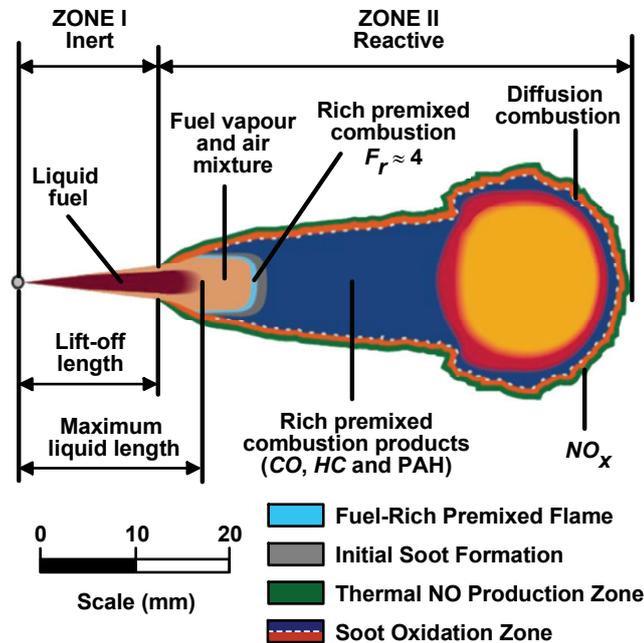


Figura 3.5. Estructura de la llama difusiva Diesel durante la etapa cuasiestacionaria de acuerdo con el modelo conceptual propuesto por Dec. Fuente: Dec [2].

forma similar a como se producen en un chorro no reactivo y evaporativo, aunque dichos procesos se ven alterados por la presencia de la llama difusiva aguas abajo de esta zona. La longitud de esta primera zona se conoce como longitud de despegue de llama o de *lift-off*.

A partir de la longitud de *lift-off*, el chorro pasa a encontrarse en condiciones reactivas (Zona II). Inmediatamente aguas abajo de la longitud de *lift-off*, Dec plantea como hipótesis la existencia de una zona de reacción premezclada que consumiría prácticamente todo el oxígeno englobado por el chorro en su evolución a lo largo de la primera zona. Esta hipótesis ha sido experimentalmente confirmada por Idicheria y Pickett [74], cuyos resultados muestran la formación de formaldehído en la zona próxima a la longitud de *lift-off* que indica la existencia de reacciones de autoencendido y que posteriormente se consume ligeramente aguas abajo de la longitud de *lift-off*, identificando precisamente la zona de reacción premezclada. Como consecuencia en el interior de la llama difusiva se puede asumir que la concentración de oxígeno es nula. Los productos de esta combustión

premezclada que se desarrolla con un dosado relativo medio rico contienen hidrocarburos parcialmente oxidados que actúan como precursores para la formación de hollín.

Una vez sobrepasada la zona ocupada por la reacción premezclada el chorro adquiere una estructura típica de llama difusiva. La estructura básica se compone de una zona interna ocupada por el combustible sin quemar o parcialmente oxidado junto con el hollín, rodeados por la superficie de reacción donde se produce su oxidación total hasta dióxido de carbono y agua. Mientras que la formación de precursores del hollín depende fundamentalmente de las condiciones en las que se desarrolla la reacción premezclada anterior, en la zona interna de la llama difusiva se produce la formación y el crecimiento de las partículas de hollín a partir de dichos precursores. Como se muestra en la figura 3.5, la proporción de hollín alcanza su máximo en el vórtice de bajas velocidades que se forma en la parte frontal de la llama, en la cual tanto la formación como el crecimiento del hollín se ven especialmente favorecidos por el alto tiempo de residencia hasta llegar a la superficie de la llama. Cuando el hollín alcanza finalmente la zona de reacción se oxida de forma prácticamente completa principalmente por el ataque de los radicales OH formados en la propia llama de difusión aunque el oxígeno presente en el gas que rodea a la llama también contribuye a este proceso de oxidación. En relación con la formación de óxidos de nitrógeno, los resultados de Dec y Canaan [64] muestran que la formación de la especie NO por la vía térmica se desarrolla en la parte externa de la zona de combustión por difusión debido a la alta temperatura y a la disponibilidad de oxígeno, mientras que la zona interna de la llama difusiva carece del oxígeno necesario para la formación de óxidos de nitrógeno.

Este modelo conceptual se puede completar añadiendo una descripción cualitativa de la evolución espacio-temporal de un paquete de masa a medida que evoluciona longitudinalmente a través de las diferentes zonas de forma similar a la que plantea originalmente Flynn *et al.* [61]. Esta descripción se apoya en el esquema representado en la figura 3.6, adaptado del propuesto por Molina [59].

El paquete de combustible recién inyectado se atomiza y mezcla con el aire ambiente que se encuentra a elevada temperatura. Como consecuencia, el combustible líquido aumenta su temperatura y se evapora progresivamente hasta que la fase líquida desaparece completamente, estableciéndose así la longitud líquida máxima. El combustible continúa mezclándose con el aire y avanzando longitudinalmente hasta que alcanza la zona de reacción premezclada donde la temperatura se ha elevado hasta los 700 K y el dosado

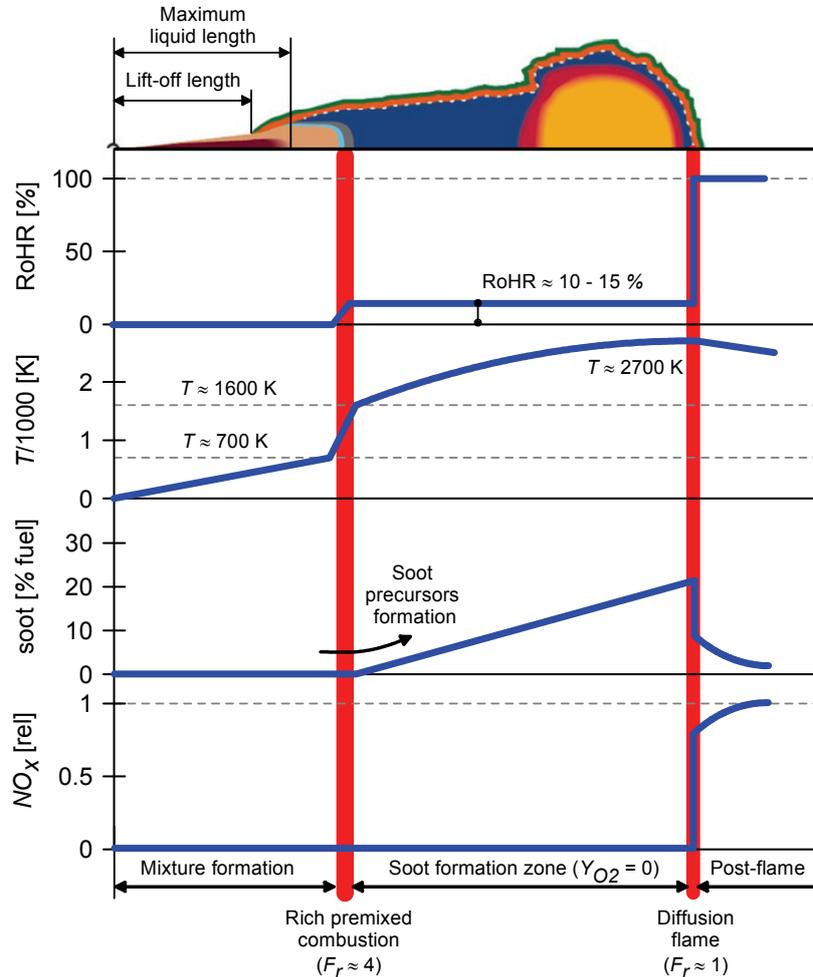


Figura 3.6. Descripción de la evolución espacio-temporal de un paquete de masa inyectado durante la fase de combustión por difusión rápida una vez alcanzadas las condiciones cuasiestacionarias. Fuente: Molina [59].

relativo medio es de alrededor de 4, y por lo tanto rico. Mientras atraviesa esta zona de reacción la masa de combustible se quema, liberándose del orden del 10 al 15% de la energía química contenida en el combustible, con lo que su temperatura se eleva hasta los 1600 K. Durante esta reacción premezclada rica las temperaturas locales y la concentración de oxígeno son demasiado bajas para una producción significativa de NO por la vía térmica, mientras que el dosado relativo medio es demasiado rico para formar NO a partir del

mecanismo *prompt*. Por otra parte, Pickett y Siebers [75] sugieren que como resultado de dicha combustión premezclada rica se generan gran cantidad de productos parcialmente oxidados entre los que se encuentran el monóxido de carbono e hidrocarburos de cadena corta no saturados, que parece que son las especies necesarias para formar hidrocarburos poliaromáticos (PAH) que son los auténticos precursores del hollín.

A continuación el combustible sigue desplazándose a lo largo del eje del chorro y penetra en la zona correspondiente a la llama difusiva y, aunque continúa englobando gases, no existe aportación de oxígeno ya que éste se consume en la periferia del chorro donde se encuentra la zona de reacción correspondiente a la combustión por difusión. Al no existir aporte de oxígeno, es altamente improbable que exista liberación de calor apreciable en la zona interna de la llama difusiva. En este viaje a lo largo de la llama difusiva, el progresivo acercamiento a la zona de reacción donde se encuentra el frente de llama produce un calentamiento del paquete que en estos instantes se encuentra compuesto por una mezcla rica en precursores del hollín. El aumento progresivo de temperatura produce un incremento en el tamaño de las partículas de hollín hasta alcanzar la zona próxima al frente de llama, donde su tamaño y concentración son máximos. Finalmente, el paquete atraviesa la zona de reacción que es una superficie de pequeño espesor donde el dosado relativo promedio es el estequiométrico y se alcanzan temperaturas cercanas a la adiabática de llama. En esta superficie de reacción el combustible junto con los productos parcialmente oxidados y el hollín formado se queman a medida que el se aporta por difusión el oxígeno necesario, liberándose la energía química restante (del 85 al 90%) contenida en el combustible. Las imágenes obtenidas por Kosaka *et al.* [76] o por Dec y Tree [77] muestran como efectivamente en estas condiciones cuasiestacionarias el hollín se localiza en la zona interna de la llama, y se encuentra perfectamente rodeado por la zona de reacción trazada a partir del radical OH . Además, Dec y Tree indican explícitamente que no se observa presencia de hollín en la parte externa de la llama lo que indica que éste se oxida completamente al atravesar la zona de reacción, ya que es precisamente el OH es la especie química que domina la oxidación de hollín en condiciones estequiométricas.

Esta descripción de la evolución del hollín en el interior de la llama difusiva ha sido confirmada recientemente diferentes autores como Ito *et al.* [78] o Kosaka *et al.* [79], cuyo modelo conceptual sobre la formación de hollín en esta etapa del proceso de combustión se ha representado en la figura 3.7. Mientras que en el frente de llama la concentración de hollín se reduce hasta valores muy próximos a cero, la tasa de formación de NO por la vía térmica aumenta súbitamente en la zona exterior de la llama difusiva. Para finalizar, después

de atravesar la llama difusiva, los productos de la combustión se diluyen en el resto de gases presentes en la cámara de combustión.

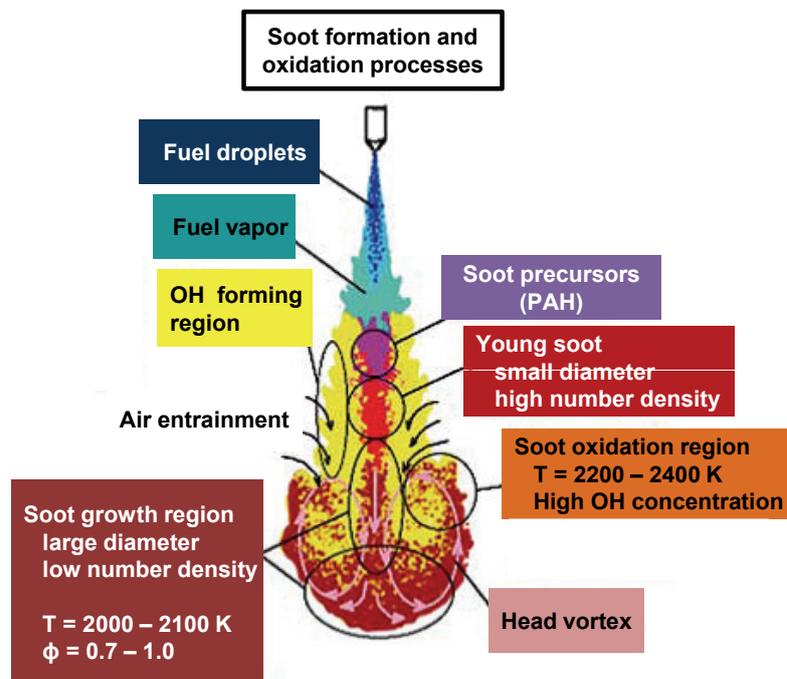


Figura 3.7. Modelo conceptual para describir la evolución del hollín en una llama difusiva Diesel durante la etapa cuasiestacionaria. Fuente: Kosaka et al. [79].

Es importante destacar que este modelo conceptual es completamente válido mientras el chorro evolucione libremente y no exista interacción de la llama con ninguna superficie ni tampoco con otras llamas adyacentes. Sin embargo, en un motor Diesel se dan en muchos casos las condiciones necesarias para que la llama alcance la superficie del pistón y por lo tanto su estructura difiere de la descrita previamente.

Este fenómeno de choque de pared y su influencia sobre la estructura del chorro, el proceso de mezcla y la formación/destrucción del hollín ha sido investigado por diferentes autores. Dec y Tree [77] muestran que la presencia de una pared en la trayectoria de la llama difusiva tiene un efecto prácticamente nulo sobre su morfología y su integridad mientras que ésta no entre en contacto con la pared. La figura 3.8 muestra como poco después de que la zona frontal de la llama impacte con la pared en este caso del pistón, se produce un fenómeno

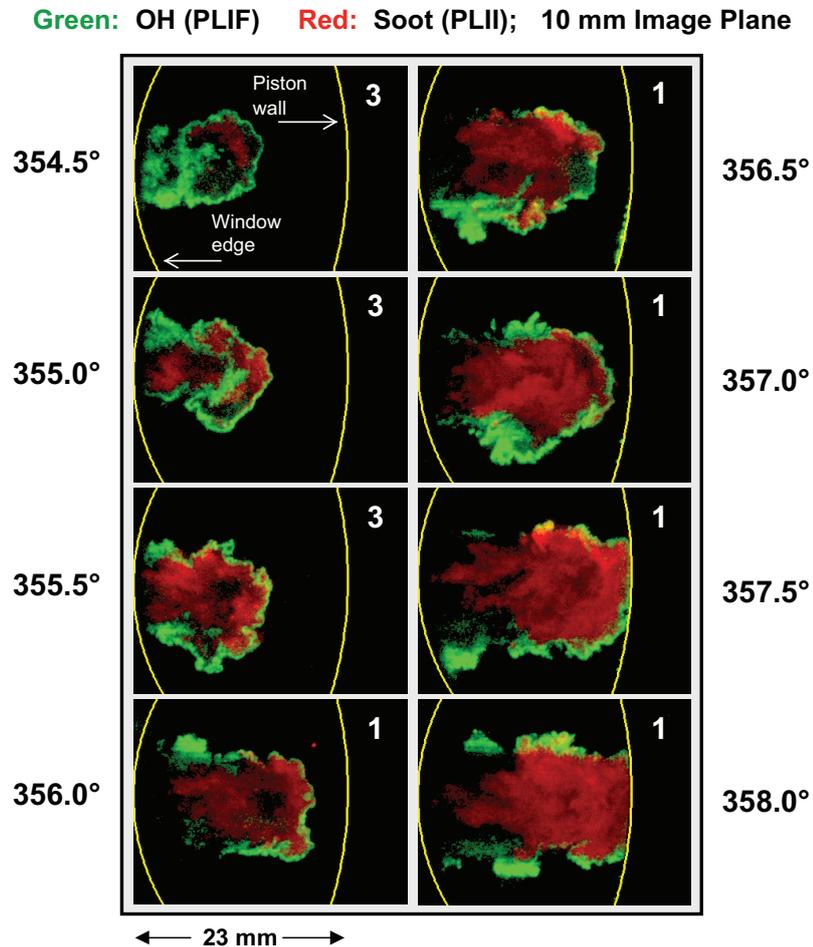


Figura 3.8. Secuencia temporal de la localización espacial del frente de llama (zona ocupada por el radical *OH*) y de las partículas de hollín cuando existe choque de pared. El número situado en la esquina superior derecha de cada imagen representa la ganancia relativa del intensificador utilizado para obtener las imágenes de hollín (PLII). Fuente: Dec y Tree [77].

de extinción de la llama en la zona de contacto detectable por la ausencia de *OH* en dicha zona. La estructura de la llama consiste en una zona central ocupada por el hollín, rodeada lateralmente por la zona de reacción que ahora se encuentra dividida y siendo su límite frontal la propia pared.

En este momento, las partículas de hollín localizadas en la zona interior de la llama impactan directamente sobre la pared y se favorece el transporte de las mismas a través de la capa límite para depositarse finalmente sobre la superficie según un mecanismo conocido como termoforesis. Este hollín almacenado en la pared podría eludir el mecanismo de oxidación y escapar en el seno de los gases de escape. Sin embargo en otro trabajo de estos mismos autores [80] se indica que la cantidad total de hollín depositada contra la pared y que se libera durante el proceso de expansión es pequeña en comparación a la cantidad total de hollín formada, por lo que tiene una importancia menor para explicar las variaciones de hollín en el escape cuando se modifican las condiciones de operación del motor.

Por su parte, Pickett y López [81, 82] y Bruneaux [83] realizan un estudio exhaustivo de la fenomenología asociada al choque de pared utilizando para ello una superficie plana dispuesta perpendicularmente al eje de la llama. A partir de sus resultados comparando un chorro libre y uno en el que existe choque de pared, en ambos casos los autores concluyen que el choque de pared no implica necesariamente una reducción en el englobamiento de aire o un incremento en la formación de hollín. Bruneaux explica que para altas presiones de inyección el choque de pared incrementa la tasa de mezcla en el frente del chorro, mientras que Pickett y López indican que el choque de pared puede incluso reducir la formación de hollín en la zona interna de la llama difusiva posiblemente debido a un enfriamiento local de dicha zona al entrar en contacto con la pared que se encuentra a temperaturas relativamente bajas.

Como conclusión, cabe destacar que a pesar de no considerar los fenómenos asociados a la interacción entre la llama difusiva y la pared, el modelo conceptual propuesto por Dec es esencialmente válido para explicar cualitativamente la formación de hollín en una llama difusiva durante su etapa cuasiestacionaria.

3.3.3.2. Longitud de *lift-off*

Considerando el modelo conceptual presentado en el apartado anterior y representado en la figura 3.5 es evidente que la llama no se encuentra pegada a la tobera de inyección, sino que se encuentra separada de la misma una determinada distancia denominada longitud de *lift-off*. La justificación de la importancia del *lift-off* reside en el hecho de que los procesos físico-químicos que se desarrollan en la zona próxima a la tobera en una llama difusiva Diesel determinan en gran medida las características del proceso de combustión y la formación de contaminantes.

El interés suscitado recientemente por comprender la fenomenología relacionada con la distancia en la que se establece el levantamiento de la llama difusiva Diesel proviene principalmente de su relación con el dosado relativo medio en la zona en la que evoluciona la reacción premezclada según en el modelo conceptual de Dec, y que deriva en la formación de precursores de hollín en el seno del chorro. Siebers y Higgins [84] confirman experimentalmente esta relación y muestran los resultados representados gráficamente en la figura 3.9 donde queda patente la influencia tanto de la longitud de *lift-off* (figura 3.9(a)) como del dosado relativo medio en esta sección (figura 3.9(b)) sobre la formación de hollín medida a partir de la luminosidad de la llama para diferentes condiciones de operación y diámetros del orificio de inyección.

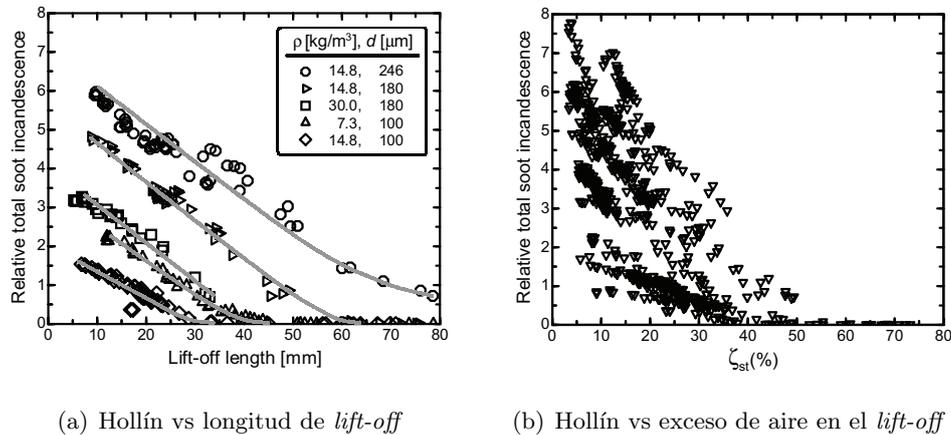


Figura 3.9. Relación entre la longitud de *lift-off* y el exceso de aire en esta sección del chorro con la formación de hollín en la llama Diesel para diferentes condiciones de operación y diámetros del orificio de inyección. Fuente: Siebers y Higgins [84].

De acuerdo con estos resultados, es evidente que a medida que se empobrece el dosado relativo medio en el *lift-off*, se produce una reducción en la formación de hollín en la llama Diesel e incluso para valores por debajo de 2 (que se corresponden con ζ por encima del 50 %) la formación de hollín se inhibe completamente. Este valor límite es consistente con el obtenido en otros estudios sobre formación de hollín para hidrocarburos típicos en condiciones de combustión premezclada [3].

Además y de acuerdo con lo expuesto en el apartado 3.3.2 esta longitud también parece estar relacionada con la formación de estos precursores del hollín durante la fase de combustión en premezcla, y por ello resulta evidente la necesidad de describir detalladamente la relación entre esta longitud

característica y las condiciones de contorno en las que se desarrolla el proceso de combustión.

En este sentido, Siebers y sus colaboradores [84, 85] han generado una extensa base de datos experimental para la longitud de *lift-off* considerando variaciones de presión de inyección, la temperatura y densidad del gas ambiente, diámetros de orificio de inyección y concentración de oxígeno en el gas ambiente. A partir de estos resultados los autores correlacionan la longitud de *lift-off* con las diferentes condiciones de contorno, y Pickett *et al.* [86] resumen estas dependencias por medio de la expresión 3.15, que se corresponde con una regresión estadística de tipo potencial.

$$LOL \propto T_g^{-3.74} \cdot \rho_g^{-0.85} \cdot \phi_o^{0.34} \cdot u_o \cdot f_{st}^{-1} \quad (3.15)$$

Existen diferentes aproximaciones teóricas o modelos que tratan de explicar los mecanismos que intervienen en la estabilización de la longitud *lift-off* en chorros turbulentos. Estas teorías han sido recogidas en las revisiones recientes sobre el tema realizadas por Venugopal y Abraham [87] y por Lyons [88], aunque aquí se va a hacer referencia explícita únicamente a una de ellas que es interesante puesto que permite explicar en gran medida las relaciones de dependencia de la longitud de *lift-off* con las condiciones de operación que se observan en la expresión 3.15.

Así, Peters [89] utiliza el concepto de *propagación de llama parcialmente premezclada* para explicar el mecanismo por el cual se estabiliza la longitud de *lift-off* en un chorro gaseoso. Esta aproximación se basa en diferentes observaciones que indican que la llama se estabiliza sobre (o en las proximidades) del contorno donde la mezcla se encuentra en condiciones estequiométricas en un punto en que hay un balance entre el flujo convectivo aguas abajo en el chorro y la propagación de la llama turbulenta aguas arriba. Considerando estas hipótesis¹², el autor propone una ley de escalado que posteriormente es modificada por Siebers *et al.* [85] para considerar las diferencias entre el chorro Diesel y el su equivalente gaseoso, obteniéndose finalmente la expresión 3.16¹³.

¹²En realidad es necesario asumir como hipótesis adicional que el número de Damköhler definido como el cociente entre la tasa de reacción química local y la de mezcla es del orden de la unidad. Esto implica que el fenómeno no está controlado por el proceso físico de mezcla, sino por los procesos químicos asociados a la combustión.

¹³Los resultados obtenidos por Pickett *et al.* [86] muestran que la longitud de *lift-off* depende de la tendencia al autoencendido del combustible y por ello plantean una correlación alternativa de tipo Arrhenius similar a la utilizada clásicamente para describir el fenómeno del autoencendido, obteniendo un ajuste similar a los resultados experimentales.

$$LOL \propto \frac{u_o \cdot f_{st} \cdot \alpha_T}{s_L^2(f_{st}) \cdot \tan(\theta/2)} \quad (3.16)$$

En la expresión anterior, α_T es la difusividad térmica y $s_L(f_{st})$ representa la velocidad de combustión laminar para condiciones de mezcla estequiométrica. Finalmente, la diferencia con la ley de escalado de Peters reside únicamente en el término $\tan(\theta/2)$, que es el que particulariza la expresión para un chorro Diesel. En este mismo trabajo, los autores proponen sustituir en la ley de escalado 3.16 los parámetros $s_L(f_{st})$, α_T y $\tan(\theta/2)$ considerando sus dependencias con la concentración de oxígeno, la temperatura y la densidad del gas ambiente, llegando a la expresión 3.17, que es razonablemente similar a la relación experimental 3.15.

$$LOL \propto \frac{u_o \cdot f_{st} \cdot \alpha_T}{s_L^2(f_{st}) \cdot \tan(\theta/2)} \approx T_g^{-3.5} \cdot \rho_g^{-0.8} \cdot u_o \cdot f_{st}^{-1} \quad (3.17)$$

En la expresión teórica anterior no se observa dependencia alguna de la longitud de *lift-off* con el diámetro del orificio de inyección, por lo que su ligero efecto observado experimentalmente no ha podido ser teóricamente explicado.

Finalmente, Musculus [91] compara el comportamiento de la longitud de *lift-off* en un chorro libre evolucionando en una maqueta de volumen constante y en condiciones reales de motor, donde varios chorros evolucionan interaccionando entre sí y además puede existir choque de la llama con la pared. En estas condiciones se observa una disminución de la longitud de *lift-off* y de su sensibilidad ante variaciones tanto de la temperatura como de la densidad del gas ambiente. El autor asocia esta menor sensibilidad fundamentalmente al confinamiento de la llama entre la pared del pistón situada frontalmente y las llamas adyacentes. Esta explicación es coherente con las conclusiones del estudio realizado por Pickett y Lopez *et al.* [81], quienes indican que cuando la llama se encuentra confinada los gases calientes producto de la combustión tienden a regresar en dirección al inyector tras producirse el choque con la pared, lo cual explica la reducción tanto de la longitud de *lift-off* como de su sensibilidad. No obstante, es importante destacar que en cualquier caso las dependencias generales son las mismas que las observadas para chorro libre.

Se describe a continuación de forma secuencial la influencia de las condiciones termodinámicas y de la concentración de oxígeno sobre la longitud

En la misma línea, Pauls *et al.* [90] confirman la importancia del fenómeno de autoencendido en la estabilización de la longitud de *lift-off* combinando resultados experimentales junto con un análisis utilizando un modelo fluidodinámico computacional

de *lift-off*, el dosado medio en esta sección del chorro y finalmente la formación de hollín. Las condiciones de inyección también tienen una influencia notable en estas tres características de la llama difusiva Diesel, especialmente el diámetro del orificio y la presión de inyección. Sin embargo, ambos parámetros se han mantenido constantes en el presente estudio y por lo tanto la descripción detallada de su efecto queda lejos de los objetivos planteados. No obstante, se puede encontrar información al respecto en diferentes trabajos realizados en los *Sandia National Laboratories* [84, 92–95].

Temperatura del gas ambiente

La evolución de la longitud de *lift-off* a medida que se incrementa la temperatura del gas ambiente se muestra en las figuras 3.10(a) y 3.10(b). De acuerdo tanto con la expresión experimental 3.15 como con la expresión teórica 3.17, la temperatura del gas ambiente es el parámetro más influyente sobre la longitud de *lift-off*. Siebers y Higgins [84] explican que la reducción de la longitud de *lift-off* al incrementar la temperatura se debe principalmente al resultado neto del balance entre el efecto de la temperatura sobre la velocidad de combustión laminar y sobre la difusividad térmica.

A lo largo de la longitud de *lift-off* el comportamiento del chorro en términos de mezcla se asemeja en gran medida a uno inerte y por lo tanto, ni el englobamiento [40] ni la tasa de mezcla [5] dependen de la temperatura del gas ambiente. Por lo tanto y de acuerdo con los resultados de Siebers y sus colaboradores, al incrementar la temperatura disminuye la masa de aire englobada por el chorro en la zona entre el orificio de inyección y el *lift-off*, con el consiguiente aumento del dosado medio en esta sección.

Siebers y Pikett [96, 97] argumentan que la formación de hollín aumenta al incrementar la temperatura, como se muestra en la figura 3.10(c), debido a varios factores concurrentes. En primer lugar se produce un enriquecimiento de la combustión premezclada que favorece la generación de mayor cantidad de precursores del hollín. En segundo lugar se incrementa la temperatura adiabática de la llama, lo que resulta en mayores temperaturas en la región interna de la llama, donde se acelera la cinética química de formación de hollín.

Por último, la reducción de la longitud de *lift-off* implica que la formación de hollín comienza en zonas más cercanas al orificio de inyección, por lo que el tiempo de residencia en seno de la llama hasta llegar al frente de llama es mayor¹⁴ promoviendo el crecimiento de las partículas de hollín.

¹⁴Es importante recordar que la temperatura del gas ambiente tiene un efecto moderado sobre la longitud característica de la llama como se introdujo en el apartado 3.2.3, por lo

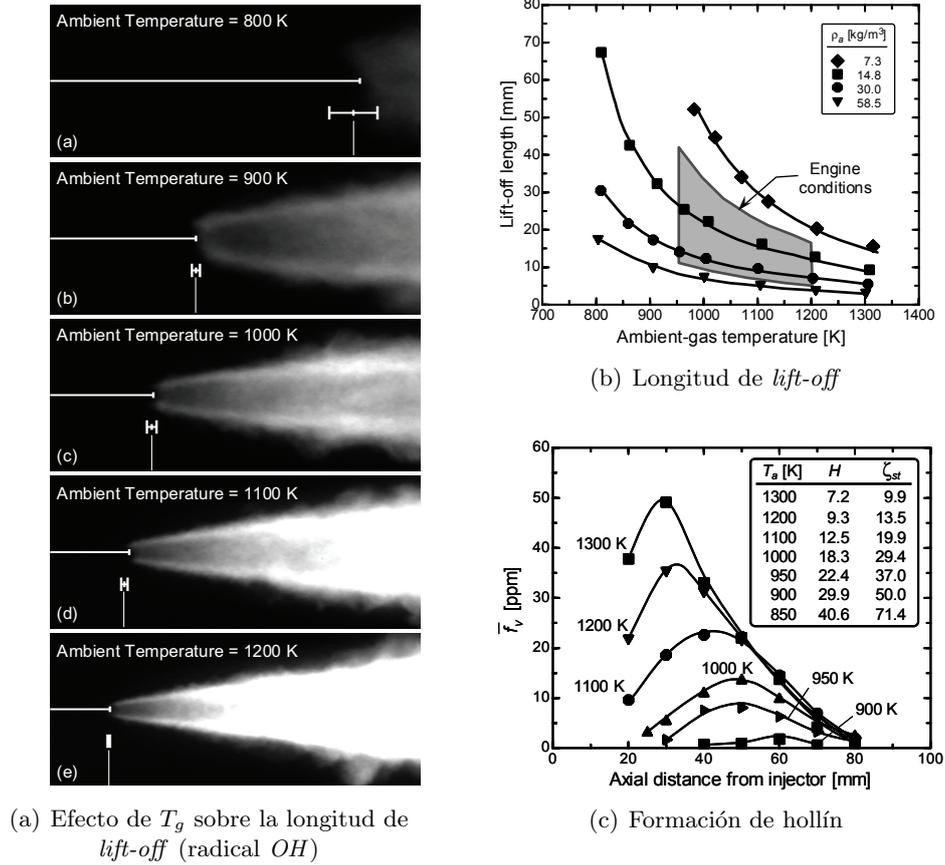


Figura 3.10. Efecto de la temperatura del gas ambiente sobre la longitud de *lift-off* y la formación de hollín. Fuentes: (a) Siebers y Higgins [84], (b) y (c) Siebers y Pikett [96].

Densidad del gas ambiente

Para el caso de la densidad del gas ambiente, las figuras 3.11(a) y 3.11(c) muestran que una reducción en este parámetro implica un aumento de la longitud de *lift-off*. A lo largo del razonamiento teórico realizado por Siebers *et*

que la distancia a recorrer por un paquete de combustible desde que sale de la tobera hasta que alcanza el frente de llama es razonablemente similar.

al. [85] para deducir la expresión 3.17, los autores observan que no todo el efecto de la densidad se puede explicar a partir un razonamiento estrictamente teórico como el realizado por Peters [89], ya que cuando aplican estrictamente la ley de escalado propuesta por éste para chorros gaseosos y considerando las propiedades de los hidrocarburos el exponente que acompaña a la densidad es igual a -0.6 . Los autores argumentan que este exponente adopta el valor final de -0.8 muy próximo al obtenido experimentalmente cuando se sustituye la dependencia de la tangente del semiángulo de chorro con la densidad.

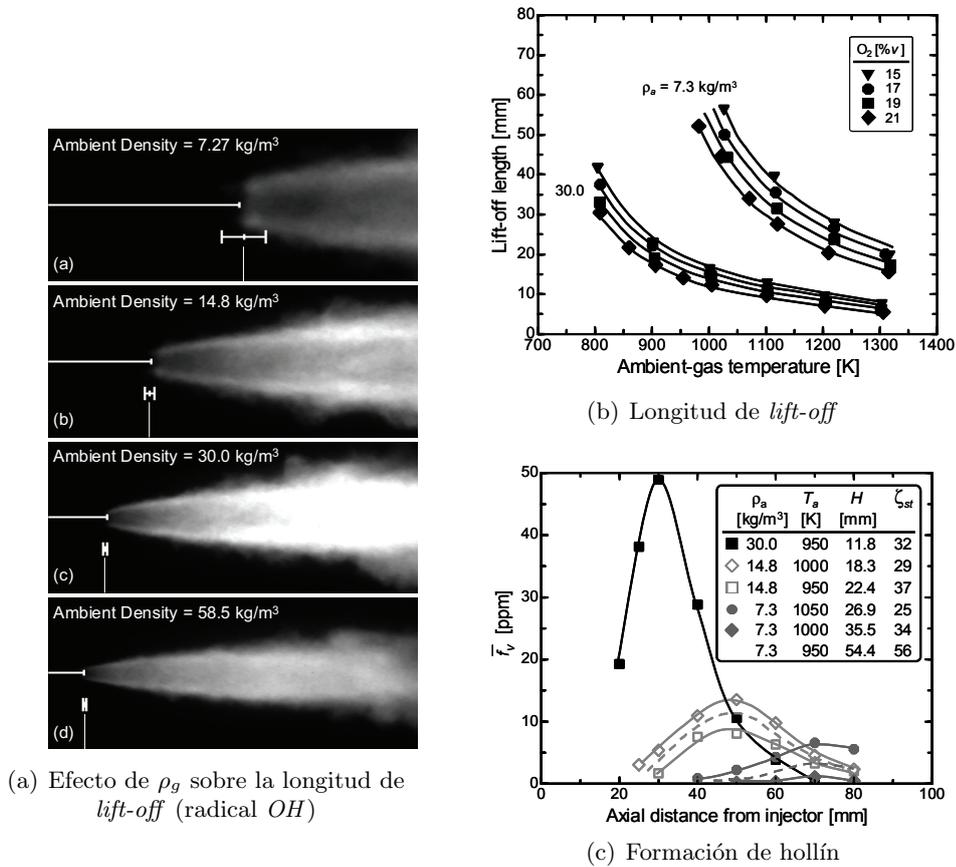


Figura 3.11. Efecto de la densidad del gas ambiente sobre la longitud de *lift-off* y la formación de hollín. Fuentes: (a) Siebers y Higgins [84], (b) y (c) Siebers y Pikett [96].

Al considerar la influencia de reducir la densidad del gas ambiente sobre el dosado medio en la sección correspondiente al *lift-off*, se observan dos efectos

contrapuestos. Por un lado se incrementa la longitud de *lift-off* y con ello la distancia disponible para el desarrollo del proceso de mezcla hasta llegar a la zona reactiva del chorro. Sin embargo, la masa de gas englobada por el chorro por unidad de longitud axial se reduce y tiende a disminuir los dosados locales en el seno del chorro. De acuerdo con los resultados recientes presentados por Siebers y Pikett [96, 97] indican que en este balance la reducción de la longitud de *lift-off* prevalece y por lo tanto disminuye el dosado medio en la sección donde se sitúa el *lift-off*. En cualquier caso, para los rangos de densidad y temperatura del gas ambiente característicos para los motores Diesel este efecto es pequeño.

En cuanto a la repercusión sobre la formación de hollín, estos mismos autores muestran una serie de resultados que confirman que ésta disminuye significativamente al reducirse la densidad del gas ambiente, como se observa en la figura 3.11(c). Además los procesos relacionados con la evolución del hollín en el interior de la llama Diesel se desplazan aguas abajo en el eje del chorro debido al incremento en la longitud de *lift-off* y a la disminución de la masa de gas englobada por el chorro en relación con la cantidad de combustible inyectada.

Concentración de oxígeno en el gas ambiente

La influencia de la concentración de oxígeno en el gas ambiente sobre la longitud de *lift-off* se muestra en las figuras 3.12(a) y 3.12(c). Los primeros estudios sobre este tema fueron realizados por Siebers *et al.* [85], quienes indican que la longitud de *lift-off* es inversamente proporcional a la concentración de oxígeno en el gas ambiente para el rango de condiciones exploradas (X_{O_2} entre 21 % y 8 %). Estos autores deducen que esta relación puede ser explicada en términos generales a partir del razonamiento teórico planteado por Peters del cual se deriva la expresión teórico-empírica 3.16. En esta expresión el efecto de la concentración de oxígeno queda implícito a través de la fracción de mezcla estequiométrica en el numerador y la velocidad de combustión laminar en el denominador. Considerando el efecto de la concentración de oxígeno sobre ambos parámetros se obtiene la ecuación 3.17¹⁵.

Por su parte, Pickett e Idicheria [98–100] demuestran que pese al incremento en la longitud de *lift-off* que se produce al reducir la concentración

¹⁵En la expresión 3.17 la influencia de la concentración de oxígeno sobre la longitud de *lift-off* queda recogido por el término f_{st}^{-1} , por lo que es evidente que la relación entre ambos parámetros es de proporcionalidad inversa.

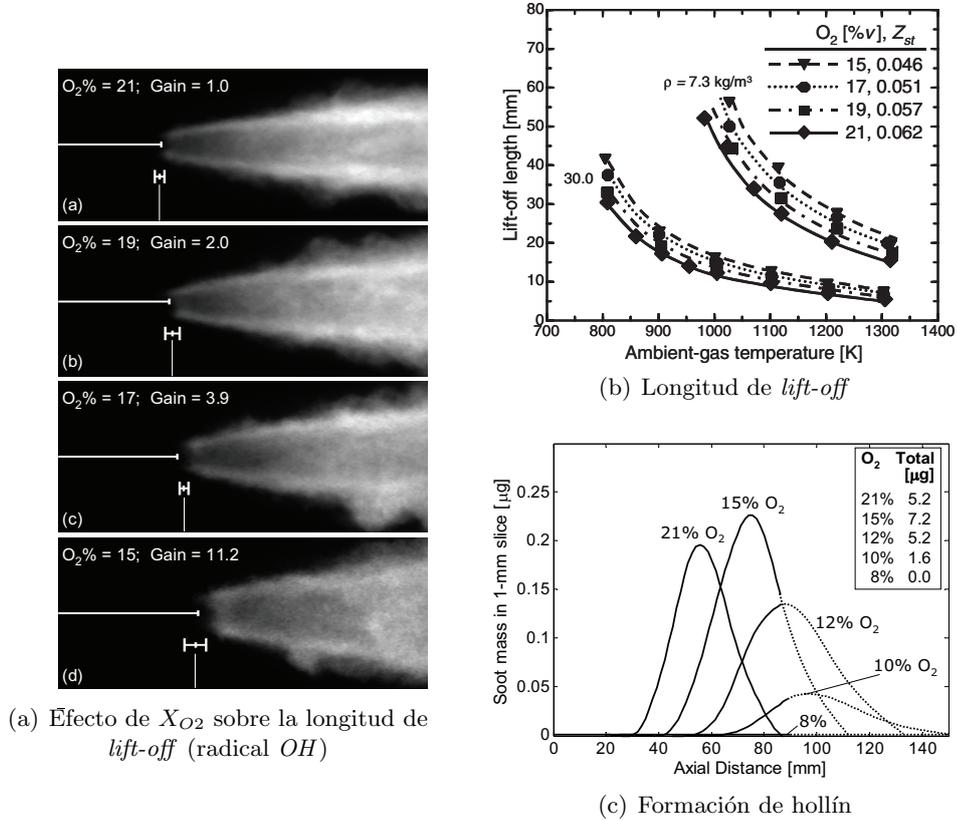


Figura 3.12. Efecto de la concentración de oxígeno del gas ambiente sobre la longitud de *lift-off* y la formación de hollín. Fuentes: (a) Siebers y Higgins [84], (b) Siebers et al. [85] y (c) Pikett y Idicheria [98].

de oxígeno, el dosado relativo medio en la sección correspondiente al *lift-off* permanece prácticamente constante en todos los casos. Este resultado implica que la cantidad de oxígeno englobada por el chorro en el tramo correspondiente a la longitud de *lift-off* es aproximadamente la misma a pesar de que la tasa de englobamiento de oxígeno se reduce.

Sin embargo, la dilución de la concentración de oxígeno en el gas ambiente produce efectos importantes en la formación de hollín aunque la relación combustible/oxígeno en la zona donde se desarrolla la combustión premezclada según el modelo de Dec (figura 3.5) no se modifique. La figura 3.11(c) muestra como a medida que se reduce la concentración de

oxígeno, la masa total de hollín producida en el seno del chorro inicialmente se incrementa para posteriormente disminuir hasta prácticamente desaparecer para concentraciones de oxígeno extremadamente bajas. Pickett e Idicheria asocian este comportamiento al resultado neto del balance entre la menor temperatura de llama y por lo tanto en la zona de formación de hollín que se genera al reducir la concentración de oxígeno y el mayor tiempo de residencia de los precursores en el seno del chorro debido al incremento en la longitud de llama. Además, en la figura 3.11(c) también se aprecia como al reducirse la concentración de oxígeno se produce un desplazamiento en el eje del chorro de la zona de formación de hollín en dirección al frente la llama.

Todos estos efectos han sido recientemente reproducidos por Huestis *et al.* [101] pero en este caso utilizando para ello un motor óptico donde existe choque de pared e interacción entre chorros. Sus resultados son cualitativamente similares a los descritos previamente para condiciones de chorro libre en maqueta de volumen constante, si bien es necesaria una mayor reducción de la concentración de oxígeno para conseguir que disminuya la formación de hollín en la llama.

3.3.4. Fase de combustión por difusión lenta

Este apartado se dedica a la descripción básicamente cualitativa del comportamiento de la llama Diesel una vez finaliza el proceso de inyección, hasta que el combustible inyectado se quema totalmente y se da por finalizado el proceso de combustión. Esta fase de la combustión no ha sido tan extensamente investigada como la etapa precedente por lo que la bibliografía al respecto es menos abundante. No obstante, en esta descripción se consideran fundamentalmente los trabajos de investigación realizados en motor, ya que es importante considerar en esta etapa la influencia de la expansión provocada por el movimiento alternativo del pistón.

El final del proceso de inyección está asociado a una serie de fenómenos relevantes desde el punto de vista los procesos de mezcla y combustión y la formación/destrucción de contaminantes. Una vez comienza la etapa de cierre de la aguja del inyector, se establece un transitorio en la tasa de introducción de combustible que se prolonga hasta el cierre total de los orificios de la tobera. En este momento cesa tanto el aporte de combustible como de cantidad de movimiento que sostienen el proceso de mezcla en la llama difusiva. Llegado este instante, Arrègle *et al.* [42] explican que aunque ya no se introduce cantidad de movimiento a la llama, la masa de combustible que no se ha quemado aún se sigue mezclando con el aire debido en parte a la turbulencia

generada por el movimiento rotacional del gas en la cámara de combustión o *swirl* y por el desplazamiento del pistón, pero sobretodo debido a la energía residual proveniente del proceso de inyección.

En cuanto a las características del proceso de mezcla en esta etapa, Bruneaux [102] plantea un estudio experimental considerando condiciones de chorro libre, inerte y evaporativo. Musculus *et al.* [103] extrapolan este planteamiento a condiciones de motor donde existe choque de pared e interacción entre chorros, aunque las condiciones siguen siendo de chorro inerte y evaporativo. La figura 3.13 muestra la secuencia temporal correspondiente a la distribución de dosados a partir del final de la etapa de inyección. Se observa como inicialmente la distribución de dosados locales en el chorro es similar a la observada en condiciones cuasiestacionarias y la tasa de mezcla en la zona cercana al inyector permanece razonablemente constante a pesar de que el proceso de inyección ya ha finalizado. El resultado es un rápido empobrecimiento de los dosados locales en esta zona inicial del chorro debido al englobamiento de aire sin aporte de combustible, mientras que los dosados locales en la región próxima al frente del chorro permanecen básicamente inalterados.

Como consecuencia de estos fenómenos transitorios en la figura 3.13 se observa una inversión en la distribución de la concentración de combustible en el eje del chorro, que en condiciones estacionarias decrece de forma hiperbólica con la distancia axial a la tobera según las expresiones 3.6 o 3.8. Sin embargo, al finalizar el proceso de inyección se observa como efectivamente se reducen rápidamente los dosados locales en la zona cercana al inyector, lo que provoca que instantes después los dosados locales se incrementen en la dirección del eje del chorro.

Por otra parte, Musculus *et al.* [103] también sugieren que la evolución de la longitud de *lift-off* tras finalizar la etapa de inyección dependen fuertemente de la dinámica del proceso de cierre del inyector. Un cierre rápido produce un chorro donde los últimos paquetes de combustible inyectados experimentan una historia similar a la del combustible inyectado durante la etapa cuasiestacionaria de la combustión por lo que la velocidad de inyección es suficientemente elevada como para evitar que la llama se propague en dirección a la tobera, manteniéndose por tanto la longitud de *lift-off*. Por el contrario, si el proceso de cierre es más lento, la velocidad a la que se inyectan los últimos paquetes de combustible decrece y puede producirse una reducción de la longitud de *lift-off*.

Dec y Kelly-Zion [104] realizan una descripción detallada de la evolución temporal de la llama difusiva en esta fase final del proceso de combustión.

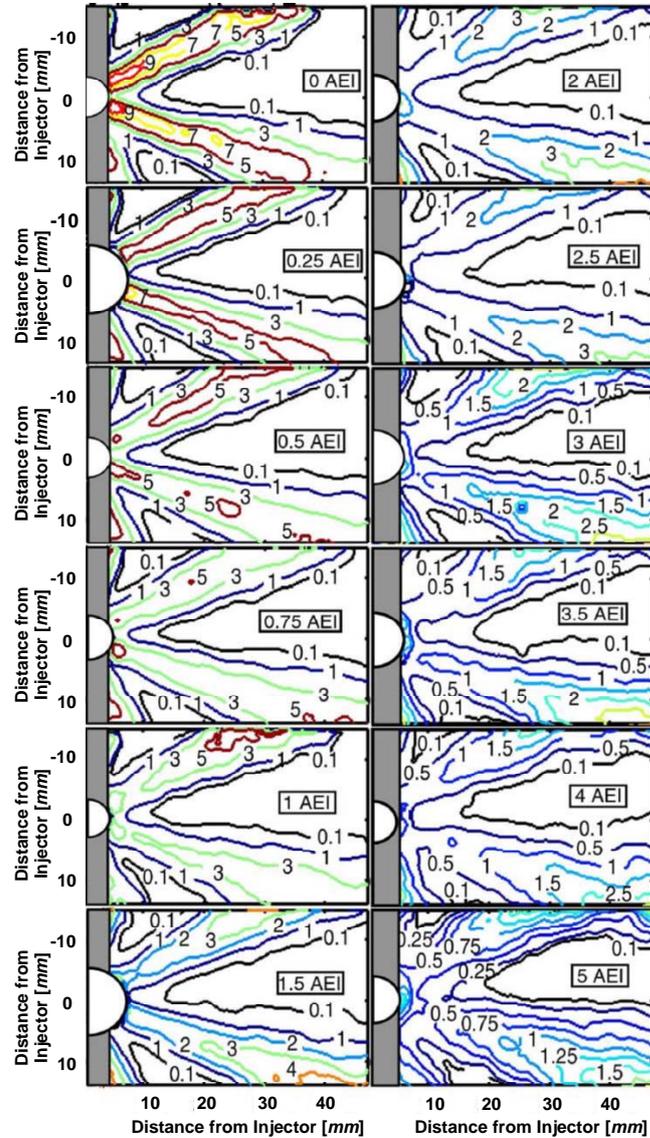


Figura 3.13. Secuencia temporal de la distribución de dosados relativos desde el final del proceso de inyección. En estas imágenes se observa la evolución de dos de los ocho chorros inyectados. Las medidas se han obtenido en condiciones de chorro inerte y evaporativo, siendo la concentración volumétrica de oxígeno en el gas ambiente igual a 12.5%. El instante en el que se ha adquirido cada imagen se muestra en CAD después del final de la etapa de inyección (AEI). Fuente: Musculus et al. [103].

Inicialmente se conserva la estructura cuasiestacionaria descrita por el modelo conceptual de Dec representado en la figura 3.3. Como consecuencia del cese del aporte de combustible, la zona de reacción premezclada representada en la figura 3.3 desaparece. La estructura de la llama consiste en uno o dos paquetes donde se encuentran los últimos precursores de hollín junto con las partículas de hollín previamente formadas en fase de crecimiento, todo ello rodeado por la llama difusiva. A partir de este momento se pierde definitivamente la estructura característica de la llama difusiva cuasiestacionaria.

Considerando que la producción de NO por la vía térmica es un proceso químico relativamente lento, es de esperar que parte de la formación de NO tenga lugar durante esta etapa final del proceso de combustión e incluso continúe desarrollándose tras el cese de la liberación de calor en aquellas zonas ocupadas por los gases calientes producto de la combustión. Las imágenes obtenidas por Dec y Canaan [64] confirman que la formación de NO continúa una vez finalizado el proceso de combustión, estimando que esta producción supone alrededor del 33% del NO (más el NO_2) finalmente contenido en los gases de escape. No obstante, esta formación de NO durante la etapa de post-combustión está fuertemente influenciada por la rapidez a la que se reduce la temperatura de los gases producto de la combustión a medida que se mezclan con el gas fresco residual que queda en la cámara de combustión y también debido a la expansión del volumen encerrado en el cilindro causada por el movimiento descendente del pistón.

En referencia a la formación y oxidación del hollín, los diferentes estudios realizados por Kosaka *et al.* [70, 79] confirman la disminución de la formación de precursores instantes después del final de la etapa de inyección. Los autores también indican que durante esta etapa final se siguen desarrollando los procesos de formación de hollín a partir de los precursores que quedan disponibles y de crecimiento de las partículas de hollín ya formadas, por lo que la máxima concentración y tamaño de las partículas de hollín (máxima intensidad de la señal generada mediante la técnica óptica PLII) se observa una vez concluye el proceso de inyección.

Por otra parte, en esta etapa del proceso de combustión el proceso de oxidación de hollín se ve comprometido. Según Dec y Kelly-Zion [104], a medida que transcurre el proceso de combustión la llama pierde su estructura progresivamente y las bolsas de combustible y precursores del hollín rodeadas por la llama difusiva se reducen en tamaño y se dividen en paquetes más pequeños que continúan quemándose. Inicialmente, la temperatura es suficientemente alta y la llama difusiva se mantiene rodeando a todos los paquetes de combustible.

A partir de sus resultados experimentales, Dec y Kelly-Zion especulan acerca de lo que ocurre después de la formación de estos paquetes. Estos autores plantean como hipótesis que a medida que la temperatura se reduce, las tasas de reacción se ralentizan en relación con las tasas de mezcla y la zona de reacción pasa a ser más distribuida hasta que la combustión finaliza bien por la oxidación completa del combustible o bien porque las temperaturas locales son suficientemente bajas como para impedir que las reacciones se autosustenten. Esta descripción explica sus resultados experimentales, que muestran como para inyecciones retrasadas y altas tasas de EGR el *OH* desaparece mientras que existen paquetes de hollín que permanecen sin ser oxidados y por lo tanto sobreviven al proceso de combustión.

Los autores concluyen que las partículas de hollín consiguen escapar del cilindro principalmente por dos motivos, la primera posibilidad es que la válvula de escape se abra cuando todavía no ha finalizado el proceso de combustión. La segunda alternativa es que la reacción de combustión se extinga en ciertas zonas alrededor del perímetro de la llama, dejando escapar partículas de hollín que ya no pueden ser oxidadas posteriormente.

3.4. Síntesis y conclusiones

En este capítulo se ha realizado una revisión bibliográfica que ha permitido establecer la relación que existe entre las condiciones termodinámicas del gas atrapado en el cilindro y su composición sobre los diferentes fenómenos que se desarrollan durante el proceso de combustión Diesel. De acuerdo con la información obtenida a partir de la literatura, las principales conclusiones obtenidas considerando los objetivos planteados en el capítulo 1 se recogen en el diagrama representado en la figura 3.14 y se sintetizan a continuación.

La *densidad* del gas es un parámetro íntimamente relacionado con el proceso de englobamiento y por ello determina en gran medida tanto las características morfológicas microscópicas como las macroscópicas del chorro. También interviene en el fenómeno de la evaporación y el establecimiento de la longitud líquida máxima, ya que en las condiciones en las que se desarrolla el proceso de combustión Diesel se puede asumir que la evaporación está controlada precisamente por la tasa de mezcla entre el combustible y el aire, que aporta la entalpía necesaria para producir el cambio de fase.

En relación con el proceso de combustión, la densidad del gas es un parámetro con influencia limitada sobre el tiempo de retraso puesto que altera básicamente el período de inducción física, mientras que en las condiciones

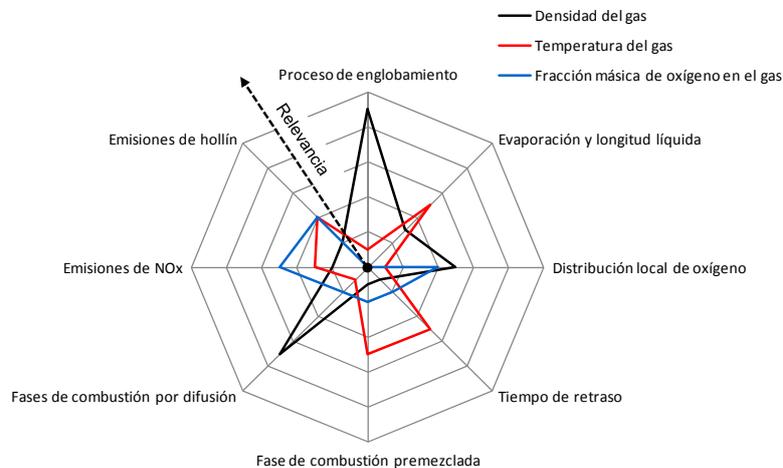


Figura 3.14. Resumen de las conclusiones obtenidas a partir de la revisión bibliográfica sobre el proceso de combustión Diesel. Se trata de un diagrama de tipo cualitativo donde la presión del gas no se ha considerado por tratarse del parámetro menos influyente.

en las que generalmente se desarrolla el proceso de combustión Diesel son mucho más relevantes los aspectos químicos del autoencendido. Sin embargo, la densidad vuelve a ser un parámetro fundamental durante la etapa de combustión por difusión rápida que se asume controlada por la tasa de mezcla. Es difícil definir la importancia de la densidad del gas durante la etapa de combustión por difusión lenta, pero se intuye que también debe ser un parámetro relevante.

En cuanto a emisiones contaminantes, la densidad del gas ejerce una influencia indirecta sobre las emisiones de NO_x ¹⁶, que dependen mayoritariamente de la temperatura de llama que se alcanza durante la combustión, al modificar la posición de la combustión en el ciclo. El efecto sobre la formación de hollín también es razonablemente limitado, siendo más importante su relación con la oxidación ya que ésta depende de la intensidad de mezcla y de la temperatura de llama durante la última etapa del proceso de combustión, y por ello nuevamente de la posición de la combustión en el ciclo.

¹⁶Únicamente se considera aquí la formación de NO_x por la vía térmica, que es la más importante en las condiciones en las que se desarrolla el proceso de combustión Diesel.

La *temperatura* del gas apenas interviene en el proceso de englobamiento y por ello no induce alteraciones importantes en la morfología del chorro, aunque sí que es un parámetro importante para el proceso de evaporación y para definir la longitud líquida máxima en tanto que determina la entalpía aportada por el gas englobado por el chorro.

Además, la temperatura es la propiedad termodinámica del gas con más influencia sobre el tiempo de retraso al estar fuertemente relacionado con los aspectos químicos involucrados en el fenómeno de autoencendido del combustible. Como consecuencia directa, es fundamental también para determinar las características de la fase de combustión premezclada. Por otra parte es un parámetro secundario durante las etapas de combustión por difusión rápida y lenta, ambas asociadas al proceso de formación de la mezcla.

Por el contrario, se observa una importante dependencia entre la temperatura del gas y la formación contaminantes. Ésta condiciona en gran medida la formación de NO_x al ser un parámetro que controla directamente la temperatura de llama que se alcanza durante la combustión. La formación de hollín depende principalmente del dosado en la longitud de *lift-off* y ésta es muy sensible a la temperatura del gas, mientras que la oxidación de hollín también se relaciona con este parámetro al estar fuertemente condicionada por la temperatura de llama durante la última etapa del proceso de combustión.

La *presión* del gas es quizá la propiedad termodinámica menos relevante puesto que su influencia se limita a modificar las condiciones de saturación en las que se encuentra el combustible y con ello la evaporación, siendo el efecto moderado, y por otro lado el tiempo de retraso aunque en menor medida que la temperatura del gas y con ello las características de la fase de combustión premezclada. No obstante, la evolución de la presión es fundamental puesto que determina el rendimiento térmico del motor.

La *fracción másica de oxígeno* contenido en el gas no altera el proceso físico de englobamiento de gas y por ello no induce alteraciones importantes en las características morfológicas del chorro, ni tampoco en el proceso de evaporación, pero sí que determina la distribución local de oxígeno en el seno del chorro.

Además, la fracción másica de oxígeno junto con los inertes contenidos en el EGR alteran la evolución de la cinética química durante el proceso de autoencendido del combustible y con ello el tiempo de retraso y las características de la fase de combustión premezclada. Por otra parte es un parámetro también muy importante durante las etapas de combustión por difusión rápida y lenta, ambas asociadas a la distribución de dosados en el chorro.

La fracción másica de oxígeno en el gas condiciona fuertemente la formación de contaminantes al ser un parámetro que controla directamente la temperatura de llama durante el proceso de combustión. Por ello es determinante tanto para la formación de NO_x como para la formación/destrucción del hollín.

Sobre la base de estas conclusiones, en los capítulos 5 y 6 se realiza el planteamiento y posterior análisis del potencial de la aplicación de los ciclos Atkinson y Miller respectivamente en el ámbito de los motores Diesel dedicando una especial atención a la evolución del proceso de combustión y la formación de contaminantes.

Bibliografía

- [1] Primo Yúfera E. *Introducción a la investigación científica y tecnológica*. Alianza Editorial, 1994.
- [2] Dec J. E. "A conceptual model of DI diesel combustion based on laser-sheet imaging". *SAE Paper 970873*, 1997.
- [3] Heywood J. B. *Internal combustion engine fundamentals*. McGraw-Hill Publishing, 1988.
- [4] Ruiz S. *Estudio teórico-experimental de los procesos de atomización y de mezcla en los chorros diesel DI*. Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 2003.
- [5] López J. J. *Estudio teórico-experimental del chorro libre diesel no evaporativo y de su interacción con el movimiento del aire*. Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 2003.
- [6] García J. M. *Aportaciones al estudio del proceso de combustión turbulenta de chorros en motores Diesel de inyección directa*. Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 2004.
- [7] Lefebvre A. *Atomization and Sprays*. CRC, 1988.
- [8] Reitz R. D. y Bracco F. B. "On the dependence of spray angle and other spray parameters on nozzle design and operating conditions". *SAE Paper 790494*, 1979.
- [9] Payri F., Desantes J. M. y Arrègle J. "Characterization of D.I. diesel sprays in high density conditions". *SAE Paper 960774*, 1996.
- [10] de Villiers E., Gosman A. D. y Weller H. G. "Large eddy simulation of primary diesel spray atomization". *SAE Paper 2004-01-0100*, 2004.
- [11] Bianchi G. M., Minelli F., Scardovelli R. y Zaleski S. "3D large-scale simulation of the high-speed Liquid jet atomization". *SAE Paper 2007-01-0244*, 2007.
- [12] Hattori H., Narumiya K., Tsue M. y Kadota T. "Analysis of initial breakup mechanism of diesel spray injected into high-pressure ambience". *SAE Paper 2004-01-0528*, 2004.
- [13] Bae Choongsik y Kang Jinsuk. "The structure of a break-up zone in the transient diesel spray of a valve-covered orifice nozzle". *International Journal of Engine Research*, Vol. 7 n° 4, pp. 319-334, 2006.

- [14] Suh H. K. y Lee C. S. "Effect of cavitation in nozzle orifice on the diesel fuel atomization characteristics". *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol. 29 n° 4, pp. 1001–1009, 2008.
- [15] Correas D. *Estudio teórico-experimental del chorro libre Diesel isoterma*. Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 1998.
- [16] Powell C. F., Yue Y., Poola R. y Wang J. "Time-resolved measurements of supersonic fuel sprays using synchrotron X-rays". *Journal of Synchrotron Radiation*, Vol. 7 n° 6, pp. 356–360, 2000.
- [17] Yue Y., Powell C. F., Poola R., Wang J. y Schaller J. K. "Quantitative measurements of diesel fuel spray characteristics in the near-nozzle region using X-ray absorption". *Atomization and Sprays*, Vol. 11 n° 4, pp. 471–490, 2001.
- [18] Powell C. F., Yue Y., Poola R., Wang J., Lai M. C. y Schaller J. "X-ray measurements of high pressure diesel sprays". *SAE Paper 2001-01-0531*, 2001.
- [19] El-Hannouny E. M., Gupta S., Powell C. F., Cheong S. K., Liu J., Wang J. y Sekar R. R. "Near-nozzle spray characteristics of heavy-duty diesel injectors". *SAE Paper 2003-01-3150*, 2003.
- [20] Smallwood G. J. y Gülder Ö. L. "Views on the structure of transient diesel sprays". *Atomization and Sprays: Journal of the International Institutions for Liquid Atomization and Spray Systems*, Vol. 10 n° 3-5, pp. 355–386, 2000.
- [21] Soare V. *Phase doppler measurements in Diesel dense sprays: optimisation of measurements and study of the orifice geometry influence over the spray at microscopic level*. Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 2007.
- [22] Siebers D. L. "Liquid-phase fuel penetration in diesel sprays". *SAE Paper 980809*, 1998.
- [23] Siebers D. L. "Scaling liquid-phase fuel penetration in diesel sprays based on mixing-limited vaporization". *SAE Paper 1999-01-0528*, 1999.
- [24] Wakuri Y., Fujii M., Amitani T. y Tsuneya R. "Studies on the penetration of fuel spray in a diesel engine". *Bulletin of Japan Society of Mechanical Engineers*, Vol. 3 n° 9, pp. 123–130, 1960.
- [25] Hiroyasu H. y Arai M. "Structures of fuel sprays in diesel engines". *SAE Paper 900475*, 1990.
- [26] Desantes J. M., Payri R., Salvador F. J. y Soare V. "Study of the influence of geometrical and injection parameters on Diesel sprays characteristics in isothermal conditions". *SAE Paper 2005-01-0913*, 2005.
- [27] Payri R., Salvador F. J., Gimeno J. y de la Morena J. "Macroscopic behavior of Diesel sprays in the near-nozzle field". *SAE Paper 2008-01-0929*, 2008.
- [28] Desantes J.M., Payri R., Salvador F.J. y Gil A. "Development and validation of a theoretical model for diesel spray penetration". *Fuel*, Vol. 85 n° 7-8, pp. 910–917, 2006.
- [29] Naber J. D. y Siebers D. L. "Effects of gas density and vaporization on penetration and dispersion of diesel sprays". *SAE Paper 960034*, 1996.
- [30] Payri F., Pastor J.V., Pastor J.M. y Julia J.E. "Diesel spray analysis by means of planar laser-induced exciplex fluorescence". *International Journal of Engine Research*, Vol. 7 n° 1, pp. 77–89, 2006.

- [31] Gupta S., Poola R. y Sekar R. “Effect of injection parameters on diesel spray characteristics”. *SAE Paper 2000-01-1600*, 2000.
- [32] Delacourt E., Desmet B. y Besson B. “Characterisation of very high pressure diesel sprays using digital imaging techniques”. *Fuel*, Vol. 84 n° 7-8, pp. 859 – 867, 2005.
- [33] Arrègle Jean, Pastor José V. y Ruiz Santiago. “The influence of injection parameters on diesel spray characteristics”. *SAE Paper 1999-01-0200*, 1999.
- [34] Ruiz F. y Chigier N. “Parametric experiments on liquid jet atomization spray angle”. *Atomization and Sprays*, Vol. 1, pp. 23–45, 1991.
- [35] Pickett L. M., Kook S., Persson H. y Andersson Ö. “Diesel fuel jet lift-off stabilization in the presence of laser-induced plasma ignition”. *Proceedings of the Combustion Institute*, Vol. 32 n° 2, pp. 2793–2800, 2009.
- [36] Desantes J. M., Pastor J. V., García-Oliver J. M. y Pastor J. M. “A 1D model for the description of mixing-controlled reacting diesel sprays”. *Combustion and Flame*, Vol. 156 n° 1, pp. 234–249, 2009.
- [37] Spalding D. B. *Combustion and Mass Transfer*. Elsevier, 7 1978.
- [38] Ricou F. P. y Spalding D. B. “Measurements of entrainment by axisymmetrical turbulent jets”. *Journal of Fluid Mechanics*, Vol. 11 n° 01, pp. 21–32, 1961.
- [39] Fenollosa C. *Aportacion a la descripcion fenomenologica del proceso de combustion por difusion diesel*. Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 2003.
- [40] Han D. y Mungal M. G. “Direct measurement of entrainment in reacting/nonreacting turbulent jets”. *Combustion and Flame*, Vol. 124 n° 3, pp. 370–386, 2001.
- [41] Arrègle J., López J. J., García J. M. y Fenollosa C. “Development of a zero-dimensional Diesel combustion model. Part 1: Analysis of the quasi-steady diffusion combustion phase”. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 23 n° 11, pp. 1301–1317, 2003.
- [42] Arrègle J., López J. J., García J. M. y Fenollosa C. “Development of a zero-dimensional Diesel combustion model: Part 2: Analysis of the transient initial and final diffusion combustion phases”. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 23 n° 11, pp. 1319–1331, 2003.
- [43] Bruneaux G. “Liquid and vapor spray structure in high-pressure common rail diesel injection”. *Atomization and Sprays*, Vol. 11 n° 5, pp. 533–556, 2001.
- [44] Payri R., Salvador F. J., Gimeno J. y Zapata L. D. “Diesel nozzle geometry influence on spray liquid-phase fuel penetration in evaporative conditions”. *Fuel*, Vol. 87 n° 7, pp. 1165–1176, 2008.
- [45] Desantes J. M., Lopez J. J., Garcia J. M. y Pastor J. M. “Evaporative diesel spray modeling”. *Atomization and Sprays*, Vol. 17 n° 3, pp. 193–231, 2007.
- [46] Armas O. *Diagnóstico experimental del proceso de combustión en motores Diesel de inyección directa*. Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 1998.
- [47] Taylor C. F. *The internal Combustion Engine in Theory and Practice Vol 2, 2 Ed. Revisada*. The MIT Press, 1985.
- [48] Glassman I. y Yetter R. *Combustion, 4 Ed.* Academic Press, 2008.
- [49] Turns S. R. *An introduction to combustion, 2 Ed.* McGraw-Hill Publishing, 2000.
- [50] Aggarwal S. K. “Review of spray ignition phenomena: present status and future research”. *Progress in Energy and Combustion Science*, Vol. 24 n° 6, pp. 565–600, 1998.

- [51] Dec J. E. y Espey C. “Ignition and early soot formation in a D.I. diesel engine using multiple 2-D imaging diagnostics”. *SAE Paper 950456*, 1995.
- [52] Dec J. E. y Espey C. “Chemiluminescence imaging of autoignition in a DI diesel engine”. *SAE Paper 982685*, 1998.
- [53] Higgins B., Siebers D. y Aradi A. “Diesel-spray ignition and premixed-burn behavior”. *SAE Paper 2000-01-0940*, 2000.
- [54] Curran H. J., Gaffuri P., Pitz W. J. y Westbrook C. K. “A Comprehensive Modeling Study of n-Heptane Oxidation”. *Combustion and Flame*, Vol. 114 n° 1-2, pp. 149–177, 1998.
- [55] Espey C., Dec J. E., Litzinger T. A. y Santavicca D. A. “Planar laser rayleigh scattering for quantitative vapor-fuel imaging in a diesel jet”. *Combustion and Flame*, Vol. 109 n° 1-2, pp. 65–78, 1997.
- [56] Bruneaux G. “Study of the correlation between mixing and auto-ignition processes in high-pressure Diesel jets”. *SAE Paper 2007-01-0650*, 2007.
- [57] Kosaka H., Drewes V. H., Catalfamo L., Aradi A. A., Iida N. y Kamimoto T. “Two-dimensional imaging of formaldehyde formed during the ignition process of a diesel fuel spray”. *SAE Paper 2000-01-0236*, 2000.
- [58] Rosseel E. y Sierens R. “The physical and the chemical part of the ignition delay in diesel engines”. *SAE Paper 961123*, 1996.
- [59] Molina S. A. *Influencia de los parámetros de inyección y la recirculación de gases de escape sobre el proceso de combustión en un motor Diesel*. Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 2003.
- [60] Idicheria C. A. y Pickett L. M. “Effect of EGR on diesel premixed-burn equivalence ratio”. *Proceedings of the Combustion Institute*, Vol. 31 n° 2, pp. 2931–2938, 2007.
- [61] Flynn P. F., Durrett R. P., Hunter G. L., zur Loye A. O., Akinyemi O. C., Dec J. E. y Westbrook C. K. “Diesel combustion: An integrated view combining laser diagnostics, chemical kinetics, and empirical validation”. *SAE Paper 1999-01-0509*, 1999.
- [62] Plee S. L. y Ahmad T. “Relative roles of premixed and diffusion burning in Diesel combustion”. *SAE Paper 831733*, 1983.
- [63] Idicheria C. A. y Pickett L. M. “Quantitative mixing measurements in a vaporizing diesel spray by Rayleigh imaging”. *SAE Paper 2007-01-0647*, 2007.
- [64] Dec J. E. y Canaan R. E. “PLIF imaging of NO formation in a DI diesel engine”. *SAE Paper 980147*, 1998.
- [65] Verbiezen K., Donkerbroek A. J., Klein-Douwel R. J. H., van Vliet A. P., Frijters P. J. M., Seykens X. L. J., Baert R. S. G., Meerts W. L., Dam N. J. y ter Meulen J. J. “Diesel combustion: In-cylinder NO concentrations in relation to injection timing”. *Combustion and Flame*, Vol. 151 n° 1-2, pp. 333–346, 2007.
- [66] Verbiezen K., Klein-Douwel R. J. H., van Vliet A. P., Donkerbroek A. J., Meerts W. L., Dam N. J. y ter Meulen J. J. “Quantitative laser-induced fluorescence measurements of nitric oxide in a heavy-duty Diesel engine”. *Proceedings of the Combustion Institute*, Vol. 31 n° 1, pp. 765–773, 2007.
- [67] Musculus M. P. B. “On the correlation between NOx emissions and the diesel premixed burn”. *SAE Paper 2004-01-1401*, 2004.
- [68] Mansurov Z.A. “Soot formation in combustion processes (review)”. *Combustion, Explosion and Shock Waves*, Vol. 41 n° 6, pp. 727–744, 2005.

- [69] Xi J. y Zhong B. J. “Soot in diesel combustion systems”. *Chemical Engineering and Technology*, Vol. 29 n° 6, pp. 665–673, 2006.
- [70] Aizawa T., Kosaka H. y Matsui Y. “2-D imaging of soot formation process in a transient spray flame by laser-induced fluorescence and incandescence techniques”. *SAE Paper 2002-01-2669*, 2002.
- [71] Dec John E. y Coy Edward B. “OH radical imaging in a DI diesel engine and the structure of the early diffusion flame”. *SAE Paper 960831*, 1996.
- [72] Bruneaux G. “Combustion structure of free and wall-impinging diesel jets by simultaneous laser-induced fluorescence of formaldehyde, poly-aromatic hydrocarbons, and hydroxides”. *International Journal of Engine Research*, Vol. 9 n° 3, pp. 249–265, 2008.
- [73] Bruneaux G., Auge M. y Lemenand C. “A study of combustion structure in high pressure single hole common rail direct Diesel injection using laser induced fluorescence of radicals”. *Proceedings of COMODIA conference. The 6th international symposium on diagnostics and modeling of combustion in internal combustion engines*, Vol. 2004 n° 6, pp. 551–559, 2004.
- [74] Idicheria C. A. y Pickett L. M. “Formaldehyde visualization near lift-off location in a Diesel jet”. *SAE Paper 2006-01-3434*, 2006.
- [75] Pickett L. M. y Siebers D. L. “Soot formation in diesel fuel jets near the lift-off length”. *International Journal of Engine Research*, Vol. 7 n° 2, pp. 103 – 130, 2006.
- [76] Kosaka H., Nishigaki T., Kamimoto T., Sano T., Matsutani A. y Harada S. “Simultaneous 2-D imaging of OH radicals and soot in a diesel flame by laser sheet techniques”. *SAE Paper 960834*, 1996.
- [77] Dec J. E. y Tree D. R. “Diffusion-flame/wall interactions in a heavy-duty DI diesel engine”. *SAE Paper 2001-01-1295*, 2001.
- [78] Ito T., Hosaka T., Ueda M., Senda J. y Fujimoto H. “Detailed kinetic modelling and laser diagnostics of soot formation process in diesel jet flame”. *SAE Paper 2004-01-1398*, 2004.
- [79] Kosaka H., Aizawa T. y Kamimoto T. “Two-dimensional imaging of ignition and soot formation processes in a diesel flame”. *International Journal of Engine Research*, Vol. 6 n° 1, pp. 21–42, 2005.
- [80] Tree D. R. y Dec J. E. “Extinction measurements of in-cylinder soot deposition in a heavy-duty DI diesel engine”. *SAE Paper 2001-01-1296*, 2001.
- [81] Pickett L. M. y López J. J. “Jet-wall Interaction effects on Diesel combustion and soot formation”. *SAE Paper 2005-01-0921*, 2005.
- [82] Lopez J. J. y Pickett L. M. “Jet/wall interaction effects on soot formation in a diesel fuel jet”. *Proceedings of COMODIA conference. The 6th international symposium on diagnostics and modeling of combustion in internal combustion engines*, Vol. 2004 n° 6, pp. 387–394, 2004.
- [83] Bruneaux G. “Mixing process in high pressure diesel jets by normalized laser- induced exciplex fluorescence. Part II: Wall impinging versus free jet”. *SAE Paper 2005-01-2097*, 2005.
- [84] Siebers D. y Higgins B. “Flame lift-off on direct-injection diesel sprays under quiescent conditions”. *SAE Paper 2001-01-0530*, 2001.

- [85] Siebers D., Higgins B. y Pickett L. M. “Flame lift-off on direct-injection diesel fuel jets: Oxygen concentration effects”. *SAE Paper 2002-01-0890*, 2002.
- [86] Pickett L. M., Siebers D. L. e Idicheria C. A. “Relationship between ignition processes and the lift-off length of Diesel fuel jets”. *SAE Paper 2005-01-3843*, 2005.
- [87] Venugopal R. y Abraham J. “A review of fundamental studies relevant to flame lift-off in Diesel jets”. *SAE Paper 2007-01-0134*, 2007.
- [88] Lyons K. M. “Toward an understanding of the stabilization mechanisms of lifted turbulent jet flames: Experiments”. *Progress in Energy and Combustion Science*, Vol. 33 n° 2, pp. 211–231, 2007.
- [89] Peters N. *Turbulent Combustion*. Cambridge University Press, 1 2000.
- [90] Pauls C., Grünefeld G., Vogel S. y Peters N. “Combined simulations and OH chemiluminescence measurements of the combustion process using different fuels under Diesel-engine like conditions”. *SAE Paper 2007-01-0020*, 2007.
- [91] Musculus M. P. B. “Effects of the in-cylinder environment on diffusion flame lift-off in a DI diesel engine”. *SAE Paper 2003-01-0074*, 2003.
- [92] Siebers D. L. y Higgins B. S. “Effects of injector conditions on the flame lift-off length of DI Diesel sprays”. *Proceedings of THIESEL conference*, pp. 303–321, 2000.
- [93] Siebers D. L. y Pickett L. M. “Injection pressure and orifice diameter effects on soot in DI Diesel fuel jets”. *Proceedings of THIESEL conference*, pp. 199–213, 2002.
- [94] Pickett L. M. y Siebers D. L. “An investigation of diesel soot formation processes using micro-orifices”. *Proceedings of the Combustion Institute*, Vol. 29 n° 1, pp. 655–662, 2002.
- [95] Pickett L. M. y Siebers D. L. “Orifice diameter effects on diesel fuel jet flame structure”. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 127 n° 1, pp. 187–196, 2005.
- [96] Siebers D. L. y Pickett L. M. “Aspects of soot formation in Diesel fuel jets”. *Proceedings of THIESEL conference*, pp. 213–227, 2004.
- [97] Pickett L. M. y Siebers D. L. “Soot in diesel fuel jets: effects of ambient temperature, ambient density, and injection pressure”. *Combustion and Flame*, Vol. 138 n° 1-2, pp. 114–135, 2004.
- [98] Pickett L. M. e Idicheria C. A. “Effects of ambient temperature and density on soot formation under high-EGR conditions”. *Proceedings of THIESEL conference*, pp. 353–366, 2006.
- [99] Idicheria C. A. y Pickett L. M. “Soot formation in Diesel combustion under high-EGR conditions”. *SAE Paper 2005-01-3834*, 2005.
- [100] Pickett L. M. e Idicheria C. A. “Effects of ambient density and temperature on soot formation under high-EGR conditions”. *12th Annual Diesel Engine Emissions Reduction (DEER) Conference*, 2006.
- [101] Huestis E., Erickson P. A. y Musculus M. P. B. “In-cylinder and exhaust soot in low-temperature combustion using a wide-range of EGR in a heavy-duty Diesel engine”. *SAE Paper 2007-01-4017*, 2007.
- [102] Bruneaux G. “Mixing Process in High-Pressure Diesel Jets by Normalized Laser-Induced Exciplex Fluorescence Part I: Free Jet”. *SAE Paper 2005-01-2100*, 2005.
- [103] Musculus M. P. B., Lachaux T., Pickett L. M. e Idicheria C. A. “End-of-Injection Over-Mixing and Unburned Hydrocarbon Emissions in Low-Temperature-Combustion Diesel Engines.”. *SAE Paper 2007-01-0907*, 2007.

-
- [104] Dec J. E. y Kelly-Zion P. L. “The effects of injection timing and diluent addition on late-combustion soot burnout in a DI diesel engine based on simultaneous 2-D imaging of OH and soot”. *SAE Paper 2000-01-0238*, 2000.

Capítulo 4

Herramientas experimentales y teóricas

Contenido

4.1. Introducción	102
4.2. Herramientas experimentales	102
4.2.1. Motor monocilíndrico de investigación	103
4.2.1.1. Descripción del motor	103
4.2.1.2. Sistema de inyección	105
4.2.1.3. Sistema de accionamiento de válvulas ...	107
4.2.2. Características de la sala de ensayo	112
4.2.2.1. Sistema de regulación de par y régimen ..	115
4.2.2.2. Sistemas de admisión, escape y EGR	116
4.2.2.3. Sistemas de refrigeración y lubricación ...	118
4.2.2.4. Sistema de alimentación de combustible .	119
4.2.2.5. Sistemas de adquisición de datos	121
4.2.3. Instrumentación y equipos de medida	123
4.2.3.1. Sensores de par y régimen de giro	123
4.2.3.2. Sensores de presión y temperatura medias	123
4.2.3.3. Transductores de presión instantánea	124
4.2.3.4. Equipos de medida de gasto másico	125
4.2.3.5. Equipo de medida de gases de escape	125
4.2.3.6. Opacímetro	127
4.2.3.7. Equipo de medida de <i>blow-by</i>	127
4.2.3.8. Equipo de medida de tasa de inyección ..	128

4.3. Herramientas teóricas	130
4.3.1. Modelo unidimensional de acción de ondas	131
4.3.2. Mapas de funcionamiento del motor	133
4.3.3. Modelo de diagnóstico del proceso de combustión .	136
4.3.4. Estimación de la temperatura adiabática de llama .	138
4.3.5. Modelo para el tiempo aparente de combustión ...	141
4.3.6. Modelo de chorro unidimensional DICOM	143
4.4. Consideraciones sobre la metodología para realizar los ensayos	145
4.5. Síntesis y conclusiones	150
Bibliografía	151

4.1. Introducción

La realización de toda investigación de corte científico-tecnológico requiere la selección, puesta a punto, validación y posterior utilización de diferentes herramientas tanto experimentales como teóricas. Así pues, el éxito asociado a la consecución de los objetivos inicialmente planteados depende en gran medida de las características de dichas herramientas. Por tanto, en el presente capítulo se describen brevemente, pero con suficiente nivel de detalle, tanto las instalaciones y equipos de medida como los modelos teóricos utilizados durante el desarrollo de esta investigación.

Cabe comentar que por motivos puramente formales y de coherencia se ha estructurado el capítulo en tres apartados bien diferenciados. El apartado 4.2 está dedicado a la caracterización de las herramientas experimentales mientras que el apartado 4.3 describe las herramientas teóricas. Finalmente, el apartado 4.4 se dedica íntegramente a presentar la metodología empleada durante la realización del trabajo experimental.

Finalmente, más información sobre las características de diferentes instalaciones experimentales, equipos de medida y modelos teóricos de uso generalizado en el ámbito de la investigación en motores Diesel puede encontrarse en los trabajos de Molina [1], Riesco [2] o González [3].

4.2. Herramientas experimentales

El planteamiento básicamente experimental del presente trabajo exige la utilización de herramientas adecuadas que permitan obtener resultados

razonablemente precisos, repetitivos y fiables. La descripción del equipamiento experimental es estrictamente necesaria puesto que ofrece al lector valiosa información sobre los equipos y procedimientos utilizados para realizar los ensayos y la precisión que se pueda tener en éstos.

La mayor parte del trabajo experimental ha sido realizada sobre un motor monocilíndrico de investigación que por sus especiales características será ampliamente descrito en el apartado 4.2.1. Este motor ha sido instalado en una sala de ensayo completamente equipada para permitir su correcto funcionamiento y su control. La estructura de esta sala de ensayo se detalla brevemente en el apartado 4.2.2. Finalmente, el apartado 4.2.3 está dedicado a la descripción de la instrumentación y de los diferentes equipos de medida que se han considerado necesarios para realizar el presente trabajo.

4.2.1. Motor monocilíndrico de investigación

El motor monocilíndrico de investigación es, sin lugar a dudas, el componente más importante de la instalación experimental y a su vez también el más complejo estructural y tecnológicamente. Puesto que en última instancia es el propio motor el que delimita en mayor medida el ámbito del estudio, es necesario conocer sus características más relevantes y muy especialmente sus propiedades geométricas.

Este motor ha sido equipado con un sistema de inyección de acuerdo con las necesidades del presente estudio y al que se le dedica una sección aparte. Finalmente, el sistema de distribución variable que acciona las válvulas del motor es el que justifica el planteamiento y desarrollo de la presente tesis desde el punto de vista tecnológico. A la descripción detallada de este sistema se dedica la tercera y última sección de este apartado.

4.2.1.1. Descripción del motor

La instalación experimental en la que se han realizado los ensayos durante esta tesis equipa un motor Diesel monocilíndrico de inyección directa y 1.806 *litros* de cilindrada unitaria que es perfectamente representativo, aunque con un sólo cilindro, de los motores industriales generalmente empleados para equipar vehículos dedicados al transporte por carretera de mercancías y/o personas. Este motor ha sido específicamente diseñado como una herramienta para investigar los fenómenos relacionados con el proceso de combustión y la formación de contaminantes en el interior de la cámara de combustión.

El motor se ha construido a partir de una unidad básica de la firma austríaca AVL, concretamente el modelo 5300. Esta unidad básica está compuesta por un bloque con su cárter y un sistema de masas contrarrotantes que asegura el correcto equilibrado del motor. La principal ventaja que ofrece esta configuración es la posibilidad de desensamblar el bloque de la base de forma sencilla y eficiente para realizar modificaciones estructurales en caso de ser necesario.

Tabla 4.1. Características del motor monocilíndrico de investigación. † Volumen del *bowl* sin considerar los *pockets* labrados en la cabeza del pistón.

Característica	Valor
Tipo	Motor Diesel monocilíndrico de inyección directa y 4 tiempos
Fabricante	AVL (Unidad básica)
Velocidad nominal	2200 <i>rpm</i>
Velocidad máxima	3000 <i>rpm</i>
Presión máxima en el cilindro	250 <i>bar</i>
Motor equivalente	VOLVO MD11US07
Diámetro x carrera	123 <i>mm</i> x 152 <i>mm</i>
Longitud de biela	225 <i>mm</i>
Longitud de manivela	76 <i>mm</i>
Desplazamiento	1806 <i>cm</i> ³
Relación de compresión	16.3 : 1
Diámetro del <i>bowl</i>	83.6 <i>mm</i>
Profundidad del <i>bowl</i>	19.98 <i>mm</i>
Volumen [†] del <i>bowl</i>	95.65 ± 1.3 <i>cm</i> ³
Coefficiente de torbellino medio	0.3

El objetivo de este motor monocilíndrico de investigación es reproducir lo mas fielmente posible las características estructurales y geométricas de un motor policilíndrico de serie que se considera equivalente a todos los efectos. Para ello, sobre la unidad básica se ha instalado tanto la cadena cinemática (cigüeñal, biela y pistón) como la culata de cuatro válvulas por cilindro e

inyector vertical centrado correspondientes al modelo MD11US07¹ fabricado por el grupo Volvo Trucks, si bien el cigüeñal debe adaptarse a las dimensiones de la unidad básica y por ello dispone de una única muñequilla. A modo de resumen, la tabla 4.1 muestra las características principales del motor junto con una serie de datos adicionales de interés.

La figura 4.1(a) muestra una vista isométrica del pistón y la figura 4.1(b) una sección de la parte superior del mismo donde se puede apreciar la geometría del *bowl* junto con sus dimensiones características. Finalmente, cabe comentar que el elevado valor de la relación entre el diámetro del *bowl* y el del cilindro (0.68) junto con el reducido coeficiente de torbellino medio limitan el movimiento rotacional o *swirl* del aire en el interior de la cámara de combustión durante el proceso de inyección-combustión.

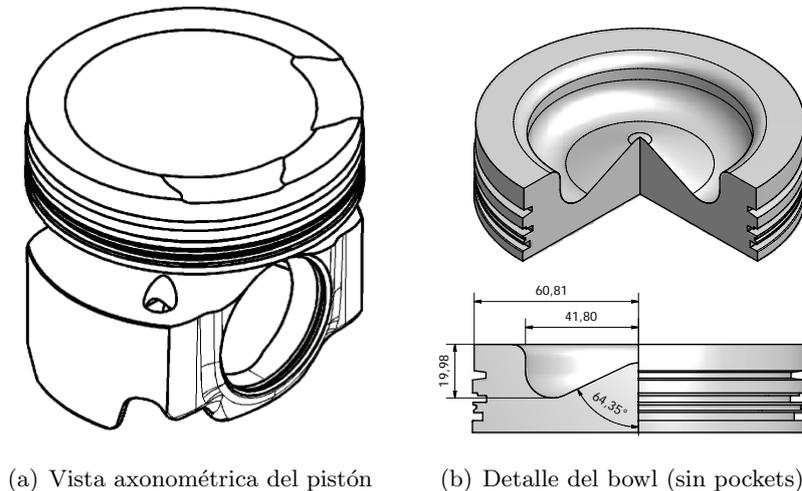


Figura 4.1. Esquema de la geometría del conjunto formado por el pistón y el bowl.

4.2.1.2. Sistema de inyección

El motor dispone de un sistema de inyección producido por la firma Bosch, concretamente el modelo CRSN4.2 [4]. Como muestra la figura 4.2 el sistema de inyección CRSN4.2 es de tipo *common rail* y dispone de un pistón amplificador hidráulico integrado en el inyector.

¹El motor VOLVO MD11US07 de serie dispone de 6 cilindros y por lo tanto una cilindrada total de 10.836 litros. En cuanto a sus prestaciones, alcanza un par máximo de 2200 Nm a 1245 rpm y una potencia máxima de 315 kW a 1775 rpm según datos del fabricante.

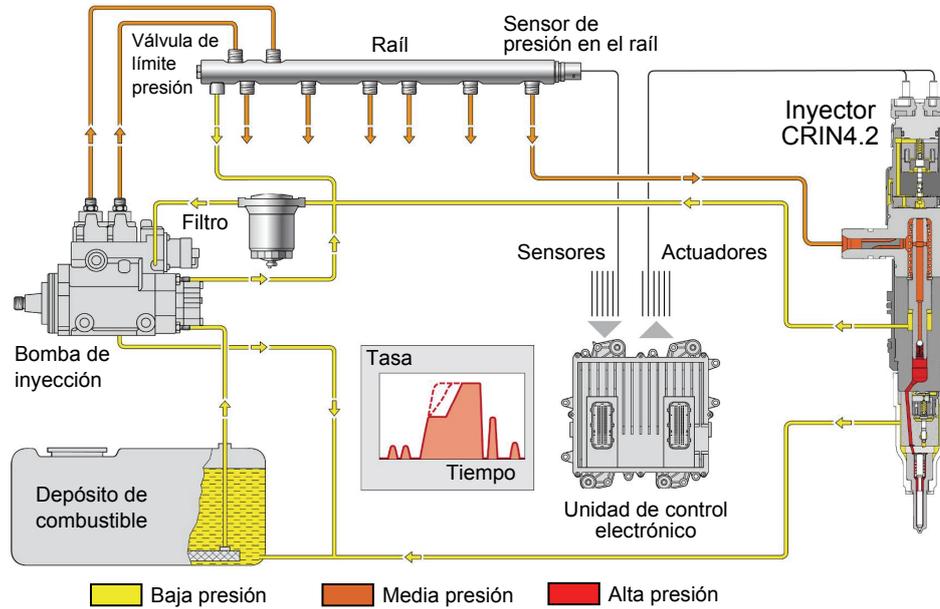


Figura 4.2. Esquema del sistema de inyección Bosch CRIN4.2 instalado en el motor.

La característica fundamental de este sistema en cuanto a prestaciones es la combinación de la flexibilidad de las inyecciones múltiples (el sistema permite hasta cinco inyecciones diferentes) junto con la posibilidad de realizar *rate shaping* durante la inyección principal.

El componente más complejo del sistema es el inyector modelo CRIN4.2. La figura 4.2 muestra una sección de este inyector donde es posible identificar sus componentes más importantes. Según la figura el inyector está diseñado de forma modular y está dividido en tres partes que son el amplificador de presión, el módulo de control y el módulo de inyección.

El inyector dispone de dos solenoides de control. El primero de ellos se encuentra situado en las proximidades de la tobera y controla el movimiento de la aguja del inyector mientras que el segundo solenoide controla el pistón amplificador. La relación de amplificación del pistón es de 2.2 y la presión máxima en el raíl es de 900 bar, por lo que permite alcanzar presiones de inyección cercanas a 2000 bar. Variando el instante de activación del pistón amplificador en relación con el instante de activación de la aguja del inyector es posible realizar *rate shaping* o bien obtener una tasa de inyección rectangular a alta presión.

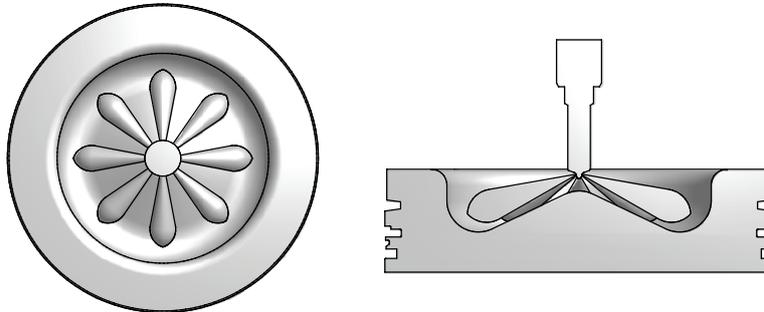


Figura 4.3. Posición relativa de los chorros respecto al bowl cuando el pistón se encuentra situado en el PMS. En esta figura se ha supuesto un ángulo de chorro de referencia igual a 20° .

Finalmente, la tobera de inyección también está fabricada por la firma Bosch y dispone de 8 orificios cilíndricos de 0.196 mm de diámetro dispuestos en 2 coronas de 4 orificios cada una, siendo el ángulo de cono entre los ejes de los chorros igual a 140° . En la figura 4.3 se observa la posición relativa de los chorros respecto al bowl cuando el pistón se encuentra situado en el PMS. En esta figura es fácil observar que se trata de una geometría de tobera convencional.

4.2.1.3. Sistema de accionamiento de válvulas

Sin duda el elemento más innovador instalado en el motor es el sistema de accionamiento de válvulas. Acorde con el objetivo fundamental planteado para este trabajo que consiste en estudiar el efecto de modificar las condiciones termodinámicas del gas en el cilindro ajustando el ángulo de cierre de las válvulas de admisión (y por lo tanto la duración de los procesos de admisión y compresión), se ha considerado conveniente sustituir el sistema mecánico de accionamiento de válvulas convencional que equipaba originalmente el motor y que es completamente rígido por un sistema de tipo variable o flexible.

En la actualidad existen un gran número de soluciones estructurales que permiten flexibilizar el accionamiento de las válvulas de admisión y/o escape de los MCIA, modificando así en mayor o menor medida el diagrama de distribución. La figura 4.4 muestra la clasificación de estos sistemas de accionamiento variable de válvulas (VVA) propuesta por Hannibal *et al.* [5]. Atendiendo a esta clasificación, para el presente trabajo se ha instalado un sistema VVA sin árboles de levas (tipo *camless*) cuyo principio de operación

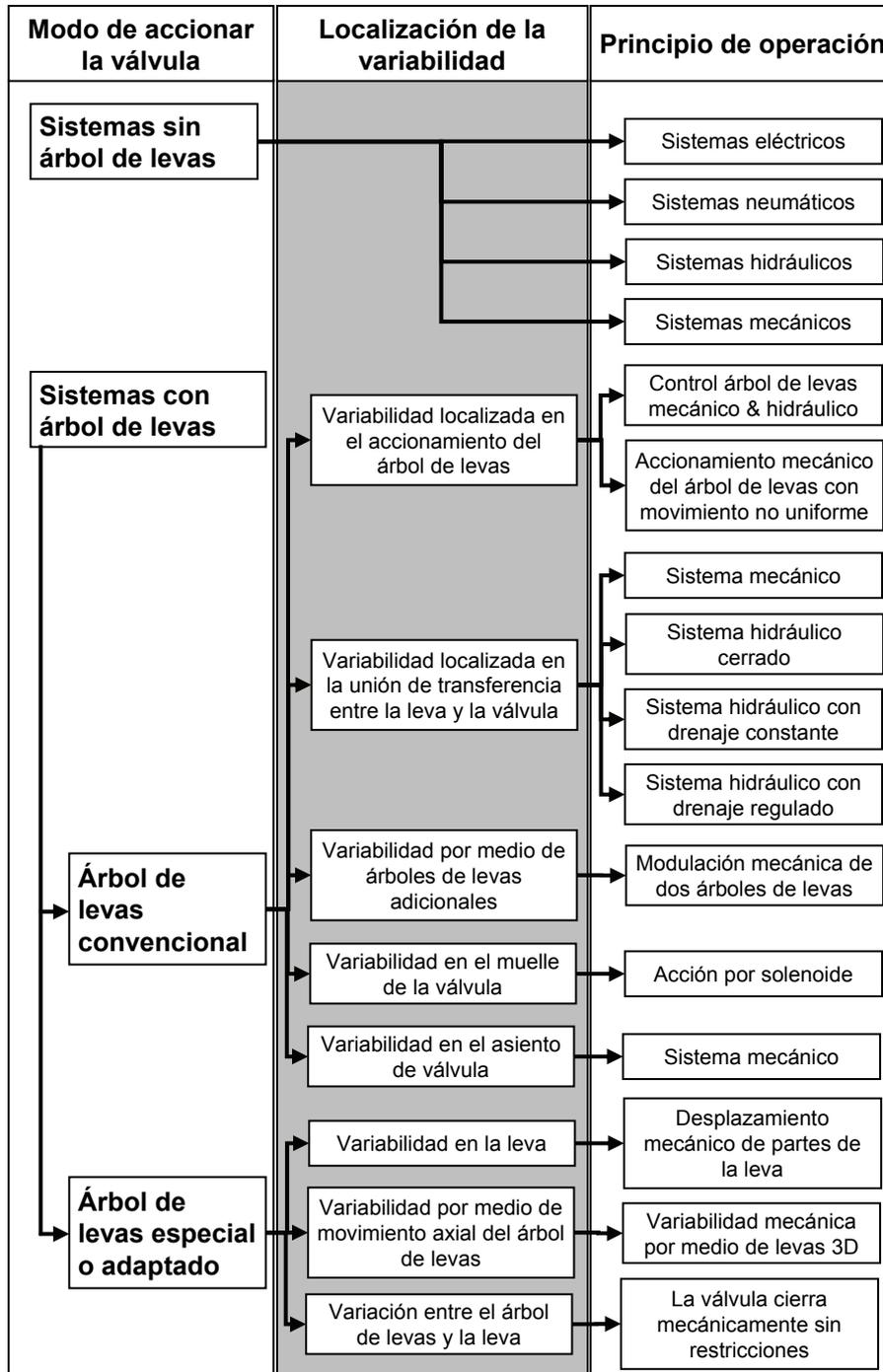


Figura 4.4. Calificación de los sistemas de distribución variable disponibles en la actualidad. Fuente: Hannibal et al. [5].

se basa en el accionamiento hidráulico de las cuatro válvulas del motor de forma completamente independiente. En realidad, el sistema considerado en su conjunto es electrohidráulico puesto que el accionamiento de las válvulas es hidráulico pero como se explicará más adelante el control es electrónico.

La arquitectura de este sistema *camless* electrohidráulico con actuación en dos etapas es una patente desarrollada por Sturman Industries bajo la denominación HVA 4A [6, 7]. Como muestra el esquema hidráulico de la figura 4.5(a), este sistema de actuación en dos etapas requiere tres niveles de presión de aceite (de 100 a 200 *bar* para accionar la válvula, alrededor de 35 *bar* para el circuito de control y finalmente 1 *bar* para el circuito de retorno) y por ello el diseño incluye un circuito de aceite específico completamente independiente del aceite de lubricación del motor. En este caso las bombas hidráulicas instaladas en el circuito de aceite del sistema HVA 4A, que son accionadas eléctricamente, están sobredimensionadas porque se trata realmente de un prototipo. En este trabajo, las pérdidas mecánicas correspondientes a estas bombas no se consideran puesto que no es posible estimar un valor realista para éstas y en consecuencia los parámetros efectivos del motor se subestimarían en todos los casos.

En cuanto al principio de funcionamiento, el control electrónico directo de las dos válvulas digitales (válvula de venteo y válvula de presión) desplaza la válvula proporcional de 3 vías para conseguir la apertura, el bloqueo o el cierre de la válvula del motor. En este sistema el cierre de la válvula es forzado por el muelle cuando el pistón hidráulico se despresuriza.

El sistema HVA 4A dispone también de una unidad de control electrónica denominada por el fabricante como VDM+ que permite medir y controlar el movimiento de cada una de las cuatro válvulas de forma totalmente independiente. Durante cada evento de apertura/cierre de válvula, el perfil de levantamiento es registrado por medio de un sensor de efecto Hall que mide el desplazamiento del vástago del actuador hidráulico. Entre dos ciclos la señal se filtra, se convierte y se compara con los parámetros de referencia deseados para el ángulo de apertura y cierre, levantamiento máximo y velocidad de cierre. Para la gestión del sistema se han implementado ciclos de control en bucle cerrado con controladores de tipo *feedback/feedforward* para ajustar los parámetros de control de las válvulas digitales que se utilizarán en el siguiente ciclo.

En la figura 4.5(b) se comparan los perfiles de levantamiento de válvulas nominales obtenidos con este sistema con los que genera el sistema de distribución mecánico original. Destacan en esta figura las elevadas velocidades de apertura y cierre de válvulas obtenidas con el sistema HVA 4A.

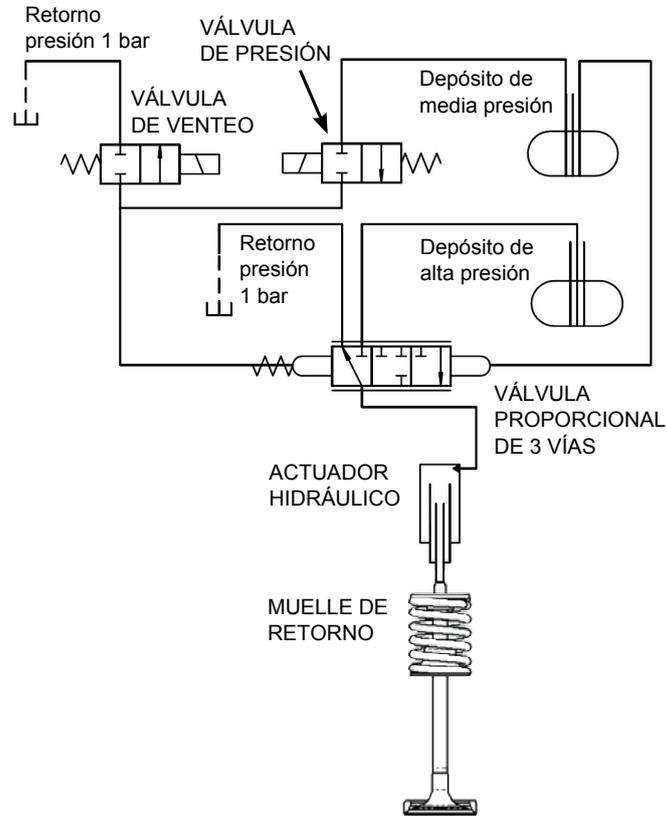
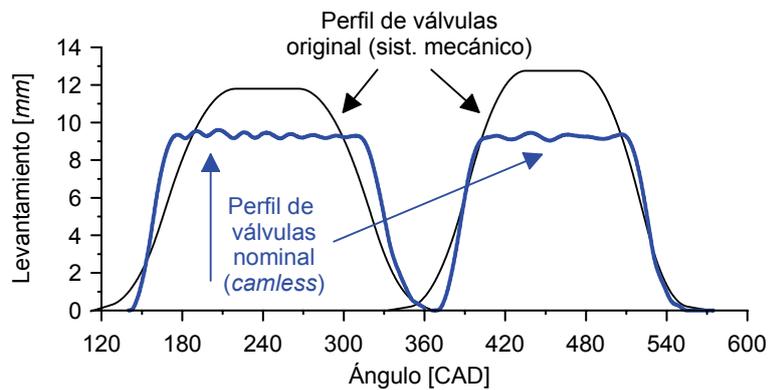
(a) Esquema hidráulico del sistema *camless* HVA 4A(b) Perfiles de levantamiento generados por el sistema *camless* HVA 4A

Figura 4.5. Esquema hidráulico del sistema de distribución variable HVA 4A y perfiles de levantamiento de válvulas nominales.

Estas rampas de apertura y cierre de válvulas extremadamente rápidas son características de los sistemas *camless* de tipo electrohidráulico puesto que no existe ningún tipo de restricción mecánica asociada al perfil de leva.

Un ejemplo de aplicación de este sistema en el motor policilíndrico equivalente al motor monocilíndrico utilizado en el presente trabajo se puede encontrar en el trabajo de Lombard *et al.* [8]. En este trabajo se incluye una sección donde se explican las diferentes posibilidades que ofrece el sistema HVA 4A. Aun así, se ha considerado conveniente mostrar en la figura 4.6 diversos ejemplos de las prestaciones de este sistema en cuanto a flexibilidad de accionamiento tanto de las válvulas de escape como de las de admisión, que se resumen a continuación:

- *Ángulos de apertura y cierre.* Los ángulos de apertura y cierre de las cuatro válvulas son completamente variables siempre que se evite el impacto de la válvula con la cabeza del pistón durante el PMS correspondiente al cruce de válvulas. Para minimizar las solicitaciones mecánicas asociadas a este posible impacto, el sistema HVA 4A calcula la posición instantánea del pistón y si prevé un posible impacto con alguna válvula activa un protocolo de seguridad que permite evacuar la presión del actuador, retornando la válvula a su asiento libremente durante el impacto.
- *Velocidad de apertura.* La velocidad de apertura de las cuatro válvulas es ligeramente regulable aumentando o disminuyendo el nivel de presión en el circuito hidráulico de alta presión, si bien los rangos permitidos no son muy amplios. Además la velocidad de apertura de las cuatro válvulas no es independiente puesto que el circuito hidráulico es común entre ellas.
- *Levantamiento máximo.* El levantamiento de cada una de las válvulas se controla por separado. Este levantamiento máximo es variable en un rango comprendido entre 1.5 y 10 *mm*.
- *Velocidad de la parte final del cierre.* La velocidad de la parte final del proceso de cierre de las válvulas es también variable. En este caso los parámetros de control son por un lado el levantamiento a partir del cual se considera que la válvula está en esta última etapa de cierre y por otro lado la velocidad a la cual se realiza dicho cierre a partir del levantamiento anteriormente definido. Esta posibilidad de control es relevante puesto que permite ajustar la velocidad de impacto de la válvula contra su asiento durante el proceso de cierre, que generalmente en los sistemas VVA electrohidráulicos es extremadamente rápida llegando a provocar incluso la fractura de la válvula.

- *Número de eventos.* El nivel de desarrollo en el que se encuentra el sistema HVA 4A utilizado en el presente trabajo permite la apertura de cada válvula (tanto de admisión como de escape) un máximo de 2 veces por ciclo. El nivel de flexibilidad de este evento de apertura de válvula secundario es similar al ofrecido por el evento principal.
- *Cruce de válvulas.* Debido a las rampas extremadamente rápidas de apertura de las válvulas de admisión y de cierre de las válvulas de escape, el cruce de válvulas generado por los sistemas VVA electrohidráulicos en general es negativo. Sin embargo, en este caso el sistema HVA 4A permite abrir la válvula de admisión durante la carrera de escape con un levantamiento de 1 mm, que es suficientemente pequeño como para evitar la colisión con el pistón cuando este se encuentra en el PMS. De esta manera es posible gestionar la duración del cruce de válvulas si se considera necesario o conveniente.

El estudio de Lombard *et al.* [8] también incluye un análisis de la precisión y repetibilidad del sistema HVA 4A utilizando 100 ciclos de operación. Los autores han definido la precisión como la diferencia entre el valor promedio de cada parámetro frente al valor de comando, y la repetibilidad como tres veces la desviación estándar sobre el valor medio. A continuación se resumen los resultados de este estudio tanto para las válvulas de admisión como para las de escape:

- *Ángulo de apertura.* La precisión en este parámetro es de ± 2 CAD mientras que la repetibilidad es de 3 CAD.
- *Levantamiento máximo.* La precisión para el levantamiento máximo de válvula es igual a ± 0.2 mm si el valor de referencia está por debajo de 3.5 mm y ± 0.5 mm para levantamientos mayores. La repetibilidad es de 0.8 mm para levantamientos estándar y 0.5 mm para el levantamiento de 1 mm asociado a las válvulas de admisión cuando se realiza cruce de válvulas.
- *Ángulo de cierre.* La precisión en este parámetro es de ± 3 CAD y la repetibilidad es de 3 CAD.

4.2.2. Características de la sala de ensayo

Para mostrar la estructura básica de la sala de ensayo, la figura 4.7 representa un esquema de la sala de ensayo donde se han realizado la totalidad

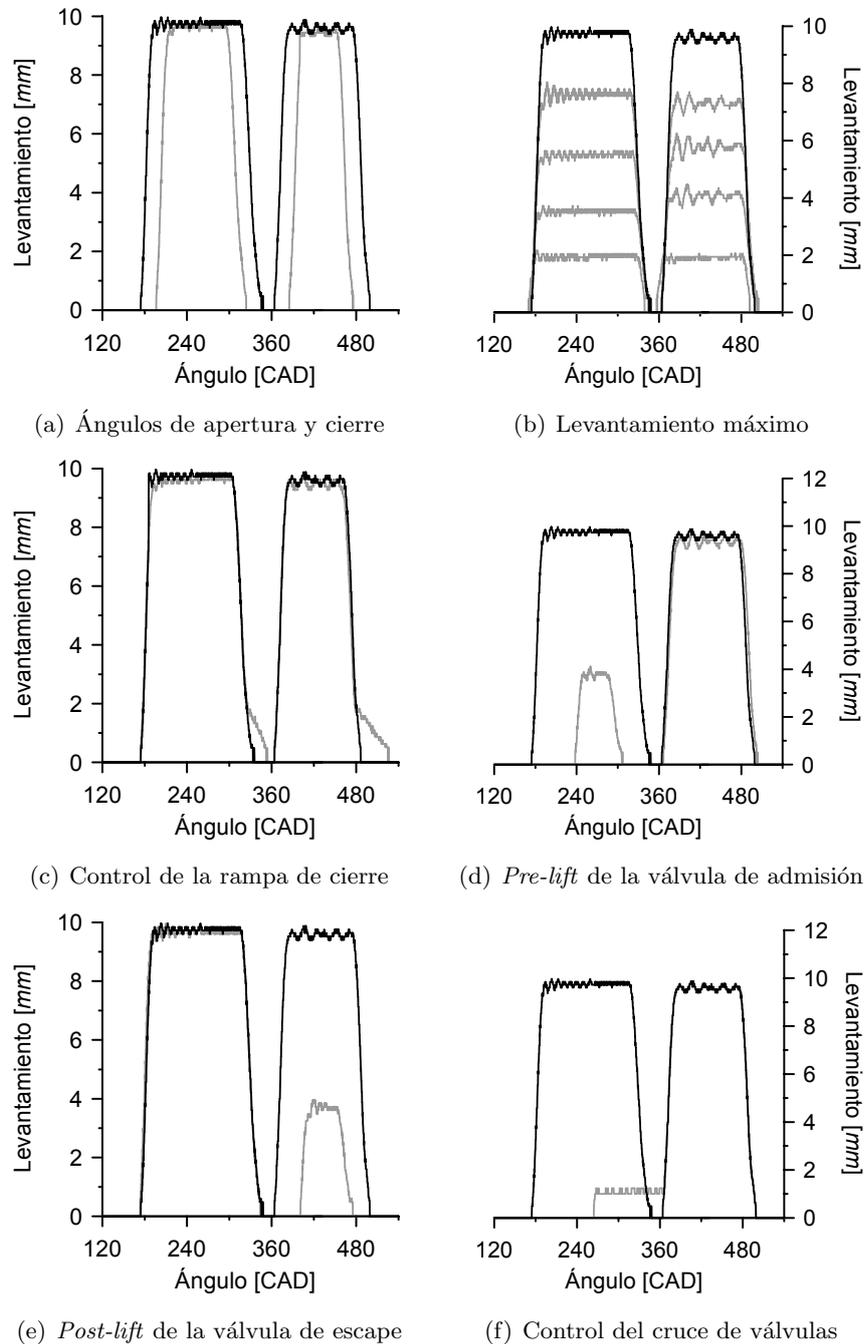


Figura 4.6. Flexibilidad ofrecida por el sistema de distribución variable HVA 4A.

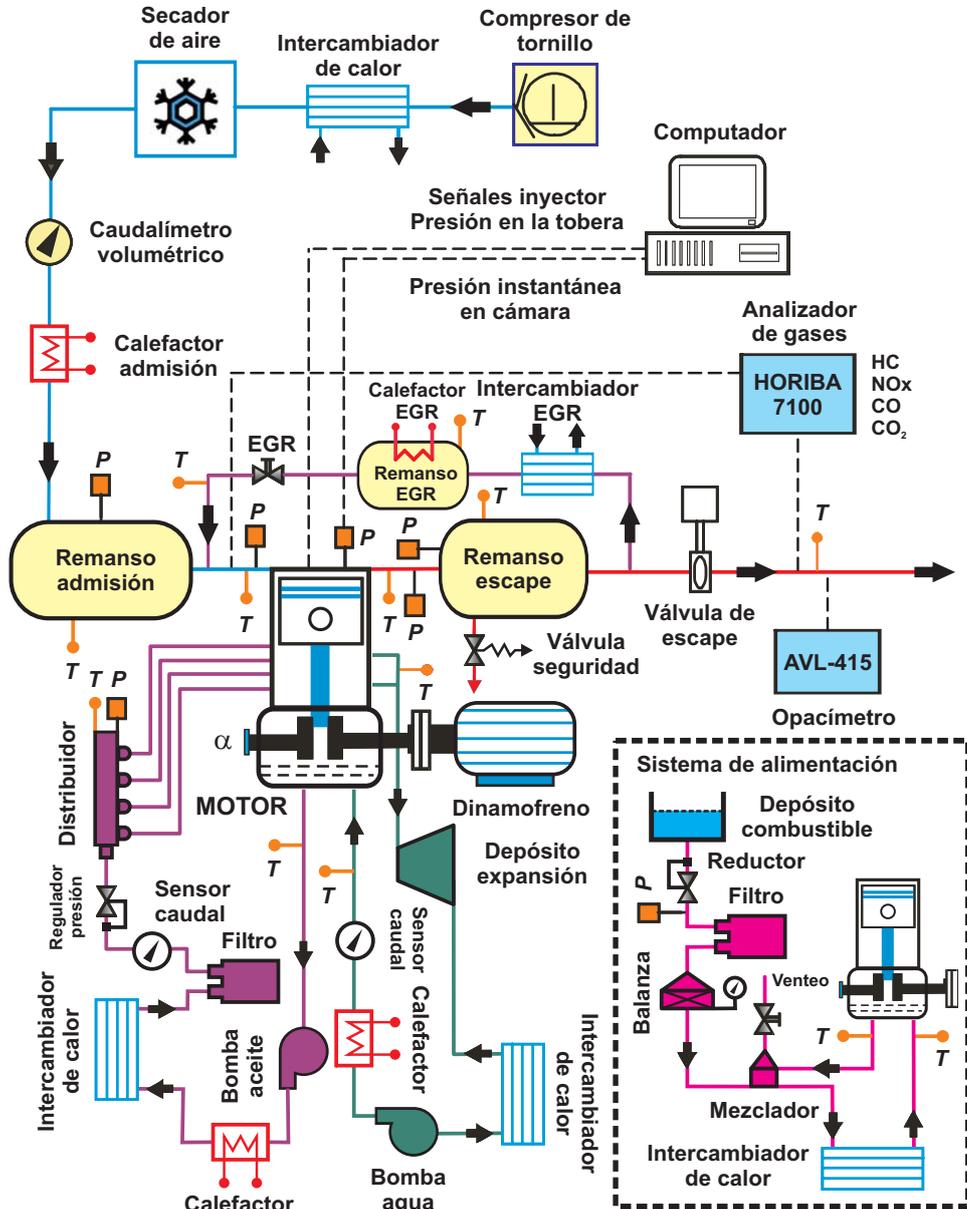


Figura 4.7. Esquema de la sala de ensayo. Se pueden identificar los sistemas auxiliares, los diferentes equipos de medida y la distribución de los sensores principales.

de los ensayos en motor incluidos en esta tesis, y que se encuentra situada en el laboratorio perteneciente al Departamento de Máquinas y Motores Térmicos (DMMT) de la Universidad Politécnica de Valencia. En este esquema es posible identificar además del propio motor térmico de investigación, los diferentes sistemas auxiliares (regulación de par y régimen, admisión, escape, EGR, lubricación, refrigeración y alimentación de combustible) y equipos de medida disponibles, así como los sensores más relevantes y su localización.

Una vez presentada la sala de ensayo de forma general, en los siguientes subapartados se procede a detallar brevemente y por separado cada uno de sus sistemas auxiliares y los principales sensores y equipos de medida.

4.2.2.1. Sistema de regulación de par y régimen

Este sistema permite estabilizar el motor en el punto de funcionamiento deseado controlando tanto el régimen de giro como el par ejercido por el motor. El principal elemento de este sistema es el freno dinamométrico, puesto que es el encargado de disipar la potencia generada por el motor. Las características más relevantes del freno se muestran en la tabla 4.2.

Tabla 4.2. Características del freno dinamométrico.

Característica	Valor
Tipo	Freno dinamométrico de 4 polos
Fabricante	Wittur Electric Drives GmbH
Modelo	DSB3-16.3-B0I.41-M1KN
Potencia nominal	65 kW
Par nominal	414 Nm
Velocidad nominal	1500 rpm
Velocidad máxima	6500 rpm

Este freno se puede utilizar también como motor eléctrico para arrastrar el motor en caso de ser necesario, como por ejemplo durante el arranque o cuando se realizan ensayos sin combustión para caracterizar el motor.

En este trabajo todos los ensayos se han realizado a régimen de giro constante. Así pues, para regular el régimen de giro del motor con la precisión adecuada, el freno dispone de un equipamiento de control específico que consta básicamente de un variador de frecuencia y un regulador PI. Con este sistema

de regulación se consigue una precisión de $\pm 1 \text{ rpm}$ en el régimen de giro medio. En este sistema, además del régimen de giro se mide el par efectivo entregado por el motor monocilíndrico de investigación utilizado durante el presente estudio.

4.2.2.2. Sistemas de admisión, escape y EGR

El sistema de admisión tiene como objetivo acondicionar convenientemente el aire que posteriormente se introduce en el motor durante el proceso de admisión. Para ello, este sistema dispone de un depósito o remanso donde se genera una *atmósfera virtual* controlando las condiciones de presión y temperatura del aire. Por lo tanto, las condiciones termodinámicas del aire en el sistema de admisión son completamente independientes del punto de funcionamiento en el que opera el motor, lo que dota a la instalación experimental de una gran flexibilidad.

El volumen del remanso de admisión debe ser suficiente para atenuar las ondas de presión que se generan en el sistema debido al carácter fuertemente pulsante del proceso de admisión. En este caso el volumen del remanso es de 500 litros, que es un valor por encima del mínimo admisible calculado tanto por el método Kastner [9] (477 litros) como también por el método SAE J244 [10] (418 litros).

En este caso, el sistema de admisión debe ser también capaz de reproducir lo más fielmente posible las condiciones de sobrealimentación que se alcanzan en el motor policilíndrico equivalente, que puede equipar un sistema de sobrealimentación en dos etapas (con dos turbogrupos) y con refrigeración intermedia. Para ello el sistema de admisión dispone de dos compresores externos de tornillo², uno de baja-media presión (desde 1 hasta 3.7 *bar*) y otro de alta presión (desde 3.7 hasta 9 *bar*). Durante los ensayos, estos compresores se utilizan alternativamente dependiendo de la presión de admisión necesaria.

Cada compresor está asociado a un secador donde se extrae la humedad del aire comprimido por medio de un proceso de enfriamiento. La humedad específica a la salida del secador está determinada por su presión de trabajo (que es igual a la presión de sobrealimentación) y por la temperatura en propio enfriador, que en este caso es igual a 3 °C, ya que en estas condiciones el aire se encuentra saturado.

²Los dos compresores están exentos de aceite puesto que en caso contrario este aceite podría entrar en contacto con el flujo de aire introduciéndose en el motor a través de la admisión, generando incertidumbres especialmente en la medida de emisiones contaminantes.

La presión del aire en el remanso de admisión se controla mediante un regulador PID que actúa sobre el régimen de giro del compresor que se encuentre en operación. La precisión obtenida con este sistema de control es de $\pm 0.001 \text{ bar}$ cuando opera el compresor de baja/media presión y de $\pm 0.005 \text{ bar}$ si se encuentra en funcionamiento el compresor de alta presión. La temperatura en el interior del remanso de admisión se controla a su vez por medio de un regulador PID que acciona una resistencia de calentamiento situada aguas arriba del mismo.

En el sistema de admisión existen numerosos sensores que son necesarios para asegurar el correcto control del mismo, aunque únicamente se van a resaltar los más relevantes. Aparte de los sensores de presión y temperatura medias en el remanso ya comentados, se dispone de un equipo de medida de gasto másico de aire fresco situado aguas arriba del remanso de admisión (antes de introducir los gases de escape recirculados) y de un sensor de temperatura media y otro de presión instantánea situados ambos en el colector de admisión, lo más cerca posible de la entrada a la culata.

Por su parte, el sistema de escape es notablemente más sencillo puesto que su principal función es permitir la evacuación controlada de los gases de escape que se encuentran a elevada presión y temperatura. No obstante, se ha instalado un remanso en el sistema para atenuar las ondas de presión que se producen debido al carácter fuertemente pulsante del proceso de escape. En este trabajo, se ha generado una presión artificial en el sistema de escape con el objetivo de simular la contrapresión que producen las turbinas en el motor policilíndrico equivalente. Además, esta contrapresión permite recircular gases desde el sistema de escape hacia el colector de admisión al generar una diferencia de presión positiva entre el sistema de escape y el de admisión.

La presión en el sistema de escape se controla por medio de un regulador PID que actúa sobre una válvula neumática situada aguas abajo del remanso de escape. La precisión máxima que proporciona este mecanismo de control es de $\pm 0.010 \text{ bar}$. En el sistema de escape se mide también la temperatura media y la presión instantánea en el colector en puntos situados lo más cerca posible de la culata.

La sala de ensayo también dispone de un sistema de recirculación de gases desde el colector de escape hasta el colector de admisión también llamado sistema de EGR. Inicialmente, los gases extraídos del sistema de escape se enfrían por medio de un intercambiador de calor aire-agua, y posteriormente se introducen en un remanso de 25 *litros* de capacidad cuyo objetivo es nuevamente eliminar las ondas de presión que se generan en el sistema de EGR. Además, en este remanso se controla la temperatura de los gases por

medio de un regulador PID que actúa sobre una resistencia de calentamiento. Cabe destacar que al no existir ninguna bomba de impulsión en el sistema, los gases de escape sólo pueden reconducirse hacia la admisión cuando la presión de escape es mayor que la presión de admisión.

En el sistema de EGR se mide la temperatura media de los gases en el remanso y también instantes antes de su introducción en el sistema de admisión. El gasto másico de EGR se controla por medio de una válvula neumática controlada manualmente³ que permite ajustar el porcentaje de EGR con una precisión de $\pm 0.2\%$.

4.2.2.3. Sistemas de refrigeración y lubricación

Debido a las especiales características de los motores monocilíndricos en general, la posibilidad de equipar sistemas propios de refrigeración o de lubricación resulta inviable. La utilización de sistemas convencionales donde el propio motor acciona las bombas de aceite y agua proporcionarían en este caso un incremento inaceptable de las pérdidas mecánicas teniendo en cuenta la potencia que entrega el único cilindro disponible. Por otra parte, el calor generado por un sólo cilindro es mucho menor que el que se disipa en el motor policilíndrico equivalente y por lo tanto, resulta más difícil calentar el fluido refrigerante y el lubricante hasta llegar a la temperatura de trabajo en un tiempo razonable.

Por los motivos citados anteriormente, la sala de ensayos equipa un circuito de refrigeración y otro de lubricación independientes, donde ambos fluidos de trabajo circulan impulsados por sendas bombas eléctricas accionadas de forma completamente independiente del motor. Como muestra el esquema de la figura 4.7, el calor evacuado del motor por ambos sistemas es finalmente cedido al exterior de la sala mediante intercambiadores de calor agua-agua en un caso y agua-aceite en el otro. Los dos circuitos disponen de resistencias de calentamiento específicas para acondicionar líquidos y que durante la puesta en marcha se utilizan para precalentar tanto el líquido refrigerante como el aceite lubricante, acelerando así el transitorio térmico hasta alcanzar las condiciones óptimas de ensayo. Una última ventaja adicional de estos sistemas es la posibilidad de llevar el fluido refrigerante y el aceite lubricante hasta la temperatura de trabajo antes de poner en marcha el motor, por lo que éste se calienta previamente al arranque evitando de esta forma los problemas de desgaste asociados al arranque en frío.

³La precisión que se alcanza regulando de forma manual es más que suficiente para abordar los objetivos planteados en la presente tesis, mientras que la regulación automática es compleja puesto que los sistemas de escape y EGR están fuertemente acoplados.

Con el fin de evitar posibles perturbaciones no controladas en los resultados, la temperatura del fluido refrigerante se ha mantenido en $80 \pm 1 \text{ }^\circ\text{C}$ y la del lubricante en $90 \pm 1 \text{ }^\circ\text{C}$ durante la realización de todos los ensayos. Estos valores de referencia se corresponden con los definidos para el motor policilíndrico equivalente operando en condiciones estándar. Estas temperaturas se regulan por medio de controladores tipo PID. La presión del lubricante también se ha fijado, en este caso, en $5 \pm 0.2 \text{ bar}$ por medio de una válvula reguladora de presión.

Finalmente, como muestra la figura 4.7, tanto la temperatura del refrigerante como la del lubricante se registran a la entrada y a la salida del motor, aunque son las temperaturas de salida las que se utilizan como variables de control. La presión del aceite lubricante también se monitoriza por motivos de seguridad.

4.2.2.4. Sistema de alimentación de combustible

El combustible, que inicialmente se encuentra almacenado en un depósito habilitado al efecto y situado fuera de la sala de ensayo, debe alcanzar una presión y una temperatura compatibles con los requerimientos impuestos por el sistema de inyección instalado en el motor. Por lo tanto, la instalación experimental dispone de un sistema de alimentación de combustible que permite acondicionar el combustible, regulando tanto su presión como su temperatura.

La presión manométrica a la entrada de la bomba de baja presión del sistema de inyección debe estar obligatoriamente por debajo de 0.2 bar puesto que en caso contrario, el sistema de regulación de la bomba no funciona correctamente y el sistema de inyección presenta un comportamiento inestable. Para controlar esta presión, el sistema de alimentación de combustible dispone de una válvula reguladora de presión tarada a 1 bar situada en la entrada de la sala. Posteriormente, la presión a la entrada de la bomba de baja presión del sistema de inyección es únicamente la diferencia de alturas entre ésta y la balanza gravimétrica (alrededor de 0.1 bar).

El gasto másico promedio de combustible se mide directamente con una balanza gravimétrica. Respecto a la temperatura del combustible, en este trabajo se ha mantenido en $55 \pm 1 \text{ }^\circ\text{C}$. Esta temperatura debe ser estrictamente controlada por diferentes motivos. Por una parte, si durante los ensayos la temperatura del combustible no es constante a la entrada de la bomba de baja presión del sistema de inyección, tampoco lo es después de la doble etapa de compresión en la bomba de alta presión y en el pistón

amplificador. Esta diferencia de temperaturas también modifica la densidad del combustible, afectando en mayor o menor medida a la morfología del chorro, al comportamiento físico, químico y termodinámico de la mezcla aire-combustible durante el proceso de inyección-combustión y en última instancia a la formación de contaminantes [11–13].

Por otra parte, el control de la temperatura del combustible es necesario para obtener medidas precisas en la balanza gravimétrica. Según justifica de Rudder [14], son las variaciones rápidas de temperatura las que generan los mayores errores en la medida de gasto de combustible. En efecto, cualquier cambio de la temperatura del combustible supone una variación de su densidad y como el volumen ocupado por el combustible entre la salida de la balanza y la entrada de la bomba del sistema de inyección es constante ($8.0 \cdot 10^{-3} m^3$ en este caso), es la masa de combustible aguas abajo de la balanza la que se modifica introduciendo un error en la medida de gasto de combustible.

En su trabajo, de Rudder incluso cuantifica el error cometido en la medida de gasto de combustible debido a las variaciones de temperatura en el sistema de alimentación, particularizando para un motor Diesel monocilíndrico de pequeña cilindrada ($287 cm^3$) con un consumo de combustible reducido ($\approx 1.00 kg/h$). Sin embargo, en este caso la cilindrada del motor es notablemente mayor ($1805 cm^3$) y el consumo mínimo de combustible durante el presente trabajo también ($\approx 3.20 kg/h$).

Se considera pues conveniente realizar un breve análisis similar al realizado por de Rudder, pero en este caso para definir un criterio de estabilidad para la temperatura del combustible. Los resultados mostrados en la tabla 4.3 indican que para cometer un error en la medida de combustible menor de $0.03 kg/h$, que supone un 10% de error en el peor de los casos, es necesario que el combustible tarde alrededor de once minutos en variar su temperatura $\pm 1 ^\circ C$, una vez alcanzada la temperatura de trabajo ($55 ^\circ C$).

A pesar de la aplicación de este criterio de estabilidad durante la realización de los ensayos, la precisión en la medida de combustible en condiciones óptimas se estima que es aproximadamente $\pm 0.04 kg/h$ considerando éste junto con otros efectos como la precisión de la balanza gravimétrica, posibles fugas de combustible en el circuito, etc.

Los principales sensores instalados en el sistema de alimentación de combustible se muestran en la figura 4.7. Este sistema dispone de un sensor de presión situado a la entrada de la sala, mientras que la temperatura se mide a la entrada y a la salida del motor. La temperatura de combustible a la salida del motor se regula mediante un controlador de tipo PID.

Tabla 4.3. Criterio de estabilidad para la temperatura del combustible. Correlación para calcular $\rho_f(T_f)$ obtenida de ^aRodríguez-Antón et al. [15] o ^bDzida y Prusakiewicz [16].

ΔT_f (°C)	p_f (bar)	$\Delta \rho_f$ (kg/m ³)	$V_f \cdot 10^3$ (m ³)	$\Delta m_f \cdot 10^3$ (kg)	$\Delta \dot{m}_f$ (kg/h)	t (s)
55 → 56	1.0	-0.676 ^a	8.0	-5.408	-0.03	649
		-0.672 ^b	8.0	-5.376	-0.03	645
55 → 54	1.0	0.676 ^a	8.0	5.408	0.03	649
		0.672 ^b	8.0	5.376	0.03	645

4.2.2.5. Sistemas de adquisición de datos

Debido a la gran cantidad de parámetros que deben ser registrados y a su diferente naturaleza, la sala de ensayo dispone de dos sistemas de adquisición de datos completamente independientes. La diferencia entre éstos consiste fundamentalmente en su frecuencia de muestreo, por lo tanto en adelante se distingue entre el sistema de adquisición (SAD) de *baja frecuencia* y el de *alta frecuencia*.

Con el *SAD de baja frecuencia* se registran las denominadas variables medias de ensayo, que son aquellas variables cuyo valor instantáneo durante un ciclo de motor no es de interés, pero sí que es importante conocer su valor medio a lo largo del tiempo.

La configuración de este sistema consiste en un *hardware* de adquisición de señales comercial, concretamente de la empresa National Instruments y un *software* denominado Samaruc desarrollado íntegramente por el Departamento de Máquinas y Motores Térmicos de la Universidad Politécnica de Valencia y programado en el lenguaje Labview.

Puesto que este sistema se utiliza para medir variables medias, su frecuencia de muestreo es constante y está prefijada a 1 *Hz* independientemente del régimen de giro del motor. Durante la adquisición de una medida, el sistema registra los valores de todas las variables medias durante 40 *s* y realiza posteriormente un promediado para cada variable. En este trabajo el régimen del motor se ha mantenido constante a 1500 *rpm* para todos los ensayos, por lo que una ventana de 40 *s* para el tiempo de medida implica que el motor realiza 500 ciclos durante dicha medida. Una vez estabilizado el motor, estos 500 ciclos

son más que suficientes para proporcionar unos valores medios representativos de los diferentes parámetros.

Con el *SAD de alta frecuencia* se registran las variables instantáneas de ensayo, también llamadas variables dinámicas. En este caso el valor instantáneo (o dinámico) de estas variables a lo largo de un ciclo de motor es en la mayoría de los casos más relevante que su valor medio. Teniendo en cuenta las características propias de la instalación experimental y el trabajo de investigación a realizar, las variables instantáneas que se han considerado de interés y que han sido registradas durante la realización de los ensayos se recogen en la tabla 4.4.

Tabla 4.4. Variables instantáneas registradas durante la realización de los ensayos.

Localización	Variable
Bloque motor	Presión en la cámara de combustión
Sistema de inyección	Pulso eléctrico del inyector
	Pulso eléctrico del pistón amplificador
	Presión de inyección amplificada
Sistema de accionamiento de válvulas	Levantamiento de válvulas
Sistema de admisión	Presión en el conducto
Sistema de escape	Presión en el conducto
Tasímetro	Presión de combustible

En una primera etapa de adquisición, las señales que provienen de los diferentes sensores distribuidos en la instalación experimental se registran por medio de una cadena de medida. Para este estudio se ha seleccionado una cadena de medida de la marca Yokogawa, modelo DL716E puesto que permite registrar un máximo de 16 canales. La segunda etapa de adquisición consiste en transferir las medidas almacenadas en la cadena de medida hasta un ordenador mediante un *software* específico de comunicación desarrollado íntegramente por el Departamento de Máquinas y Motores Térmicos de la Universidad Politécnica de Valencia.

Respecto a la frecuencia de muestreo, en este sistema es variable y se adapta al régimen de giro del motor. Efectivamente el sistema registra siempre 3600 puntos por ciclo de motor, lo que representa un medida cada 0.2 CAD. Para este trabajo el régimen de giro del motor se ha mantenido constante a

1500 *rpm*, lo que supone una frecuencia de muestreo de 45 *kHz*. Durante la adquisición de una medida, el sistema registra los valores de todas las variables instantáneas durante 100 ciclos de motor con la frecuencia indicada anteriormente para después realizar un promediado punto a punto para cada variable, obteniendo así la señal instantánea promediada.

4.2.3. Instrumentación y equipos de medida

Una vez realizada la caracterización tanto del motor térmico como de la sala de ensayos, en esta sección se describe brevemente la instrumentación básica junto con los equipos de medida con los que se ha dotado a la instalación experimental. Se trata pues de ofrecer datos relacionados con el rango de medida y la precisión máxima que ofrecen los diferentes sensores y equipos de medida utilizados durante la realización del presente trabajo.

4.2.3.1. Sensores de par y régimen de giro

La medida de par efectivo se obtiene a través de un torquímetro de galgas extensiométricas modelo HBM T10F KF1 [17] que se encuentra situado en el eje del freno dinamométrico. El par nominal de medida para este transductor es igual a 1000 *Nm*, muy por encima de los valores típicos alcanzados en el motor. La precisión que ofrece este transductor es del $\pm 0.2\%$ sobre el par nominal, es decir ± 1 *Nm*.

El régimen de giro del motor se mide mediante un codificador angular óptico modelo AVL 364⁴ [18]. Este codificador presenta una resolución angular de 0.5 CAD, aunque en este trabajo se ha incrementado la resolución hasta 0.2 CAD mediante un tratamiento electrónico de la señal. La precisión máxima que ofrece este sensor es de ± 0.02 CAD.

4.2.3.2. Sensores de presión y temperatura medias

Para medir la presión media de los fluidos en aquellos puntos de la instalación experimental en los que se ha considerado necesario (generalmente en los sistemas de admisión, escape y lubricación) se han utilizado transductores comercializados por la marca PMA, más concretamente el modelo P40. Los sensores incluidos en estos transductores son de tipo

⁴Este codificador también genera una señal de sincronización que consiste en un pulso por vuelta de motor. Esta señal permite posicionar el PMS y además se utiliza como *trigger* para el sistema de adquisición de datos de alta frecuencia.

piezorresistivo. Entre sus características cabe destacar su estabilidad térmica y la reducida deriva temporal de la medida. El rango de medida que se ha seleccionado para estos sensores de presión media es de 0 a 10 *bar* en todos los casos.

Para la medida de temperaturas medias en gases se ha optado por instalar termopares de tipo K sin recubrimiento en el caso de gases limpios como el aire de admisión o con recubrimiento de protección para gases sucios como el gas de escape o el EGR. El rango de medida de estos termopares es de 0 a 1100 °C, mientras que ofrecen una precisión de ± 2.5 °C. Estos sensores se han seleccionado porque son perfectamente compatibles con las elevadas temperaturas que alcanzan los gases en el colector de escape.

Por otra parte, para medir la temperatura media en líquidos como el refrigerante y el aceite lubricante se han utilizado termorresistencias de tipo Pt100. El rango de medida para estos sensores es de -200 a -850 °C y su precisión es de ± 0.3 °C. Las principales ventajas son su mayor sensibilidad y su gran linealidad en todo el rango útil de medida.

4.2.3.3. Transductores de presión instantánea

Como es práctica habitual, en esta instalación experimental se registra la presión instantánea en la cámara de combustión del motor. Para ello se ha instalado en la culata del motor un captador piezoeléctrico, ya que está generalmente aceptado que este tipo de captadores son los que mejores prestaciones ofrecen de entre todos los disponibles en la actualidad. De entre las numerosas posibilidades se ha seleccionado el modelo 6125B de la marca Kistler. Se trata de un sensor no refrigerado con un rango de medida de 0 a 250 *bar*, cuyo máximo coincide exactamente con la presión máxima de diseño del motor. La señal generada por el captador se acondiciona mediante un módulo específico también marca Kistler modelo 5015A antes de ser registrada por el sistema de adquisición de alta frecuencia.

Por su parte, la presión instantánea tanto en el colector de admisión como en el colector de escape se miden por medio de transductores piezorresistivos refrigerados por agua marca Kistler modelo 4045A10 cuyo rango de medida es 0 a 10 *bar*. Como sucede con la señal de presión en cámara, estas señales deben ser también acondicionadas mediante módulos específicos marca Kistler modelo 4603A10, para finalmente ser registradas por el sistema de adquisición de alta frecuencia.

4.2.3.4. Equipos de medida de gasto másico

Durante los ensayos correspondientes a este trabajo, el caudal volumétrico de aire (en m^3/h) se ha medido utilizando un caudalímetro de lóbulos rotativos (*roots*) modelo Elster RVG G100 [19] situado aguas arriba del remanso de admisión. El rango de medida de este equipo es de 0.05 a 160 m^3/h mientras que su precisión es de $\pm 0.1\%$ sobre el valor medido. Sin embargo, en el ámbito de la investigación en motores es mucho más conveniente disponer de la medida de gasto másico de aire (en kg/h) y para ello el propio caudalímetro integra un sensor de presión media y otro de temperatura media como los descritos en el apartado 4.2.3.2. De este modo se calcula el valor de la densidad del aire que circula a través del caudalímetro y es posible convertir las unidades volumétricas en unidades másicas.

Por su parte, el gasto másico de combustible que se inyecta en el motor se mide mediante una balanza gravimétrica modelo AVL 733S [20]. En este dispositivo la medida se realiza por medio de un sensor capacitivo que proporciona una señal en función de la masa de combustible instantánea contenida en el depósito. El rango de medida de la balanza es de 0 a 160 kg/h y el error de medida es menor del $\pm 0.2\%$ sobre el valor medido.

4.2.3.5. Equipo de medida de gases de escape

Lograr una precisión y confiabilidad adecuadas en la medida de las emisiones gaseosas catalogadas como contaminantes contenidas en los gases de escape es fundamental, puesto que el análisis del comportamiento de las mismas es uno de los objetivos principales del estudio.

Para ello, la instalación experimental dispone de un equipo de medida modelo Horiba MEXA 7100 DEGR [21]. Este equipo permite medir la concentración volumétrica (fracción molar) de NO más NO_2 (NO_x), CO , hidrocarburos sin quemar totales (THC), CO_2 y O_2 . Aunque es evidente que el O_2 no es un contaminante, conocer su concentración en los gases escape es importante para el análisis del proceso de combustión y los procesos de formación de las emisiones que sí son contaminantes, muy especialmente el hollín.

Como muestra el esquema de la figura 4.7, este equipo está conectado al sistema de escape mediante una sonda situada aguas abajo de la válvula de contrapresión. Con esta sonda se extrae una muestra de gases que es conducida hasta el equipo de medida a través de una línea calefactada que mantiene la muestra a $192^\circ C$ para evitar la condensación de los hidrocarburos sin quemar.

Por otra parte, el sistema de admisión equipa una segunda sonda en el colector que permite enviar una pequeña muestra de gases al equipo de medida. De esta forma, se mide la concentración volumétrica de CO_2 en la admisión para posteriormente, junto con la medida de CO_2 en el escape, calcular el porcentaje de EGR. Para conseguir homogeneizar (al menos parcialmente) la mezcla entre los gases de escape y los de admisión y evitar en lo posible errores en la medida de EGR, antes de tomar la muestra en la admisión se genera turbulencia en el flujo por medio de una pletina aleteada situada en el colector. Además, la sonda de gases de admisión está diseñada en forma de cruz dispuesta transversalmente a la sección del colector y a la dirección del flujo. Esta sonda dispone de diez orificios equiespaciados en cada brazo, tomándose de este modo las muestras de forma radial en diferentes puntos desde el centro hasta la periferia del colector.

La tabla 4.5 contiene las características más relevantes de cada uno de los analizadores disponibles en este equipo de medida, incluyendo su principio de funcionamiento. Para obtener una descripción más detallada de estos analizadores se remite al lector a la bibliografía especializada [22–24].

Tabla 4.5. Características de los analizadores disponibles en el equipo de medida de emisiones gaseosas.

Emisión	Principio de medida	Precisión
NO y NO_2	Analizador por quimioluminiscencia (CLA)	$\pm 4\%$
CO y CO_2	Analizador no dispersivo en el infrarrojo (NDIR)	$\pm 4\%$
THC	Analizador de ionización de llama (FIA)	$\pm 4\%$
O_2	Analizador paramagnético (PMA)	$\pm 4\%$

Los analizadores son calibrados con anterioridad a la realización de cada tanda de ensayos utilizando para ello gases de referencia con una composición estrictamente controlada.

El equipo Horiba calcula la relación A/F y el parámetro lambda (λ) mediante un método basado en la composición de los gases de escape [25].

Las medidas de NO_x , CO , y CO_2 se corrigen para considerar la humedad existente en los gases de escape, ya que se extrae la humedad de la muestra. A la medida de O_2 se le aplica la misma corrección puesto que también se mide en seco, mientras que la medida de THC no se corrige ya que la muestra no se seca previamente. La medida de NO_x es objeto de una segunda corrección para considerar la humedad que se introduce en el motor por medio del aire

de admisión. Estas correcciones, junto con la conversión de concentraciones volumétricas (*ppm*) a unidades de gasto másico (*g/h*) se ha realizado de acuerdo con la Directiva Europea 2005/55/EC [26], que es la que se encuentra en vigor en el momento de la realización de este trabajo.

4.2.3.6. Opacómetro

La opacidad del humo (o gas de escape) se mide mediante un opacómetro modelo AVL 415 [27]. Para ello, se extrae una cantidad definida de gases del sistema de escape mediante una sonda instalada aguas abajo de la válvula de regulación (ver el esquema de la figura 4.7).

Esta muestra se hace pasar por un filtro de papel blanco cuyo índice de reflexión de la luz está calibrado. Posteriormente, una célula fotoeléctrica detecta el grado de ennegrecimiento de este papel por el cambio que experimenta su índice de reflexión de la luz, asignándole un valor comprendido entre 0 (filtro sin ennegrecimiento) y 10 (filtro completamente negro). La unidad asignada a esta escala de medida es *Filter Smoke Number* (FSN).

Es posible pasar de opacidad (en FSN) a hollín (en mg/m^3) aplicando la correlación propuesta por Christian *et al.* [28] y que se corresponde con la ecuación (4.1).

$$hollín = \frac{1}{0.405} \cdot 4.95 \cdot FSN \cdot e^{(0.38 \cdot FSN)} \quad (4.1)$$

Posteriormente se realiza una última conversión entre concentración volumétrica y másica de hollín (en mg/kg) en los gases de escape considerando una densidad constante para estos gases igual a $1.165 \text{ kg}/m^3$.

4.2.3.7. Equipo de medida de *blow-by*

Aunque en el caso de motores de cilindrada media-grande las pérdidas de masa por *blow-by* principalmente a través de la zona de contacto entre los segmentos y la camisa durante el ciclo cerrado son pequeñas, disponer de esta medida permite calcular la masa instantánea en el interior del cilindro con mayor precisión, lo cual representa una gran ventaja para la aplicación de modelos teóricos para el diagnóstico del proceso de combustión.

Para medir el caudal de *blow-by* (en m^3/h) se utiliza el equipo comercial modelo AVL 442 [29]. El principio de funcionamiento de este equipo se basa en la diferencia de presión generada por el flujo de *blow-by* a medida que circula

por un orificio calibrado. Para cada ensayo, la medida de caudal volumétrico se convierte a unidades de gasto másico (en kg/h) considerando las condiciones correspondientes de presión y temperatura atmosféricas. La precisión de este equipo es de $\pm 1.5\%$ sobre el valor medido y permite medir un caudal máximo de $4.5 m^3/h$.

La medida de *blow-by* también se utiliza para detectar problemas de estanqueidad en el cilindro relacionados con el desgaste de los segmentos, ya que si esto ocurre el *blow-by* aumenta drásticamente. En este motor este control es particularmente necesario puesto que la presión máxima en el cilindro alcanza valores por encima de $200 bar$, lo que supone unas sollicitaciones mecánicas importantes.

4.2.3.8. Equipo de medida de tasa de inyección

En el ámbito del análisis del proceso de combustión por difusión en motores Diesel de inyección directa es prácticamente imprescindible conocer el gasto másico instantáneo de combustible que es introducido en la cámara de combustión, es decir, la tasa de inyección. Sin embargo, es ciertamente complicado (si no imposible) medir la tasa de inyección de forma simultánea durante la realización de los ensayos en combustión, siendo necesario utilizar un equipo específico que permita realizar esta medida.

En el presente trabajo, el equipo empleado para obtener la tasa de inyección (tasímetro) es el modelo comercial EVI de la firma IAV. El principio de medida está basado en el método de tubo largo, también conocido como método Bosch [30]. La selección de este método de medida se ha fundamentado en el análisis comparativo realizado por Plazas [31] entre los diferentes métodos o equipos disponibles en la actualidad para medir la tasa de inyección. De acuerdo con Plazas, el método de tubo largo es el que ofrece mejores prestaciones en términos de respuesta dinámica y por lo tanto el más adecuado para medir los importantes gradientes temporales que se generan intrínsecamente en la tasa de inyección, especialmente al inicio y al final de la misma.

Un ejemplo del perfil de presión que se obtiene con este equipo de medida se muestra en la figura 4.8, donde se han representado superpuestos 25 ciclos de inyección consecutivos. En esta figura se observa la dispersión ciclo a ciclo de la señal junto con unas oscilaciones de muy baja amplitud y una serie de picos que se corresponden con ondas de presión residuales que se atenúan progresivamente. Es evidente que es necesario post-procesar esta señal para mejorar sus características.

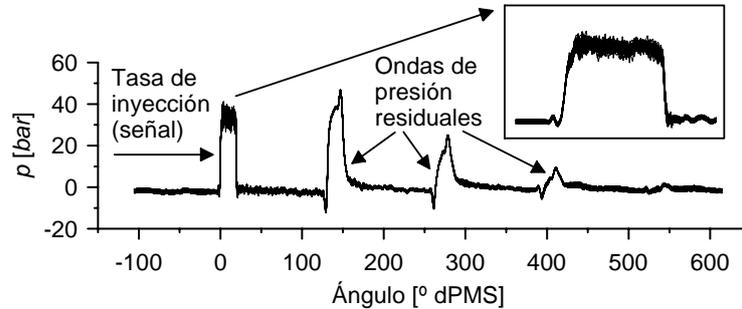


Figura 4.8. Ejemplo del perfil de presión que se obtiene con el tasímetro, donde se han superpuesto 25 ciclos de inyección consecutivos.

La secuencia de post-procesado consiste en realizar un promediado de 100 ciclos de inyección y posteriormente localizar los instantes de inicio y de final de inyección (en este trabajo sólo se realiza una inyección por ciclo) para eliminar las oscilaciones de baja amplitud y los picos originados por las ondas de presión residuales antes del inicio y después del final de la inyección. Sobre esta señal ya filtrada se aplica punto a punto la ecuación de Allievi para calcular la tasa de inyección.

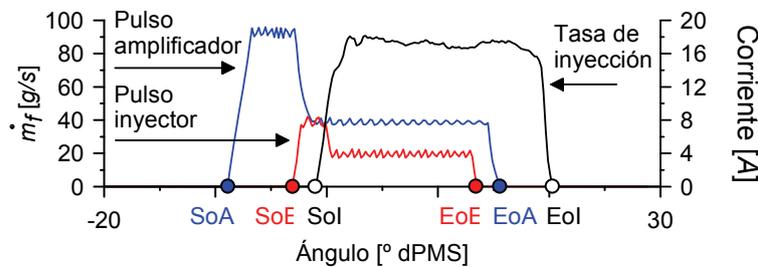


Figura 4.9. Resultado final de tasa de inyección una vez post-procesada la señal.

En último lugar y con el fin de obtener una medida más precisa, la señal de tasa de inyección se corrige de forma que su integral coincida con la masa inyectada en un ciclo. Puesto que la frecuencia de inyección es conocida, la masa inyectada por ciclo se obtiene a partir de la medida de consumo medio de combustible de la balanza gravimétrica disponible en la sala de ensayo. El resultado de este post-procesado se muestra en la figura 4.9.

4.3. Herramientas teóricas

Es evidente que la información generada directamente mediante la medición directa con las diferentes herramientas experimentales disponibles durante la realización de un trabajo de investigación, generalmente resulta insuficiente para realizar un análisis completo del problema. Es posible incluso que los parámetros medidos experimentalmente no sean realmente aquellos sobre los cuales se basa el proceso de análisis y generación de conclusiones.

Por lo tanto en la gran mayoría de las ocasiones es necesario recurrir a herramientas que permiten procesar la información experimental con el objetivo de mejorar la calidad de la misma o bien generar información adicional mediante la aplicación de desarrollos teóricos. Este último tipo de herramientas de procesado se reúnen generalmente bajo la denominación de herramientas teóricas.

En el momento de seleccionar las diferentes herramientas teóricas a utilizar es esencial considerar ciertos aspectos, siendo los más importantes por un lado la información de entrada necesaria y por otro lado la adecuación entre la información de salida de dicha herramienta y los objetivos del estudio.

Con esta filosofía para este trabajo se han seleccionado las herramientas teóricas que se describen en esta sección⁵.

Por un lado, para realizar un análisis previo del proceso de renovación de la carga que servirá como base para el planteamiento del plan de ensayos, se utiliza un modelo unidimensional de acción de ondas que se describe en el apartado 4.3.1 y una serie de mapas de funcionamiento del motor como los que se presentan en el apartado 4.3.2. Por otra parte, para analizar el proceso de combustión se utiliza un modelo de diagnóstico ampliamente validado y que se describe brevemente en el apartado 4.3.3. El modelo para estimar la temperatura adiabática de llama en cada instante durante el proceso de combustión se describe en el apartado 4.3.4. Finalmente, para estudiar las características básicas del proceso de mezcla aire/combustible durante el proceso de inyección/combustión, se han utilizado dos modelos que se describen en los apartados 4.3.5 y 4.3.6.

⁵Cabe destacar que todas las herramientas teóricas que se van a describir aquí han sido desarrolladas íntegramente en el Departamento de Máquinas y Motores Térmicos de la Universidad Politécnica de Valencia.

4.3.1. Modelo unidimensional de acción de ondas

En el planteamiento de este trabajo se ha optado por utilizar un motor de investigación de tipo monocilíndrico puesto que es la herramienta experimental óptima para estudiar en detalle los procesos de combustión y formación de contaminantes. En este tipo de instalación se sustituye el turbogruppo por un sistema externo de sobrealimentación cuyo funcionamiento es completamente independiente de las condiciones de operación del motor. En este sentido, aunque en el estudio de los ciclos Atkinson y Miller se modifica el diagrama de distribución del motor (concretamente el ángulo de cierre de las válvulas de admisión), no es posible evaluar la interacción motor/turbogruppo.

Sin embargo es conveniente, si no necesario, disponer de un modelo teórico apropiado que permita el estudio del comportamiento de los gases especialmente durante los procesos de admisión y escape. De este modo es posible calcular la evolución de las diferentes variables relacionadas con el proceso de renovación de la carga. Este cálculo preliminar permite la selección óptima de los rangos de variación de las diferentes variables objeto de estudio.

Así pues, en este trabajo se ha utilizado modelo de acción de ondas (WAM) con el que se calcula la evolución de los gases durante el ciclo termodinámico completo, incluyendo los procesos de admisión y de escape. Este modelo de acción de ondas es conceptualmente similar al propuesto por Benson [32], sobre el que se han incorporado diferentes mejoras puesto que se encuentra en constante desarrollo.

En la actualidad, las principales hipótesis asumidas por este modelo se detallan a continuación [33]:

1. *El flujo de gas en los tubos se considera unidimensional y los volúmenes se asumen cerodimensionales.* Este tipo de modelos de acción de ondas simplifican la geometría del problema en tubos donde solamente se considera la dimensión longitudinal perpendicular a la sección (unidimensional) y volúmenes donde las propiedades del gas se consideran uniformes (cerodimensional). Ya en su aplicación en motores, existen ciertos elementos en los que el flujo de gas tiene un carácter marcadamente tridimensional (como por ejemplo en las pipas de admisión/escape). Para estos casos, el problema se resuelve en la medida de lo posible caracterizando el elemento en un banco de flujo y asociándole un coeficiente de descarga.
2. *Se asume comportamiento de gas ideal, perfecto y no viscoso.* A pesar de la diferencia evidente entre la composición de los gases de admisión y

los de escape, el modelo considera siempre el gas como ideal y perfecto con la misma composición (mismas γ y R). Por su parte, la condición de flujo no viscoso permite plantear las ecuaciones de conservación de la cantidad de movimiento (Navier-Stokes) como un sistema de ecuaciones de Euler puesto que se cancelan las derivadas parciales de segundo orden.

3. *Se considera flujo no homoentrópico.* Este modelo también considera la generación de entropía asociada a los cambios de sección en los tubos, a los fenómenos de fricción en las paredes de los tubos y a la transmisión de calor tanto en los tubos como en los volúmenes cerodimensionales, incluido el cilindro. La fricción se considera de forma simplificada por medio de un factor de fricción f , mientras que para el cálculo de la transmisión de calor se utiliza un modelo de tipo nodal [34, 35].

De esta forma, el modelo WAM plantea un sistema de cuatro ecuaciones (continuidad, conservación de la cantidad de movimiento según la formulación de Euler, conservación de la energía y la ecuación de estado térmica), que son las que definen el flujo no homoentrópico de un fluido compresible monocomponente en condiciones transitorias. Para abordar este problema se utiliza un método numérico basado en diferencias finitas, existiendo la posibilidad de elegir entre diferentes esquemas de resolución [36]. En este trabajo se ha utilizado el esquema TVD [37] ya que se considera el más adecuado cuando la información sobre la evolución instantánea de los parámetros es relevante [38].

En el momento de la realización de este trabajo, el modelo WAM no disponía de un modelo de combustión (se encontraba en fase de desarrollo), por lo que ha sido necesario introducir la tasa de liberación de calor por medio de hasta cuatro funciones de Wiebe. El procedimiento habitual es ajustar estadísticamente estas funciones de Wiebe a la tasa de liberación obtenida experimentalmente para el punto de funcionamiento considerado y asumir que ésta permanecerá constante cuando se introduzcan condiciones de operación diferentes a aquellas ensayadas en motor.

Mediante la aplicación de este modelo se calcula la evolución temporal de las variables termofluidomecánicas más relevantes (p , T , \dot{m} , $u \dots$) en cualquier punto del circuito de admisión, escape o EGR, y también en el interior del cilindro y en los demás volúmenes cerodimensionales. Además el modelo calcula diversos parámetros de carácter medio que también son de interés como el rendimiento volumétrico del motor, los gastos másicos medios o la masa atrapada al cierre de la admisión.

4.3.2. Mapas de funcionamiento del motor

Los mapas de funcionamiento del motor permiten relacionar diferentes parámetros de operación con la relación aire/combustible y la tasa de EGR. De entre todos los parámetros que se pueden representar en estos mapas, se han seleccionado básicamente la concentración másica de oxígeno en la admisión (Y_{O_2-adm}) y en el escape (Y_{O_2-esc}) junto con el gasto másico total por la admisión (\dot{m}_{adm}) por ser los más útiles para el presente estudio.

Para generar estos mapas se sitúa la tasa de EGR en el eje de abcisas y la relación A/F en el eje de ordenadas. Si se acepta la hipótesis de combustión completa, es posible representar en estos ejes tanto las isolíneas de Y_{O_2-adm} constante como las de Y_{O_2-esc} constante obtenidas a partir de las expresiones 4.2 y 4.3 que relacionan estos parámetros entre sí.

$$Y_{O_2-adm} = Y_{O_2-air} \cdot \left(1 - EGR \cdot \frac{(A/F)_{est}}{A/F} \right) \quad (4.2)$$

$$Y_{O_2-esc} = Y_{O_2-air} \cdot \left(1 - \frac{(A/F)_{est}}{A/F} \right) \quad (4.3)$$

donde Y_{O_2-air} representa la concentración másica de oxígeno en el aire atmosférico que es constante e igual a 0.23196 o 23.196 % y $(A/F)_{st}$ es la relación aire/combustible estequiométrica cuyo valor también es constante e igual a 14.567. Por coherencia dimensional, en ambas expresiones se introduce la tasa de EGR en tanto por uno.

Estas isolíneas de Y_{O_2-adm} e Y_{O_2-esc} sólo dependen del tipo de combustible a través de su estequiometría ($(A/F)_{st}$), por lo que estas líneas son independientes de las condiciones de operación particulares del motor y se han representado por separado en la figura 4.10(a).

Se consideran ahora las condiciones de inyección por medio del grado de carga o gasto másico de combustible (\dot{m}_f) ya que éste condiciona el gasto másico total por la admisión en función del A/F y de la tasa de EGR. De acuerdo con la relación 4.4 las isolíneas de gasto total por admisión constante se corresponden en el mapa de funcionamiento del motor con un abanico de rectas con pendiente negativa.

$$\dot{m}_{air} = \dot{m}_{adm} \cdot (1 - EGR) \xrightarrow[\text{por } \dot{m}_f]{\text{Dividiendo}} A/F = \frac{\dot{m}_{adm}}{\dot{m}_f} \cdot (1 - EGR) \quad (4.4)$$

donde \dot{m}_{air} es el gasto de aire fresco (atmosférico) y \dot{m}_f representa el gasto másico de combustible que se introducen en el motor. La tasa de EGR se expresa en tanto por uno por coherencia dimensional.

Como se puede observar en la figura 4.10(b) estas isolíneas de gasto total por la admisión (\dot{m}_{adm}) constante tienen siempre la misma forma geométrica, pero los valores absolutos de gasto total por la admisión requeridos para mantener unos valores concretos de A/F y tasa de EGR son linealmente proporcionales a la cantidad de combustible inyectada. De aquí se deduce que considerar como parámetro el gasto total por la admisión implica la existencia de un mapa de operación del motor diferente para cada grado de carga.

Una vez definido el mapa de funcionamiento adecuado para un grado de carga concreto, la configuración geométrica del motor junto con las condiciones particulares de renovación de la carga (p_{adm} y T_{adm}) y el régimen de giro (n) se relacionan con el gasto total por la admisión por medio de la expresión 4.5, que es la propia definición de rendimiento volumétrico.

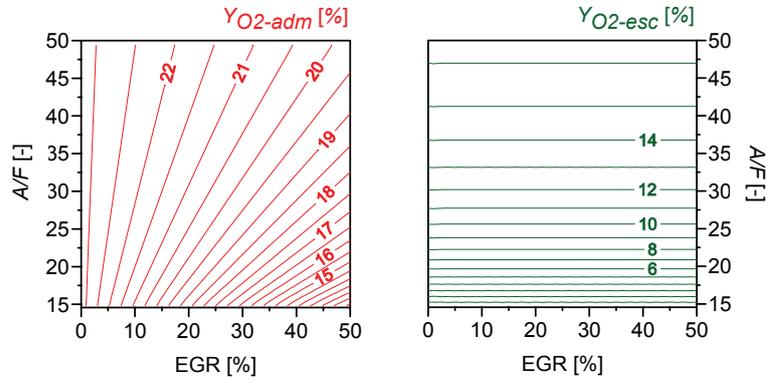
$$\eta_v = \frac{\dot{m}_{adm}}{\rho_{adm} \cdot V_D \cdot \frac{n}{2}} \longrightarrow \dot{m}_{adm} = \eta_v \cdot \left(\frac{p_{adm}}{R \cdot T_{adm}} \right) \cdot V_D \cdot \frac{n}{2} \quad (4.5)$$

donde (V_D) representa el volumen desplazado por el motor, mientras que la densidad en la admisión se ha calculado en función de la presión y la temperatura aplicando la ecuación de los gases ideales.

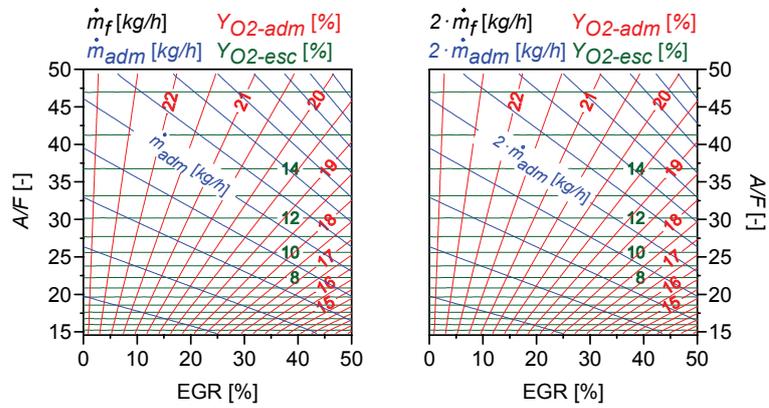
Se introduce ahora como segunda hipótesis que para una geometría de motor dada (V_D) y unos valores de presión y temperatura de admisión constantes, el rendimiento volumétrico⁶ y la constante de los gases (R) son independientes de la tasa de EGR. Como se muestra en la figura 4.10(c), esta hipótesis implica que cuando el único parámetro que se modifica es la tasa de EGR el punto de funcionamiento del motor evoluciona obligatoriamente por la isolínea de gasto total por la admisión que cumple con la relación 4.5.

Los mapas de funcionamiento del motor son de gran utilidad ya que relacionan entre sí multitud de parámetros de operación del motor, siendo incluso posible conocer el valor que adoptarán determinados parámetros en función del valor asignado a otros. Por ello estos mapas facilitan enormemente la planificación de los estudios experimentales. Un ejemplo de aplicación de

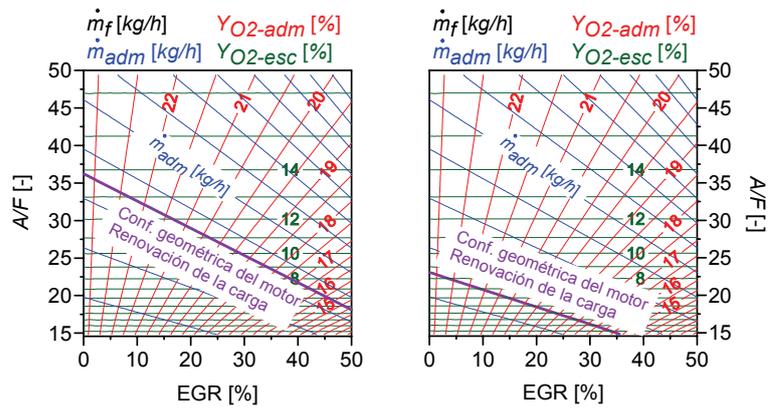
⁶Esta hipótesis puede inducir a errores importantes si la dinámica de las ondas de presión en el colector de admisión depende fuertemente de la tasa de EGR. En este trabajo se utiliza un motor monocilíndrico con circuitos de admisión, escape y EGR razonablemente independientes y además se ha demostrado mediante ensayos preliminares que estos efectos son despreciables.



(a) Isolneas de Y_{O_2-adm} (dcha) e Y_{O_2-esc} constantes (izda)



(b) Isolneas de Y_{O_2-adm} , Y_{O_2-esc} y \dot{m}_{adm} para diferente grado de carga



(c) Mapa de funcionamiento para dos configuraciones geométricas de motor y/o condiciones de renovación de la carga concretas

Figura 4.10. Generación de los mapas de funcionamiento del motor.

estos mapas donde se evidencia su potencial se presenta en el capítulo 5 de resultados.

4.3.3. Modelo de diagnóstico del proceso de combustión

En el ámbito de estudio del proceso de combustión en motores Diesel es prácticamente imprescindible disponer de un modelo termodinámico de diagnóstico conveniente con el que obtener, entre otros parámetros, la ley de liberación de calor (HRL) y su derivada (ROHR) a partir de la medida de presión instantánea en la cámara de combustión.

Estos modelos suelen ser cerodimensionales, de una zona (especialmente para el caso de motores Diesel) y su base teórica consiste en la aplicación del primer principio de la termodinámica al volumen de control constituido por la cámara de combustión durante el ciclo cerrado, que es el período temporal comprendido entre el ángulo de cierre de las válvulas de admisión y el de apertura de las válvulas de escape. Las diferencias más importantes en cuanto a resultados están relacionadas el grado de exactitud de las hipótesis asumidas y con el mayor o menor número de simplificaciones realizadas durante su desarrollo.

El modelo de diagnóstico utilizado para el presente análisis es del tipo descrito anteriormente y se denomina CALMEC [39–41]. Las hipótesis generales de partida sobre las cuales se ha desarrollado este modelo se describen brevemente a continuación, junto con una breve discusión sobre su validez:

1. *La presión se supone uniforme en la cámara de combustión.* La validez de esta condición está generalmente aceptada puesto que en las condiciones alcanzadas en el interior de la cámara de combustión durante el proceso de combustión, las velocidades del fluido y de propagación de la llama son mucho menores que la velocidad del sonido.
2. *El fluido que evoluciona en la cámara es considerado como una mezcla de aire, combustible gaseoso y productos quemados en condiciones estequiométricas.* Aunque en este modelo se asume la uniformidad de composición y temperatura de la mezcla, es importante destacar que se consideran hasta un máximo de tres especies (aire, combustible gaseoso y productos quemados estequiométricamente) a la hora de evaluar las propiedades termodinámicas de la masa encerrada en el cilindro. Considerar como especie el gas quemado estequiométricamente es una hipótesis correcta cuando la llama es puramente difusiva pero

discutible cuando el proceso de combustión se desarrolla en condiciones premezcladas. No obstante para los objetivos planteados en este trabajo se considera aceptable mantener esta hipótesis.

3. *Se asume comportamiento de gas ideal para la mezcla que evoluciona.* Aceptar esta suposición para el aire y los productos quemados es razonable, sin embargo esta hipótesis puede parecer inicialmente discutible cuando se aplica al combustible en estado gaseoso. En el estudio realizado por Lapuerta [42], se comparan los resultados generados por un modelo de diagnóstico similar al utilizado en el presente trabajo asumiendo diferentes ecuaciones de estado para el combustible gaseoso. Los resultados confirman que las diferencias en temperatura media y HRL son relativamente pequeñas, si bien pueden ser relevantes si se utilizan los resultados para predecir la formación de contaminantes.

Asumiendo estas hipótesis, el modelo CALMEC plantea el primer principio de la termodinámica aplicado a sistemas abiertos, ya que así es posible considerar los flujos de combustible y *blow-by*. De este modo, se resuelve la ecuación (4.6) en intervalos de cálculo determinados por la resolución angular de la medida instantánea de presión.

$$\Delta HRL = m_{cil} \cdot \Delta u_{cil} + \Delta Q_w + p \cdot \Delta V - (h_{f,iny} - u_{f,g}) \cdot \Delta m_{f,evap} + R_{cil} \cdot T_{cil} \cdot \Delta m_{bb} \quad (4.6)$$

donde es posible identificar los diferentes términos energéticos considerados por el modelo de diagnóstico en cada intervalo y que se comentan brevemente a continuación:

- ΔHRL . Este término se corresponde con la energía térmica liberada por el combustible asumiendo constante su poder calorífico a lo largo del proceso de combustión.
- $m_{cil} \cdot \Delta u_{cil}$. Esta es la variación de energía interna sensible experimentada por el gas encerrado en el volumen de control, que como se detalla en el trabajo de Lapuerta *et al.* [40] se calcula utilizando correlaciones específicas para cada especie. En cada intervalo de cálculo, estas correlaciones se resuelven en función de la temperatura media en el interior del volumen de control en cada instante y ponderadas por las fracciones másicas de cada especie.
- ΔQ_w . Este término representa la transmisión de calor entre el gas encerrado en el volumen de control y las superficies del pistón, el cilindro,

la culata y las válvulas que lo rodean (el modelo no contempla la posibilidad de que exista combustible líquido adherido a las paredes). El coeficiente instantáneo de película entre el gas y las paredes se basa en la propuesta clásica de Woschni [43] sobre la que se han introducido una serie de mejoras recogidas en el trabajo de Payri *et al.* [44]. Para el cálculo de las temperaturas de las diferentes paredes se utiliza un modelo de transmisión de calor de tipo nodal [45, 46].

- $p \cdot \Delta V$. Éste es el trabajo total realizado por el gas encerrado en el volumen de control durante el intervalo de cálculo. Para el cálculo del volumen instantáneo de la cámara de combustión se dispone de un modelo de deformaciones mecánicas que considera tanto la fuerza de presión ejercida por el gas sobre la cabeza del pistón como las fuerzas de inercia generadas por las masas con movimiento alternativo.
- $(h_{f,iny} - u_{f,g}) \cdot \Delta m_{f,evap}$. Se puede demostrar que este término incluye todas las consideraciones energéticas asociadas al proceso de inyección de combustible [47]. Así pues, este término considera el trabajo de flujo, la energía en forma de calor sensible absorbido por el combustible líquido hasta alcanzar la temperatura de evaporación, la energía absorbida en forma de calor latente debido a este proceso de evaporación y el calentamiento del combustible en fase vapor hasta alcanzar la temperatura media de la cámara de combustión.
- $R_{cil} \cdot T_{cil} \cdot \Delta m_{bb}$. Finalmente, también se considera la energía que pierde el volumen de control debido al flujo de *blow-by* a través de los segmentos. El gasto de *blow-by* se calcula utilizando un modelo de tobera isentrópica para simular la evolución del gas a medida que circula desde la cámara de combustión hacia el cárter a través de los segmentos.

Es evidente que los resultado más importantes que se obtienen tras el procesado de los ensayos mediante el modelo CALMEC son la HRL y de forma inmediata su derivada o ROHR. Sin embargo, también se calculan una serie de parámetros de inyección-combustión que tienen un carácter promedio en lugar de instantáneo como por ejemplo el inicio de combustión, el tiempo de retraso o el centro de gravedad de la HRL, entre otros.

4.3.4. Estimación de la temperatura adiabática de llama

Pese a la cantidad y a la calidad de la información aportada por el modelo de diagnóstico CALMEC descrito en el apartado anterior, la hipótesis

asumida sobre la existencia de una única zona implica asumir temperatura uniforme en el interior de la cámara de combustión. Por lo tanto, la temperatura instantánea calculada por el modelo CALMEC es representativa de la temperatura media del volumen de control durante el ciclo cerrado.

Sin embargo, como se describe en el capítulo 3 los mecanismos fisicoquímicos relevantes en los procesos de formación de contaminantes se caracterizan por su carácter local. En este sentido, cuando el objetivo del estudio incluye el análisis de los aspectos químicos asociados al propio proceso de combustión y especialmente a la formación de contaminantes es necesario estimar una temperatura instantánea representativa de la temperatura local máxima durante el proceso de combustión.

En este caso se considera adecuado utilizar como estimador la temperatura adiabática de llama (T_{ad}), calculada asumiendo las siguientes hipótesis:

1. *El proceso de combustión se desarrolla en condiciones de presión constante durante el intervalo de cálculo.* La temperatura adiabática de llama se puede calcular asumiendo que el proceso de combustión se desarrolla a volumen constante o a presión constante durante el intervalo de cálculo. Para el proceso de combustión por difusión característico de los motores Diesel, generalmente se asume la condición de presión constante durante el intervalo de cálculo. Esta hipótesis permite plantear un balance de entalpías entre reactivos y productos como el propuesto en la ecuación (4.7).

$$H_{reac}(T_{sq}) = H_{prod}(T_{ad}) \quad (4.7)$$

donde $H_{reac}(T_{sq})$ es la entalpía de los reactivos a la temperatura sin quemar y $H_{prod}(T_{ad})$ es la entalpía de los productos a la temperatura adiabática de llama.

2. *El proceso de combustión se desarrolla en condiciones estequiométricas.* La temperatura adiabática de llama depende del dosado local de la zona de reacción durante el proceso de combustión. Para el proceso de combustión por difusión convencional característico de los motores Diesel generalmente se considera que esta zona de reacción se encuentra localizada en la superficie diferencial donde la mezcla aire/combustible alcanza las condiciones estequiométricas.

Sin embargo, esta condición es más discutible para aquellos procesos de combustión que se desarrollan en condiciones altamente premezcladas donde existe un gradiente importante de dosados en las zonas

de reacción. A pesar de este inconveniente, en este trabajo se considerará siempre que la temperatura adiabática de llama en condiciones estequiométricas es representativa de la temperatura local de combustión.

3. *El sistema termodinámico se considera en todo momento como una mezcla ideal de gases ideales.* Asumiendo esta condición es posible calcular varias propiedades de la mezcla, entre ellas la entalpía, como la suma ponderada de las propiedades de las especies individuales según las ecuaciones (4.8).

$$\begin{aligned} H_{\text{reac}}(T_{sq}) &= \sum_{i=1}^k N_i \cdot \bar{h}_i(T_{sq}) \\ H_{\text{prod}}(T_{ad}) &= \sum_{j=1}^m N_j \cdot \bar{h}_j(T_{ad}) \end{aligned} \quad (4.8)$$

donde N_i representa el número de moles del reactivo i y N_j es el número de moles del producto j en la mezcla, mientras que $\bar{h}_i(T_{sq})$ es la entalpía específica molar del reactivo i y $\bar{h}_j(T_{ad})$ la del producto j . Estas entalpías específicas molares de las diferentes especies se calculan según la ecuación (4.9).

$$\begin{aligned} \bar{h}_i(T_{sq}) &= \bar{h}_{i,form}^o + \int_{T=298}^{T=T_{sq}} \bar{c}_{p,i}(T) \cdot dT \\ \bar{h}_j(T_f) &= \bar{h}_{j,form}^o + \int_{T=298}^{T=T_{ad}} \bar{c}_{p,j}(T) \cdot dT \end{aligned} \quad (4.9)$$

siendo $\bar{h}_{i,form}^o$, $\bar{h}_{j,form}^o$ las entalpías específicas molares de formación en condiciones estándar ($T = 298.15 \text{ K}$ y $p = p_{ref}$) y $\bar{c}_{p,i}(T)$, $\bar{c}_{p,j}(T)$ los calores específicos molares a presión constante, que se calculan por medio de correlaciones de tipo polinómico.

4. *El combustible de sustitución utilizado es el n-dodecano.* Debido al elevado número de componentes químicos presentes en el combustible Diesel, generalmente se utilizan hidrocarburos puros de cadena mediana-larga como sustitutos cuando se realizan cálculos que involucran aspectos químicos. En este caso se ha seleccionado el n-dodecano ($C_{12}H_{26}$) puesto que sus propiedades termoquímicas son bien conocidas y razonablemente similares a las del combustible diesel.

5. Para el cálculo de la temperatura de los reactivos se supone que éstos evolucionan de forma adiabática a medida que la presión en cámara se modifica. Para poder cerrar el problema es necesario estimar una temperatura inicial para los reactivos (T_{sq}) en cada intervalo de cálculo. Para este estudio se ha considerado que la hipótesis más razonable es suponer que los reactivos evolucionan de forma adiabática a medida que la presión en cámara se modifica debido al proceso de combustión y al movimiento del pistón.

Una vez presentadas las hipótesis de cálculo, se resuelve un problema de equilibrio químico con 12 especies como el planteado por Way [48]. Es importante destacar que para calcular la temperatura adiabática de llama es necesario conocer la composición de los productos de combustión que a su vez dependen de la propia temperatura adiabática de llama. Así pues, la temperatura adiabática de llama y la composición de los productos de la combustión están intrínsecamente acoplados, lo que implica plantear un proceso iterativo de resolución.

4.3.5. Modelo para el tiempo aparente de combustión

Como se ha discutido en el apartado anterior, la temperatura adiabática de llama es un parámetro relacionado principalmente con fenómenos químicos. Para completar el análisis detallado de los procesos de combustión y formación de contaminantes es necesario disponer de al menos otro parámetro representativo de los fenómenos físicos involucrados en estos procesos.

Es evidente que en los motores Diesel de inyección directa, los procesos de inyección y combustión están íntimamente relacionados por fenómenos básicamente físicos, especialmente cuando el proceso de combustión se desarrolla en condiciones controladas por mezcla (combustión convencional por difusión). Sin embargo, establecer una relación fenomenológica entre inyección y combustión no resulta sencillo.

Una forma de abordar este problema es relacionar la tasa de inyección y la tasa de liberación de calor (ROHR) por medio de un parámetro cuyo valor instantáneo dependa directamente tanto de las condiciones de inyección como de las condiciones termodinámicas en la cámara de combustión.

Una buena aproximación al problema es la planteada por Fenolosa [49], Desantes *et al.* [50] y Arrègle *et al.* [51, 52] que se basa en la definición de un parámetro con carácter instantáneo que los autores han denominado *apparent combustion time* o ACT. Como muestra la figura 4.11, el parámetro ACT_i

se define como el tiempo promedio que transcurre desde que se inyecta una determinada cantidad de combustible (paquete i) en el instante POI_i hasta que ésta se quema en el instante POC_i .

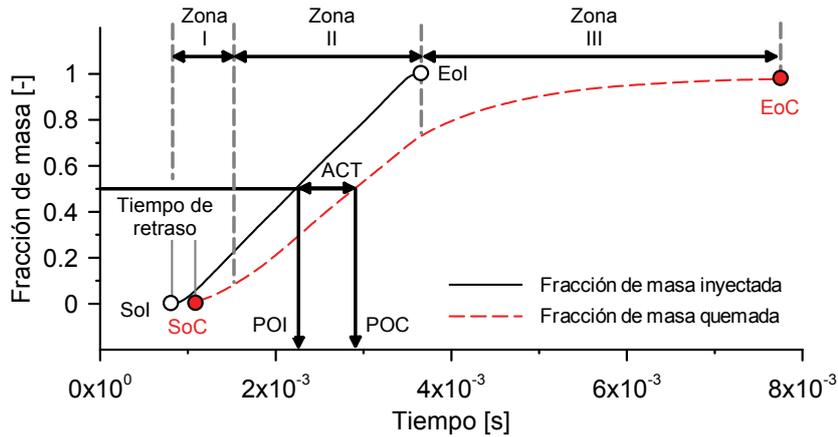


Figura 4.11. Definición del parámetro ACT a partir de las leyes de inyección y combustión.

Las relaciones entre el ACT y la evolución temporal de los parámetros físicos que son relevantes para el proceso de combustión por difusión (zonas II y III en la figura 4.11) se pueden identificar y cuantificar de acuerdo con la analogía entre chorro Diesel y gaseoso introducida en el capítulo 3, obteniéndose la relación determinada por la ecuación 4.10:

Las relaciones entre el ACT y la evolución temporal de los parámetros físicos que son relevantes para el proceso de combustión por difusión (zonas II y III en la figura 4.11) se pueden identificar y cuantificar considerando en primer lugar las siguientes hipótesis:

1. *Las fases de combustión por difusión están controladas por el proceso de mezcla gas/combustible en el interior de la cámara de combustión⁷.*
2. *La teoría de chorros gaseosos turbulentos es aplicable a los chorros Diesel.* Esta condición es aceptable puesto que en los motores Diesel

⁷Los fenómenos físicos que controlan el proceso de combustión durante la fase de combustión premezclada (zona I de la figura 4.11) son diferentes, al menos en parte, a los que controlan el proceso de combustión por difusión. Por lo tanto, la validez del desarrollo teórico que conduce a la ecuación 4.10 es discutible para esta primera etapa del proceso de combustión.

de inyección directa actuales los chorros de combustible se inyectan a elevada presión a través de orificios extremadamente pequeños en un entorno gaseoso de elevada densidad.

3. *El combustible se quema siempre en una superficie de reacción de espesor infinitesimal que se encuentra en condiciones estequiométricas.* De este modo, el ACT representa el tiempo medio necesario para que el combustible que se inyecta en un instante determinado se mezcle con el gas hasta alcanzar condiciones estequiométricas, momento en el cual se produce su combustión.

Asumiendo estas hipótesis es posible analizar el comportamiento de los chorros Diesel partiendo de las leyes de escalado desarrolladas para procesos de mezcla de chorros gaseosos turbulentos en condiciones no reactivas, obteniéndose la relación determinada por la ecuación 4.10:

$$ACT_i = K_{mix} \cdot \left[\overline{\rho_g^{0.5} \cdot u_o \cdot Y_{O_2}^{0.5} \cdot \phi_o^{-1}} \right]_{POI_i \rightarrow POC_i}^{-1} \quad (4.10)$$

donde ρ_g es la densidad del gas e Y_{O_2} es la fracción másica de oxígeno ambos en el interior de la cámara de combustión, u_o es la velocidad de inyección, ϕ_o es el diámetro del orificio de inyección y finalmente K_{mix} es una constante que incluye el efecto de diferentes factores que pese a ser influyentes no han sido considerados durante el desarrollo teórico anterior⁸ como la geometría de la cámara de combustión, los efectos de pared, etc.

Puesto que la teoría sobre la que se ha obtenido la ecuación 4.10 considera parámetros relacionados fundamentalmente con los procesos físicos de mezcla, es razonable asumir que el parámetro ACT es efectivamente un buen estimador del tiempo característico de mezcla entre el gas ambiente y el combustible durante el proceso de combustión por difusión.

4.3.6. Modelo de chorro unidimensional DICOM

Existen diferentes herramientas de cálculo fluidodinámico que permiten describir espacial y temporalmente la estructura interna del chorro Diesel para caracterizar el proceso de mezcla, que abarcan desde los complejos modelos de cálculo fluidodinámico computacional (conocidos como modelos CFD) hasta los modelos donde la física se simplifica en mayor o menor grado

⁸La tangente del semiángulo de chorro queda también incluida en esta constante al considerarse razonablemente constante.

asumiendo diferentes hipótesis. La elección de uno u otro modelo depende fundamentalmente de la complejidad del problema a resolver y del tiempo de cálculo disponible.

Considerando ambos aspectos, para este trabajo de investigación se ha optado por utilizar un modelo unidimensional euleriano para reproducir la evolución del chorro Diesel tanto en régimen estacionario o transitorio, tanto en condiciones inertes (evaporativas o no evaporativas) como reactivas. Una descripción más profunda junto con la validación de este modelo para condiciones inertes se puede encontrar en el trabajo de Pastor *et al.* [53], mientras que Desantes *et al.* [54] realizan lo propio para condiciones reactivas.

Este modelo es una aproximación al problema de un chorro de combustible inyectado por medio de un orificio en el interior de una cámara donde se produce su mezcla con el gas ambiente y eventualmente su combustión. El chorro evoluciona de forma libre sin ninguna restricción espacial y el volumen de la cámara es suficientemente grande como para que la evolución del chorro no modifique las condiciones del aire situado suficientemente alejado del mismo. La figura 4.12 muestra una visión conceptual del modelo con sus principales entradas y salidas, y a continuación se enumeran las principales hipótesis.

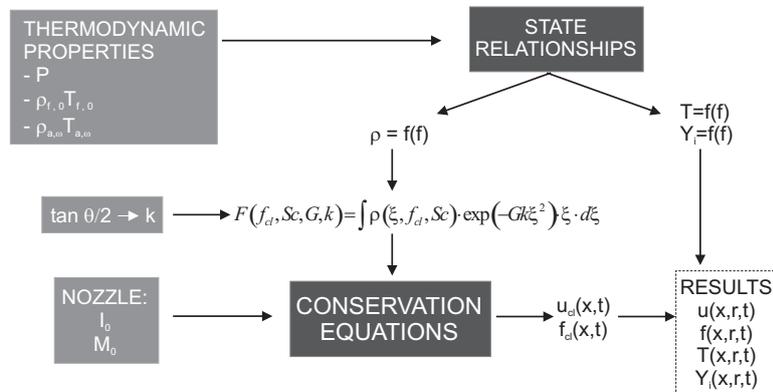


Figura 4.12. Descripción del modelo unidimensional de chorro DICOM. Fuentes: Pastor *et al.* [53] y Desantes *et al.* [54].

1. El chorro se considera perfectamente axisimétrico. Por lo tanto no se considera en ningún caso el movimiento de *swirl* en el gas ambiente, que por otra parte en el motor objeto de estudio es prácticamente nulo.

2. *El flujo es turbulento con la turbulencia completamente desarrollada.* Por medio de esta hipótesis es posible asumir perfiles radiales similares de tipo gaussiano para las variables conservativas que definen el problema.
3. *El flujo es localmente homogéneo.* Existe equilibrio local tanto térmico como de velocidad y el chorro líquido puede considerarse como gaseoso. Como ya se ha comentado previamente esta hipótesis es razonable para los chorros Diesel actuales.
4. *La presión es constante en todo el dominio incluyendo el chorro.* Se desprecian pues los efectos asociados a los fenómenos de compresibilidad.
5. *La densidad local se calcula asumiendo mezcla ideal.* Se desprecian pues los efectos asociados a los fenómenos de compresibilidad.

La información principal que se obtiene de este modelo en relación con los objetivos planteados consiste en la predicción de la penetración total y la estimación de la longitud líquida, junto con la evolución temporal de la distribución de dosados locales en el seno del chorro. De esta forma es una herramienta de gran utilidad para profundizar sobre la fenomenología del proceso de mezcla gas/combustible y cómo éste se ve influenciado por las variaciones en las condiciones termodinámicas del gas ambiente.

4.4. Consideraciones sobre la metodología para realizar los ensayos

Atendiendo a la descripción del motor monocilíndrico de investigación realizada en el apartado 4.2.1, el hecho de equipar el sistema de distribución variable HVA 4A incrementa notablemente la complejidad de la instalación experimental, multiplicando la posibilidad de aparición de errores durante la realización de los ensayos. Para detectar en la medida de lo posible estos errores se ha adaptado la metodología de ensayo propuesta por Molina [1] y que se recoge en la figura 4.13, sobre la que se han desarrollado una serie de mejoras orientadas a la detección de errores antes o durante la realización de los ensayos, con la consiguiente optimización de recursos.

Esta metodología planteada de forma más general se recoge en el trabajo de Benajes *et al.* [55] y consiste en dos tipos de verificaciones complementarias. La primera de ellas evalúa de forma *estática* el estado de la instalación experimental antes de iniciar la tanda de ensayos, mientras que la segunda

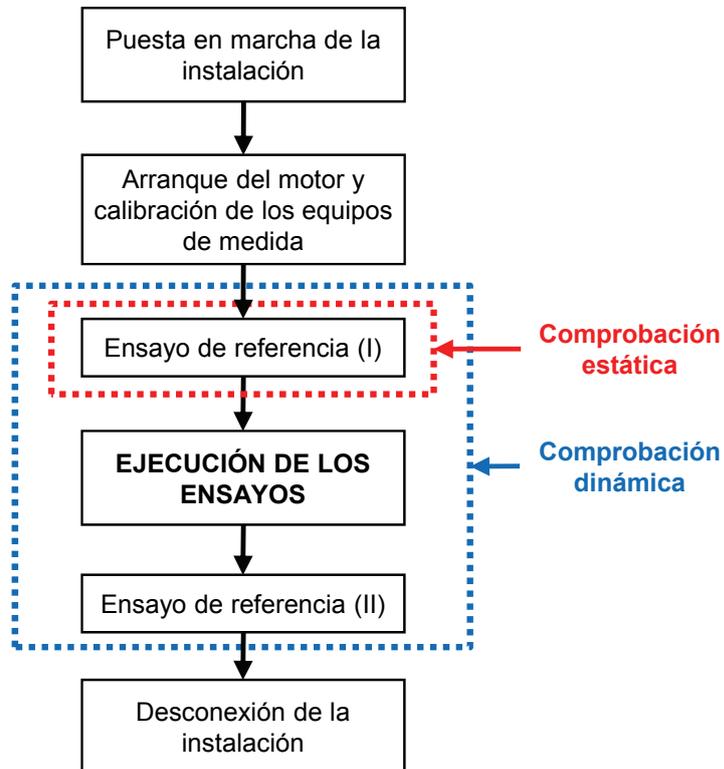


Figura 4.13. Metodología para la realización de los ensayos. Fuente: Molina [1] (Adaptado).

comprueba de forma *dinámica* el comportamiento de la instalación durante la realización de los ensayos.

A continuación se describe brevemente tanto la verificación estática como la dinámica para dar una idea al lector de la rigurosidad con la que se ha realizado el trabajo experimental.

Verificación estática

La verificación *estática* suele ser habitual en el ámbito de la experimentación de motores y consiste en seleccionar un punto de operación del motor para comprobar el correcto funcionamiento de la instalación experimental en los diferentes días de ensayo comparando los valores de diferentes parámetros de operación en este punto de referencia. Esta comprobación se realiza justo después de poner la instalación en marcha y antes de realizar la tanda de ensayos, de ahí su carácter estático.

En este trabajo, se han seleccionado como parámetros de control aquellos que resultan más representativos de las condiciones de operación tanto del motor como del equipamiento auxiliar:

- *Emisiones contaminantes* (NO_x , HC , CO y Humo), *par y máximo gradiente de presión en cámara*, que se han considerado como trazadores del comportamiento del proceso de combustión.
- *Gasto másico de aire* (\dot{m}_{air}), ya que permite evidenciar la presencia de fugas en la línea de admisión.
- *Gasto másico de combustible* (\dot{m}_f) como indicador del comportamiento general de sistema de inyección.

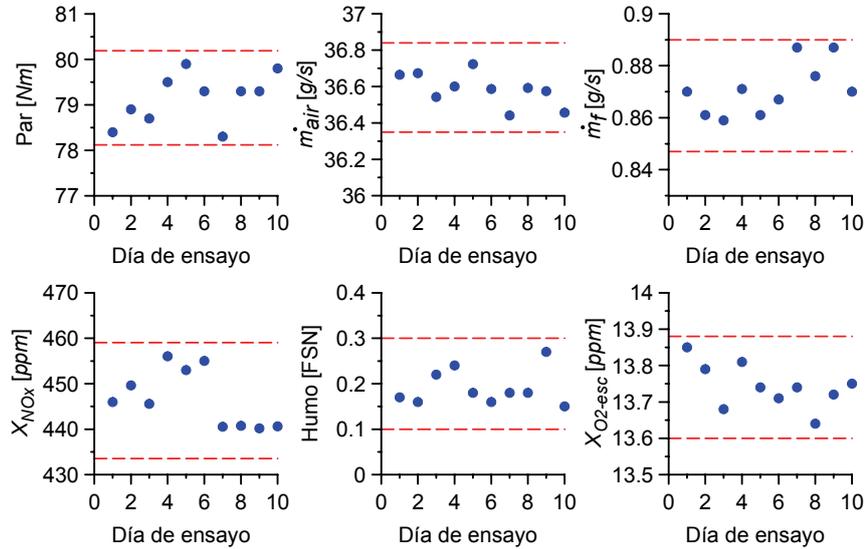
Para la implementación de esta verificación estática es necesario generar un gráfico de control de la media (o gráfico de Shewhart) para cada parámetro monitorizado como los que se muestran a modo de ejemplo en la figura 4.14(a).

En esta aplicación se ha considerado conveniente introducir un intervalo de confianza⁹ del 95 % y se han generado los límites de control inferior (LCI) y superior (LCS) según las expresiones 4.11:

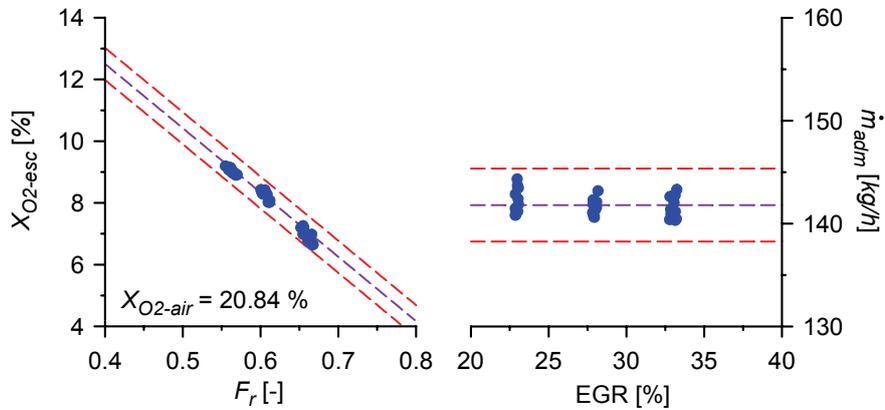
$$\begin{aligned} LCI &= \bar{x} - 2.04 \cdot \bar{s} \\ LCS &= \bar{x} + 2.04 \cdot \bar{s} \end{aligned} \quad (4.11)$$

donde \bar{x} es la media y \bar{s} la desviación típica, ambas muestrales. Este tipo de verificación es muy útil para conocer cómo opera la instalación experimental en

⁹Para calcular el valor de la media (\bar{x}) y la desviación típica (\bar{s}) muestrales se han utilizado las medidas correspondientes a 30 ensayos de referencia. Precisamente el valor de ± 2.04 es el necesario para asegurar un intervalo de confianza del 95 % cuando se utilizan 30 medidas para generar el gráfico de control.



(a) Validación estática. Gráficos de control para diferentes parámetros (no se muestran todos los gráficos)



(b) Validación dinámica. Ejemplo de gráficos X_{O_2-esc} - F_r (izda) y \dot{m}_{adm} -EGR (dcha) generados para un determinado día de ensayo

Figura 4.14. Gráficos utilizados para la validación estática y dinámica de la instalación experimental.

condiciones estacionarias y predefinidas. Sin embargo, los estudios que se van a desarrollar en este trabajo sobre el motor monocilíndrico implican fuertes variaciones en las condiciones de operación del mismo, por lo que la verificación estática es claramente insuficiente para asegurar la calidad de los resultados.

Así pues, se plantea la necesidad de una verificación adicional *dinámica* que permita la detección de al menos ciertos errores en determinados parámetros *online* durante la realización de los ensayos.

Verificación dinámica

Esta verificación *dinámica* tiene como objetivo la detección de errores en el gasto másico de aire, el gasto másico de combustible, la tasa de EGR y/o la concentración volumétrica de oxígeno en el escape mediante una comprobación simple y sistemática mientras se realizan los ensayos, de ahí su carácter dinámico. La detección *online* de estos errores es difícil, especialmente para los gastos de aire, combustible y para la tasa de EGR, por lo que esta metodología ha sido sin duda de gran utilidad.

La verificación dinámica se basa en los dos gráficos presentados en la figura 4.14(b). El gráfico situado a la izquierda permite relacionar la concentración volumétrica de oxígeno en el escape con el dosado relativo. Asumiendo la hipótesis de combustión completa y dosado relativo por debajo del estequiométrico¹⁰ la relación entre estos dos parámetros ($X_{O_2-esc} - F_r$) es lineal según la ecuación 4.12.

$$X_{O_2-esc} = X_{O_2-air} \cdot (1 - F_r) \quad (X_{O_2-air} = 20.84\%) \quad (4.12)$$

así pues, en condiciones óptimas de operación la representación en el gráfico de la figura 4.14(b) (izda) de los valores de X_{O_2-esc} y F_r medidos para un determinado ensayo debe situarse sobre dicha recta. Los límites de control para este gráfico se han calculado para permitir un error máximo de $\pm 2.5\%$ sobre el valor calculado.

El segundo gráfico utilizado durante la comprobación dinámica es el que se muestra en la figura 4.14(b) (dcha). En este gráfico se representa el gasto másico total de admisión (gasto de aire más gasto de EGR) frente a la tasa de

¹⁰Ya se ha comentado anteriormente que estas hipótesis son aceptables para el proceso de combustión Diesel convencional por difusión, donde el dosado es siempre inferior al estequiométrico. Sin embargo, tanto para MEP como para ciertos procesos avanzados de combustión en motores Diesel estas hipótesis pierden validez y la metodología propuesta debe utilizarse cuidadosamente o directamente no es aplicable.

EGR. Siempre que se mantenga la temperatura de admisión constante (como es el caso en este trabajo), la masa total admitida debe ser esencialmente independiente de la tasa de EGR. El ejemplo (extraído de un día de ensayo) confirma esta hipótesis. De esta forma, sobre esta gráfica se han añadido unos límites de control que permiten un error máximo de $\pm 2.5\%$ del valor medio para esta variable.

De este modo, después de la realización de cada ensayo se procede a su verificación introduciendo las medidas en los gráficos anteriores. En el caso de que los puntos se sitúen en el interior de los límites de control se asume la medida como correcta. En el trabajo de Benajes *et al.* [55] se presentan unos protocolos de actuación en caso de que la verificación dinámica detecte la aparición súbita de un error. Estos protocolos permiten identificar el parámetro fuente del error para proceder a su corrección lo antes posible.

4.5. Síntesis y conclusiones

En este capítulo se han presentado en detalle las herramientas experimentales y teóricas que se van a utilizar durante el desarrollo del presente trabajo de investigación. En el apartado dedicado a las herramientas experimentales se ha hecho especial hincapié en las características de los diferentes elementos que integran el motor térmico, así como en la precisión de los diferentes equipos de medida. En cuando al apartado dedicado a las herramientas teóricas, se ha incidido especialmente en las principales hipótesis asumidas por los diferentes modelos teóricos puesto que son estas las que establecen sus principales limitaciones. También se ha indicado la aplicación a la que se va a destinar cada una de ellas en función de sus características.

Por otra parte se ha indicado la metodología utilizada durante la realización de los ensayos para asegurar en la medida de lo posible la exactitud de las medidas experimentales, que constituyen una parte esencial del presente trabajo. La definición de la metodología para realizar tanto la planificación de los estudios como el análisis de los resultados se presenta más adelante en los capítulos de resultados, ya que ha sido desarrollada específicamente para éste trabajo de investigación.

Las herramientas y la metodología descritas en este capítulo, junto con los conocimientos adquiridos por medio de la revisión del estado del arte presentada en los capítulos 2 y 3, permiten afrontar los objetivos planteados para este trabajo de investigación con garantías de éxito.

Bibliografía

- [1] Molina S. A. *Influencia de los parámetros de inyección y la recirculación de gases de escape sobre el proceso de combustión en un motor Diesel*. Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 2003.
- [2] Riesco J. M. *Estrategias para promover la fase de combustión en premezcla*. Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 2004.
- [3] González C. A. *Estudio de la influencia de la geometría de la tobera de inyección en la combustión y emisión de contaminantes de un motor Diesel*. Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 2005.
- [4] Albrecht W., Dohle U., Gombert R., Krauss J., Leonhard R. y Wannenwetsch P. “Innovative BOSCH common rail injection system CRSN4.2 for the new generation of Daimler-Chrysler heavy duty diesel-engines”. *28th International Vienna Motor Symposium*, 2007.
- [5] Hannibal W., Flierl R., Stiegler L. y Meyer R. “Overview of current continuously variable valve lift systems for four-stroke, spark-ignition engines and the criteria for their design ratings”. *SAE Paper 2004-01-1263*, 2004.
- [6] Turner C. W., Raimao M. A. y Babbitt G. R. “Hydraulic valve actuation systems and methods”. *US Patent App. 10/164,046, Patent Number 6739293*, 2002.
- [7] Turner C. W., Babbitt G. R., Balton C. S., Raimao M. A. y Giordano D. D. “Design and control of a two-stage, electro-hydraulic valve actuation system”. *SAE Paper 2004-01-1265*, 2004.
- [8] Lombard B. y Le Forrestier R. “Advanced combustion and engine integration of a Hydraulic Valve Actuation system (camless)”. *Proceedings of the SIA Conference on Variable Valve Actuation*, 2006.
- [9] Kastner L. “An investigation of the airbox method of measuring the air consumption of internal combustion engines”. *Proceedings of the institution of mechanical engineers*, Vol. 157, pp. 387–404, 1947.
- [10] “Measurement of intake air or exhaust gas flow of Diesel engines.”. *SAE Standards J244*, 1992.
- [11] Hoppie L. O. “The Influence of Initial Fuel Temperature on Ignition Delay”. *SAE Paper 820356*, 1982.
- [12] Kubota M., Yoshida K., Shoji H. y Tanaka H. “A study of the influence of fuel temperature on emission characteristics and engine performance of compression ignition engine”. *SAE Paper 2002-32-1777*, 2002.
- [13] Chen G. “Study of fuel temperature effects on fuel injection, combustion, and emissions of direct-injection diesel engines”. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 131 n° 2, 2009.
- [14] de Rudder K. *An approach to low-temperature combustion in a small HSDI diesel engine*. Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 2007.
- [15] Rodríguez-Antón L. M., Casanova-Kindelan J. y Tardajos G. “High pressure physical properties of fluids used in diesel injection systems”. *SAE Paper 2000-01-2046*, 2000.

- [16] Dzida M. y Prusakiewicz P. “The effect of temperature and pressure on the physicochemical properties of petroleum diesel oil and biodiesel fuel”. *Fuel*, Vol. 87 n° 10-11, pp. 1941–1948, 2008.
- [17] *HBM T10F torque flanges*. Información técnica disponible en <http://www.hbm.com>.
- [18] *AVL 364 angular encoder*. Información técnica disponible en <http://www.avl.com>.
- [19] *Elster RVG G16-G400 mechanical flow meter*. Información técnica disponible en <http://www.elster-instromet.com>.
- [20] *AVL 733S fuel balance*. Información técnica disponible en <http://www.avl.com>.
- [21] *Horiba MEXA 7100 DEGR exhaust gas analyzer*. Información técnica disponible en <http://www.ats.horiba.com>.
- [22] Degobert P. *Automobiles and pollution*. Editions Technip, 1995.
- [23] Martyr A.J. y Plint M.A. *Engine testing: Theory and practice, 3 Ed.* Elsevier Science and Technology Books, Butterworth-Heinemann, 2007.
- [24] “Instrumentation and techniques for exhaust gas emissions measurement”. *SAE Standards J254*, 1993.
- [25] Silvis W. M. “An algorithm for calculating the air/fuel ratio from exhaust emissions”. *SAE Paper 970514*, 1997.
- [26] “Directive 2005/55/EC of the European Parliament and of the Council of 28 September 2005 on the approximation of the laws of the Member States relating to the measures to be taken against the emission of gaseous and particulate pollutants from compression-ignition engines for use in vehicles, and the emission of gaseous pollutants from positive-ignition engines fuelled with natural gas or liquefied petroleum gas for use in vehicles”. *Official Journal of the European Union*, Vol. 48 n° L275, pp. 1–163, 2005.
- [27] *AVL 415 Smoke meter*. Información técnica disponible en <http://www.avl.com>.
- [28] Christian R., Knopf F., Jasmek A. y Schindler W. “A new method for the filter smoke number measurement with improved sensitivity”. *MTZ Motortechnische Zeitschrift*, Vol. 54, pp. 16–22, 1993.
- [29] *AVL 442 blow-by meter*. Información técnica disponible en <http://www.avl.com>.
- [30] Bosch W. “Fuel rate indicator is a new measuring instrument for display of the characteristics of individual injection”. *SAE Paper 660749*, 1966.
- [31] Plazas A. H. *Modelado unidimensional de inyectores common-rail Diesel*. Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 2005.
- [32] Benson R. S., H. Horlock J. y Winterbone D. E. *The thermodynamics and gas dynamics of internal-combustion engines. Vol I*. Clarendon Press Oxford, 1982.
- [33] Galindo J., Serrano J. R., Arnau F. J. y Piqueras P. “Description and analysis of a one-dimensional gas-dynamic model with independent time discretization”. *Proceedings of the ASME Internal Combustion Engine Division 2008 Spring Technical Conference*, 2008.
- [34] Dolz V. *Contribución al modelado de la transmisión de calor en los MCIA y su aplicación en el aprovechamiento energético de los gases de escape durante los transitorios de carga*. Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 2006.

- [35] Galindo J., Luján J. M., Serrano J. R., Dolz V. y Guilain S. “Description of a heat transfer model suitable to calculate transient processes of turbocharged diesel engines with one-dimensional gas-dynamic codes”. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 26 n° 1, pp. 66–76, 2006.
- [36] Payri F., Galindo J., Serrano J. R. y Arnau F. J. “Analysis of numerical methods to solve one-dimensional fluid-dynamic governing equations under impulsive flow in tapered ducts”. *International Journal of Mechanical Sciences*, Vol. 46 n° 7, pp. 981–1004, 2004.
- [37] Gascón L. y Corberán J. M. “Construction of second-order TVD schemes for non-homogeneous hyperbolic conservation law”. *Journal of Computational Physics*, Vol. 172 n° 1, pp. 261–297, 2001.
- [38] Arnau F. J. *Aportaciones al cálculo numérico para el modelado del flujo compresible unidimensional en conductos de MCIA*. Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 2003.
- [39] Lapuerta M. *Un modelo de combustión fenomenológico para un motor Diesel de inyección directa rápido*. Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 1988.
- [40] Lapuerta M., Armas O. y Hernández J. J. “Diagnosis of DI Diesel combustion from in-cylinder pressure signal by estimation of mean thermodynamic properties of the gas”. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 19 n° 5, pp. 513–529, 1999.
- [41] Armas O. *Diagnóstico experimental del proceso de combustión en motores Diesel de inyección directa*. Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 1998.
- [42] Lapuerta M., Ballesteros R. y Agudelo J. R. “Effect of the gas state equation on the thermodynamic diagnostic of diesel combustion”. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 26 n° 14-15, pp. 1492–1499, 2006.
- [43] Woschni G. “A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engines”. *SAE Paper 670931*, 1967.
- [44] Payri F., Margot X., Gil A. y Martin J. “Computational study of heat transfer to the walls of a DI diesel engine”. *SAE Paper 2005-01-0210*, 2005.
- [45] Degraeuwe B. *Contribution to the thermal management of DI Diesel engines*. Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 2007.
- [46] Torregrosa A. J., Olmeda P., Degraeuwe B. y Reyes M. “A concise wall temperature model for DI Diesel engines”. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 26 n° 11-12, pp. 1320–1327, 2006.
- [47] Martín J. *Aportación al diagnóstico de la combustión en motores Diesel de inyección directa*. Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 2007.
- [48] Way R. J. B. “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 n° 60, pp. 686–697, 1976.
- [49] Fenollosa C. *Aportación a la descripción fenomenológica del proceso de combustión por difusión diesel*. Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 2003.

- [50] Desantes J. M., Arrègle J., Fenollosa C. y Salvador F. J. “Analysis of the influence of injection rate and running conditions on the heat release rate in a D.I. diesel engine”. *SAE Paper 2001-01-3185*, 2001.
- [51] Arrègle J., López J. J., García J. M. y Fenollosa C. “Development of a zero-dimensional Diesel combustion model. Part 1: Analysis of the quasi-steady diffusion combustion phase”. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 23 n° 11, pp. 1301–1317, 2003.
- [52] Arrègle J., López J. J., García J. M. y Fenollosa C. “Development of a zero-dimensional Diesel combustion model: Part 2: Analysis of the transient initial and final diffusion combustion phases”. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 23 n° 11, pp. 1319–1331, 2003.
- [53] Pastor J. V., Lopez J. J., Garcia J. M. y Pastor J. M. “A 1D model for the description of mixing-controlled inert diesel sprays”. *Fuel*, Vol. 87 n° 13-14, pp. 2871–2885, 2008.
- [54] Desantes J. M., Pastor J. V., Garcia-Oliver J. M. y Pastor J. M. “A 1D model for the description of mixing-controlled reacting diesel sprays”. *Combustion and Flame*, Vol. 156 n° 1, pp. 234–249, 2009.
- [55] Benajes J., López J. J., Novella R. y García A. “Advanced methodology for improving testing efficiency in a single-cylinder research Diesel engine”. *Experimental Techniques*, Vol. 32 n° 6, pp. 41–47, 2008.

Capítulo 5

Análisis del potencial del ciclo Atkinson

Contenido

5.1. Introducción	156
5.2. Planteamiento del estudio	157
5.2.1. Definición del plan ensayos	160
5.3. Evolución de las condiciones termodinámicas del gas	165
5.4. Análisis del proceso de combustión	173
5.4.1. Consideraciones previas	173
5.4.2. Condiciones de baja carga.....	178
5.4.3. Condiciones de alta carga	191
5.4.4. Temperatura adiabática de llama	199
5.5. Formación de contaminantes	203
5.5.1. Óxidos de nitrógeno	203
5.5.2. Hollín	206
5.6. Rendimiento térmico y consumo	210
5.7. Comparación entre estrategias	214
5.8. Síntesis y conclusiones	216
5.A. Anexo: Ajuste del modelo de acción de ondas ...	218
5.B. Anexo: Influencia del IVC en el proceso de renovación de la carga	220
Bibliografía	226

5.1. Introducción

En el presente capítulo se presentan los resultados del primero de los estudios teórico-experimentales realizados en esta tesis. Es importante recordar que en el capítulo 2 se ha definido el ciclo Atkinson como aquél que se obtiene *modificando el ángulo de cierre de las válvulas de admisión*, bien sea adelantando el mismo hacia la carrera de admisión (EIVC) o retrasándolo hacia la carrera de compresión (LIVC), *manteniendo constantes tanto la presión de admisión como la de escape*. El objetivo fundamental de esta estrategia consiste en reducir la relación de compresión volumétrica efectiva del motor (RCV_{efe}), introduciendo como consecuencia modificaciones significativas en las condiciones termodinámicas del gas contenido en el interior del cilindro durante su evolución en ciclo cerrado.

Con el objetivo de completar el estudio se ha combinado esta estrategia basada en la gestión del sistema de distribución con otras más convencionales y de uso generalizado en los motores Diesel actuales. La primera de ellas es el retraso del ángulo de inicio de inyección (SOI), mientras que la segunda consiste en la reducción de la fracción másica de oxígeno en la admisión (Y_{O_2-adm}) por medio del ajuste de la tasa de EGR. La combinación de estas estrategias obedece a una doble motivación ya que por una parte, considerando que todas ellas tienen como objetivo fundamental la modificación de las condiciones termodinámicas y/o químicas del gas en el interior del cilindro durante el proceso de combustión, se desea evaluar cuál de ellas ofrece los resultados globales más prometedores. Por otra parte se pretende además detectar las posibles interacciones para determinar la manera óptima de combinarlas.

En cuanto a su estructura, este primer estudio se divide en tres partes fundamentales de acuerdo con la metodología de análisis propuesta en el capítulo 1 de introducción:

En la primera parte se plantea el estudio y se define el plan de ensayos. Se trata básicamente de que al final de esta etapa el alcance del trabajo de investigación quede completamente delimitado. Para ello se establecen los valores de referencia para los diferentes parámetros de operación del motor. Posteriormente se selecciona el diseño de experimentos que resulta más adecuado en función de las características del problema junto con los valores nominales y los rangos de variación para los parámetros objeto de estudio.

El segundo bloque comienza con el análisis detallado de la evolución de las condiciones termodinámicas del gas en el interior del cilindro durante la etapa de compresión a partir de los resultados experimentales, siendo

de especial interés los efectos que produce la reducción de RCV_{efe} (ciclo Atkinson). Posteriormente se presenta un estudio experimental del proceso de combustión, la formación/destrucción de contaminantes y el rendimiento térmico. Eventualmente y para los casos de interés, este estudio se ha completado con un análisis fundamentalmente teórico de las diferencias generadas en el proceso de mezcla del chorro Diesel.

En el tercer y último bloque se comparan las diferentes estrategias entre sí en términos de emisión de contaminantes y consumo de combustible utilizando para ello una metodología específica, para finalmente sintetizar en el último apartado del capítulo las principales conclusiones derivadas del estudio.

5.2. Planteamiento del estudio

La definición del estudio es una etapa de gran importancia puesto que de ella dependen en gran medida la validez y especialmente la universalidad de las conclusiones obtenidas. Como punto de partida se determinan en primer lugar las combinaciones de grado de carga y régimen de giro objeto de estudio, puesto que los valores de referencia para el resto de parámetros de operación se definen básicamente en función de éstos. En el planteamiento de este estudio se ha considerado conveniente incluir en el análisis condiciones operativas tanto de baja como de alta carga debido a la existencia de diferencias significativas en la fenomenología del proceso de combustión.

El punto de operación de baja carga es interesante puesto que en estas condiciones la fase de tiempo de retraso y la de combustión premezclada son significativas en relación con la fase de combustión por difusión, siendo ambas muy sensibles a las variaciones en las condiciones termodinámicas del gas en el interior del cilindro y por lo tanto a las modificaciones de RCV_{efe} . Este punto se corresponde con el **modo B25** de operación según el ciclo ESC propuesto por la Unión Europea [1] para la homologación de motores Diesel para transporte pesado. En este punto el motor entrega un par equivalente al 25 % de su par máximo a un régimen de giro intermedio de 1500 *rpm*.

El punto de operación correspondiente a alta carga se introduce con el objetivo de generar un proceso de combustión fundamentalmente difusivo (controlado por mezcla) y así analizar los efectos de las diferentes estrategias sobre éste. En estas condiciones las fases de tiempo de retraso y combustión premezclada son generalmente poco importantes en comparación con la fase de combustión por difusión. En consecuencia se ha seleccionado el **modo B75** de operación según el ciclo ESC citado anteriormente, que se corresponde también

con un régimen de giro de 1500 *rpm* pero en este caso el par equivale al 75 % del par máximo del motor en condiciones nominales.

La tabla 5.1 recoge los valores de referencia finalmente asignados a los principales parámetros relacionados con los procesos de inyección y de renovación de la carga en cada modo de operación.

Tabla 5.1. Condiciones de referencia establecidas para los principales parámetros de operación.

MODO	m_f (mg/cc)	p_{iny} (bar)	t_{iny} (μ s)	SOI (CAD)	p_{adm} (bar)	p_{esc} (bar)	T_{adm} ($^{\circ}$ C)	A/F (-)	Y_{O_2-adm} (%)
B25	67.5	2000	430	-8	1.6	1.9	54	29.6	19.20
B75	171.5	1900	1580	-8	3.8	4.2	63	30.7	20.35

Las condiciones de referencia para este estudio se han definido considerando que al adelantar o retrasar el ángulo de cierre de las válvulas de admisión para reducir RCV_{efe} manteniendo constante la presión de sobrealimentación se produce inevitablemente un decremento de la masa de gas admitida por el motor y por lo tanto de la densidad del gas en el interior del cilindro (ρ_{cil}) cuyo efecto principal es ralentizar el proceso de mezcla aire/combustible con el consiguiente deterioro del proceso de combustión Diesel en general, y de las fases de combustión por difusión rápida y lenta en particular. En consecuencia, estas condiciones de referencia implican el uso de altas presiones de inyección (p_{iny}) y de sobrealimentación (p_{adm}) para favorecer este proceso de mezcla aire/combustible en la medida de lo posible¹.

La presión de escape (p_{esc}) también elevada simula la contrapresión necesaria asumiendo un sistema de sobrealimentación por turbogrupo en dos etapas similar al utilizado en el motor policilíndrico equivalente, generando además una diferencia de presión favorable entre el circuito de escape y el de admisión necesaria para garantizar la recirculación de gases de escape. A lo largo del estudio, la masa de combustible inyectada por ciclo (m_f) y la temperatura de admisión que se obtiene tras mezclar el aire de admisión con los gases recirculados del escape (T_{adm}) se han mantenido constantes para cada modo de operación.

Al realizar el estudio con un sistema de accionamiento de válvulas totalmente flexible, es necesario establecer unas condiciones de referencia

¹La elección de las condiciones de referencia para las presiones de inyección y de sobrealimentación está en sintonía con la tendencia evidente en los últimos años en el ámbito de los motores Diesel que ha consistido en incrementar progresivamente ambas presiones.

adecuadas para los parámetros relacionados con la gestión del sistema de distribución. Como muestra la figura 5.1, estos parámetros se han definido de forma que los perfiles de levantamiento de las válvulas sean razonablemente parecidos a los que se obtienen con el sistema de accionamiento mecánico original, a excepción del levantamiento máximo de válvulas que en el sistema *camless* está limitado a un máximo de 10 mm por diseño.

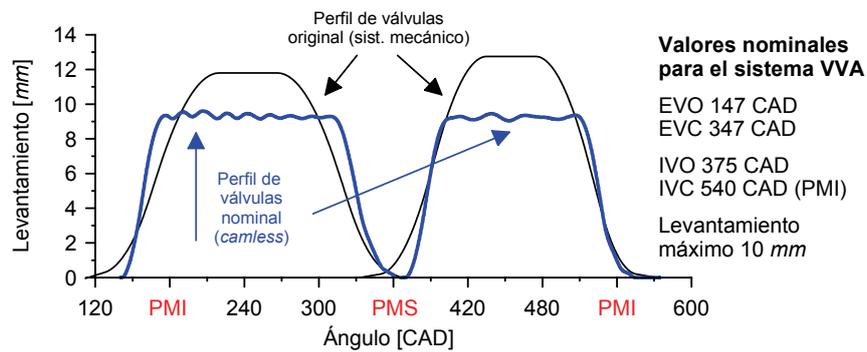


Figura 5.1. Valores nominales definidos para el sistema VVA y los perfiles de levantamiento de válvulas correspondientes.

Puesto que RCV_{efe} se define como la relación entre el volumen del cilindro en el instante en el que se cierran las válvulas de admisión y su volumen mínimo durante el ciclo, la propia definición introduce cierta ambigüedad ya que este instante de cierre real de las válvulas no es evidente. Para resolver este pequeño inconveniente, es necesario establecer un criterio que permita identificar de forma consistente el ángulo de cierre de las válvulas de admisión en todos los casos. Para este trabajo se considera que el ángulo real de cierre (o apertura) de las válvulas tanto de admisión como de escape es aquel donde el levantamiento es igual a 0.5 mm.

Aplicando este criterio a los perfiles de levantamiento de válvulas nominales representados en la figura 5.1 se obtiene un valor de RCV_{efe} nominal igual a 15.8 cuando se sitúa el cierre de las válvulas de admisión en el punto muerto inferior y se consideran los efectos de las deformaciones mecánicas de la cadena cinemática (pistón, biela y cigüeñal). Como es de esperar, el valor nominal de RCV_{efe} introduciendo las deformaciones mecánicas es ligeramente menor que el valor geométrico de diseño, que para este motor es de 16.3 según los datos que se recogen en el apartado 4.2.1 y que han sido facilitados por el fabricante.

5.2.1. Definición del plan ensayos

Para este trabajo se plantea la implementación de un diseño de experimentos de tipo matricial ya que el número de parámetros objeto de estudio es igual a tres (RCV_{efe} , SOI e Y_{O_2-adm}) y un diseño de estas características es perfectamente abordable en términos de número de ensayos. Como la RCV_{efe} se puede modificar tanto adelantando como retrasando el ángulo de cierre de las válvulas de admisión, es necesario plantear un plan de ensayos independiente para cada alternativa en cada modo de operación.

Así pues, el plan de ensayos consiste en una combinación de cuatro diseños factoriales multinivel de tipo 3^N siendo tres el número de niveles y N el número de parámetros objeto de estudio o *factores*, que en este caso también adopta un valor igual a tres.

Queda únicamente por determinar los rangos de variación y los tres niveles para cada uno de los tres parámetros. Sin embargo, la selección de las combinaciones correctas de RCV_{efe} e Y_{O_2-adm} es una tarea ciertamente compleja ya que existe el riesgo de generar condiciones de operación inadecuadas o incluso peligrosas para la mecánica del motor. Por este motivo es conveniente realizar un estudio previo mediante un modelo de acción de ondas que permita estimar con suficiente exactitud el comportamiento del motor en relación con el proceso de renovación de la carga.

Estudio con un modelo de acción de ondas

En este apartado se presentan los resultados del estudio preliminar realizado con el modelo de acción de ondas que ha sido previamente descrito en la sección 4.3.1. Según se detalla en el anexo 5.A, este modelo ha sido convenientemente ajustado para los dos modos de operación a partir de las medidas experimentales obtenidas con el motor operando en condiciones nominales a excepción del inicio de inyección que se ha retrasado ligeramente en ambos casos, manteniéndose las discrepancias entre los valores modelados y medidos dentro de un margen razonable de $\pm 3\%$ para todos los parámetros de interés.

El objetivo fundamental de este trabajo de modelado es determinar el gasto másico total por la admisión (\dot{m}_{adm}) y en consecuencia el rendimiento volumétrico (η_v) del motor para los diferentes ángulos de cierre de las válvulas de admisión que se muestran en la figura 5.2 junto con sus correspondientes valores de RCV_{efe} . Como se indica en la figura 5.2, el rango propuesto para RCV_{efe} está delimitado por un valor máximo igual a 15.8 que coincide

con el nominal y por un valor mínimo de 11.8 por debajo del cual tanto la propia RCV_{efe} como la duración del proceso de admisión se consideran insuficientes.

El resto de parámetros de operación se han mantenido constantes para cada modo de operación según los datos incluidos en la tabla 5.1, pero eliminando la recirculación de gases de escape ya que complica el proceso de ajuste del modelo sin aportar ventajas significativas en los resultados de interés para este estudio.

En la figura 5.3 se muestran los valores de gasto másico total por la admisión que se han obtenido como resultado del modelado. Se puede observar el gasto másico total por la admisión efectivamente disminuye (y también η_v) a medida que se adelanta o retrasa el ángulo de cierre de las válvulas de admisión para ajustar el valor de RCV_{efe} debido a la reducción de la duración *efectiva* del proceso de admisión. Además, para una misma RCV_{efe} el gasto másico total por la admisión se reduce de forma mucho más acusada en el caso de adelantar el ángulo de cierre de las válvulas de admisión que en el de retrasar dicho ángulo. Estos dos fenómenos pueden ser explicados con la ayuda de los resultados generados por el modelo de acción de ondas, aunque al tratarse de un aspecto lateral relacionado exclusivamente con el proceso de renovación de la carga y alejado de los objetivos planteados para este trabajo, se ha preferido introducir una breve descripción sobre la dinámica de los procesos de admisión y de escape en el anexo 5.B.

Para determinar correctamente las combinaciones de RCV_{efe} e Y_{O_2-adm} objeto de estudio, la herramienta fundamental utilizada junto con el modelo de acción de ondas son los mapas de funcionamiento del motor que han sido descritos en la sección 4.3.2. Los mapas de funcionamiento ya particularizados para las condiciones de operación del presente estudio se muestran en las figuras 5.4 y 5.5.

En estos mapas de funcionamiento, las líneas correspondientes a cada RCV_{efe} son en realidad isóneas de gasto total por la admisión constante, y se han trazado considerando los valores de este parámetro proporcionados por el modelo de acción de ondas y representados en la figura 5.3. En estas figuras se evidencia la reducción en el gasto total admitido por el motor a medida que se adelanta o retrasa el ángulo de cierre de las válvulas de admisión y se identifican las diferentes zonas que se comentan a continuación:

- *Zona superior marcada en gris.* Esta zona representa todas aquellas combinaciones de A/F y tasa de EGR que son inaccesibles variando el ángulo de cierre de las válvulas de admisión y manteniendo constante

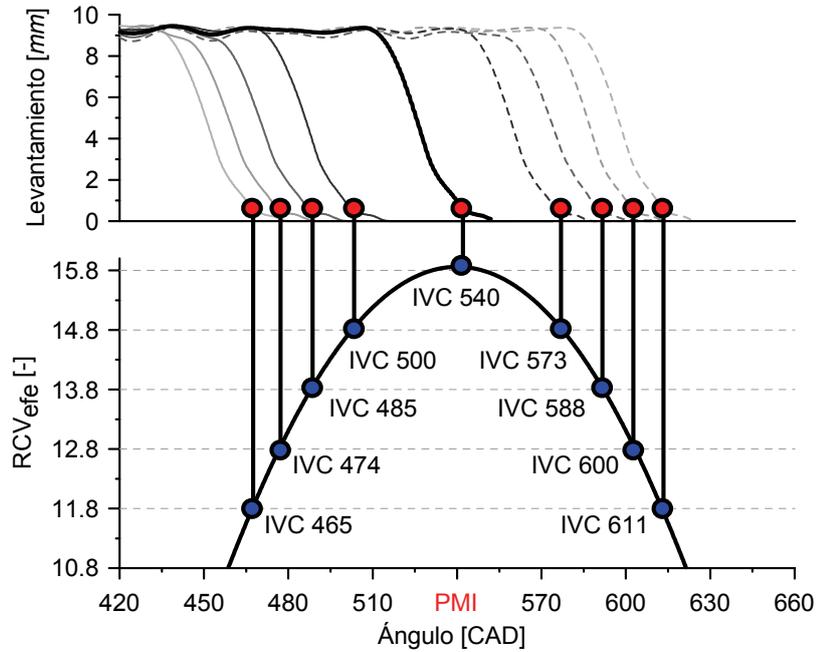


Figura 5.2. Relación de compresión volumétrica efectiva (RCV_{efe}) en función del ángulo de cierre de las válvulas de admisión.

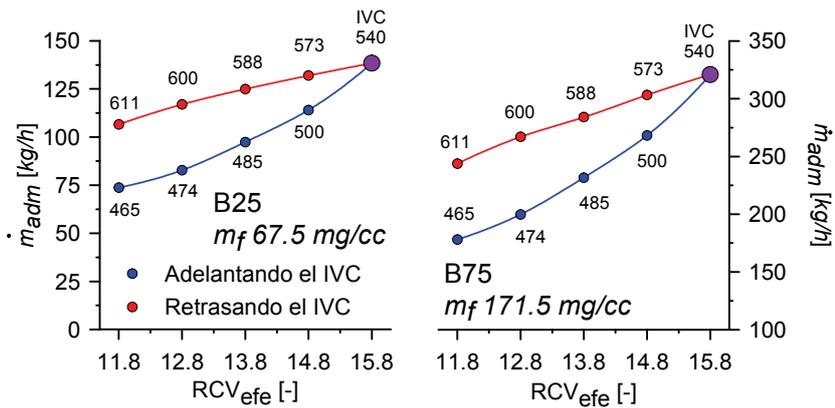


Figura 5.3. Gasto másico total admitido por el motor en función de RCV_{efe} calculado mediante el modelo de acción de ondas.

las condiciones de masa de combustible inyectada por ciclo, presión y temperatura de admisión y presión de escape. En la figura 5.3 se observa que con estas restricciones la recta asociada al gasto másico total máximo por la admisión se corresponde con el ángulo de cierre de válvulas de admisión (y la RCV_{efe}) nominal, ya que éste se sitúa en el entorno del punto muerto inferior. Al adelantar o retrasar este ángulo para reducir el valor de RCV_{efe} disminuye el gasto total por la admisión y por lo tanto la recta se desplaza necesariamente hacia la zona inferior del mapa de funcionamiento. Por lo tanto, esta zona superior del mapa de funcionamiento está inevitablemente fuera del alcance de este estudio.

- *Zona lateral izquierda rayada.* Esta zona es accesible modificando únicamente RCV_{efe} y la tasa de EGR, pero ha sido descartada al ser la fracción másica de oxígeno en la admisión mayor de 20.5% y la producción de óxidos de nitrógeno demasiado elevada e incompatible con los objetivos de este estudio.
- *Zona inferior sombreada.* Esta tercera zona también es accesible variando únicamente RCV_{efe} y la tasa de EGR, sin embargo en este caso el problema proviene de los valores relativamente reducidos de A/F que se encuentran por debajo de 20 y de fracción másica de oxígeno en los gases de escape (por debajo de 6%). Esta zona se ha descartado por considerarse propensa a la emisión de niveles inaceptables de hollín. Además, de acuerdo con los resultados de la revisión bibliográfica, este inconveniente es aún más crítico a medida que se reduce RCV_{efe} ya que el deterioro del proceso de combustión por difusión provocado por la disminución de la relación A/F y de la densidad del gas en el interior del cilindro favorece el incremento de las emisiones de hollín.

En las figuras 5.4 y 5.5 se observa que la zona de los mapas de funcionamiento que resulta de interés para el presente estudio es ciertamente limitada. Tras el análisis de estos mapas se descarta incluir en el plan de ensayos valores de RCV_{efe} por debajo de 13.8. De este modo las combinaciones de RCV_{efe} e Y_{O_2-adm} que finalmente se consideran más adecuadas se han identificado en estos mapas por medio de puntos. Según estas figuras, sería posible introducir en el planteamiento del estudio valores de RCV_{efe} más bajos asociadas a ángulos de cierre de las válvulas de admisión más retrasados. No obstante se ha considerado conveniente mantener los mismos valores de RCV_{efe} tanto adelantando como retrasando el cierre de las válvulas de admisión para que los resultados permitan comparar adecuadamente ambas estrategias.

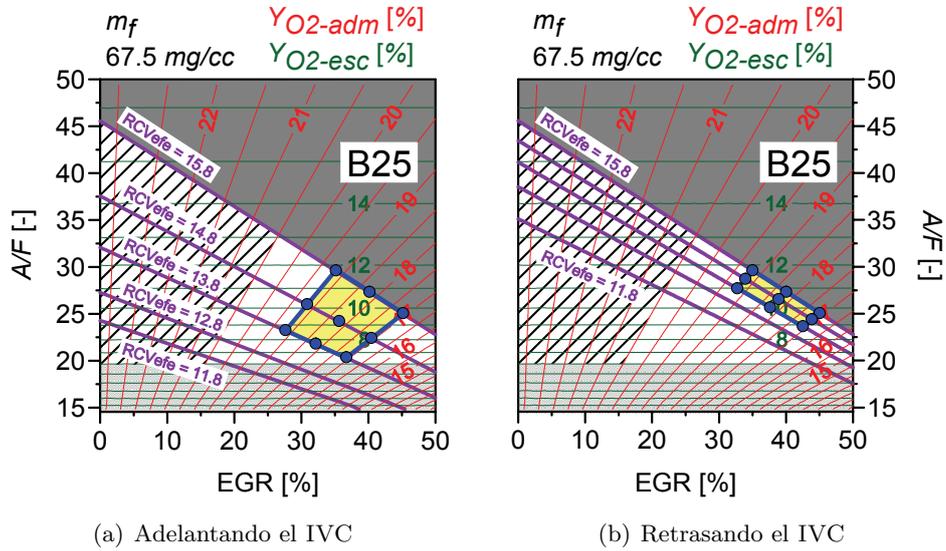


Figura 5.4. Mapas de funcionamiento teóricos para el modo de baja carga B25.

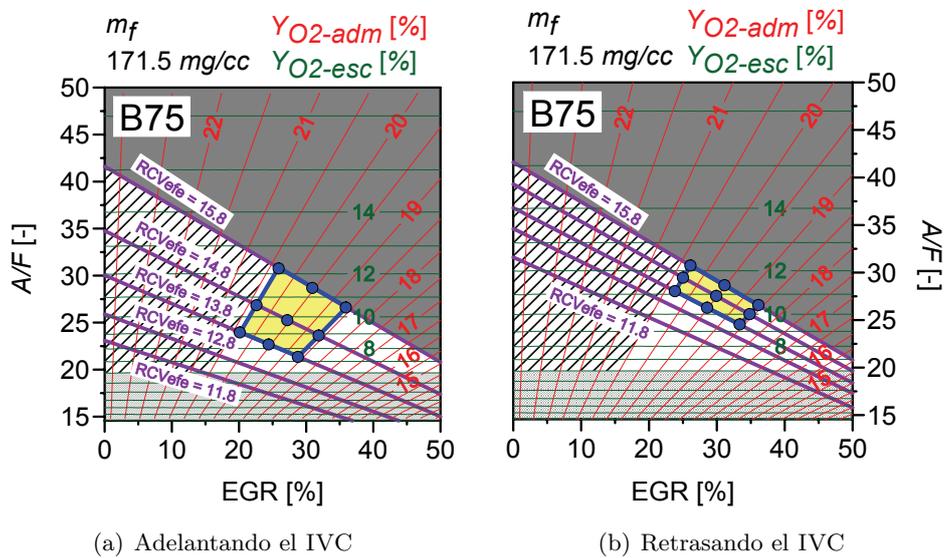


Figura 5.5. Mapas de funcionamiento teóricos para el modo de alta carga B75.

A partir de los resultados de este estudio preliminar se ha diseñado el plan de ensayos que se incluye en la tabla 5.2 para el modo de operación de baja carga B25 y en la tabla 5.3 para el modo de alta carga B75. En ambas tablas se han incluido los valores de A/F y tasa de EGR calculados mediante el modelo de acción de ondas como base de referencia. No obstante durante la presentación y análisis de los resultados se utilizarán siempre los valores medidos experimentalmente.

Antes de continuar con el estudio es necesario confirmar la calidad de los resultados generados por el modelo de acción de ondas. Para ello en los mapas de funcionamiento del motor representados en las figuras 5.6 y 5.7 se han comparado estos resultados calculados con aquellos obtenidos experimentalmente una vez realizados los ensayos. Sobre estos mapas se han representado las combinaciones de A/F y tasa de EGR obtenidas mediante el modelo y las obtenidas experimentalmente mediante puntos en gris. Las pequeñas diferencias observadas entre los valores modelados y medidos (que prácticamente se encuentran superpuestos) aseguran la validez, y por lo tanto la utilidad, de la metodología desarrollada para definir el plan de ensayos.

5.3. Evolución de las condiciones termodinámicas del gas durante el proceso de compresión

Siguiendo con la metodología de análisis secuencial planteada y de acuerdo con la secuencia cronológica de los procesos que se suceden en el motor, la primera etapa de este estudio consiste en describir la evolución de las propiedades termodinámicas del gas encerrado en el interior del cilindro desde que se produce el cierre de las válvulas de admisión hasta que comienza el proceso de inyección para cada una de las tres estrategias. Por su relevancia, es interesante prestar especial atención a las condiciones de presión, temperatura y densidad a las que se encuentra el gas en el instante en el que se inicia el proceso de inyección.

Como punto de partida, se ha introducido la figura 5.8(a) únicamente para corroborar experimentalmente que la modificación del SOI no introduce diferencias en la evolución de las condiciones termodinámicas del gas atrapado en el cilindro durante la carrera de compresión. Además, esta gráfica permite detectar posibles desviaciones en las medidas y por ello es útil para comprobar la fiabilidad de los resultados experimentales.

El efecto que produce la reducción de Y_{O_2-adm} (incremento de la tasa de EGR) sobre la presión, temperatura y densidad del gas durante el proceso

Tabla 5.2. Matriz de ensayos para el modo de operación de baja carga B25. A modo de referencia se han incluido los valores de A/F y tasa de EGR calculados mediante el modelo de acción de ondas junto con los obtenidos experimentalmente (entre paréntesis).

Adelantando el ángulo de cierre de las válvulas de admisión

SoI (CAD)	RCV _{efe} (-)	IVC (CAD)	Y_{O_2-adm} (%)	A/F (-)	EGR (%)
-8/-5/-2	15.8	540	19.20	29.60 (29.4)	35.00 (35.0)
			18.15	27.32 (26.9)	40.00 (40.0)
			17.10	25.05 (24.7)	45.00 (45.0)
	14.8	500	19.20	26.00 (26.2)	30.76 (30.9)
			18.15	24.21 (24.3)	35.48 (35.7)
			17.10	22.41 (22.3)	40.28 (40.6)
	13.8	485	19.20	23.25 (23.4)	27.46 (27.6)
			18.15	21.81 (21.8)	31.96 (32.2)
			17.10	20.34 (20.2)	36.54 (36.8)

Retrasando el ángulo de cierre de las válvulas de admisión

SoI (CAD)	RCV _{efe} (-)	IVC (CAD)	Y_{O_2-adm} (%)	A/F (-)	EGR (%)
-8/-5/-2	15.8	540	19.20	29.60 (29.4)	35.00 (35.0)
			18.15	27.32 (26.9)	40.00 (40.0)
			17.10	25.05 (24.7)	45.00 (45.0)
	14.8	573	19.20	28.70 (28.4)	33.90 (33.6)
			18.15	26.54 (26.1)	38.89 (38.5)
			17.10	24.39 (24.0)	43.83 (43.5)
	13.8	588	19.20	27.68 (27.2)	32.69 (32.2)
			18.15	25.66 (25.0)	37.60 (37.1)
			17.10	23.65 (23.0)	42.50 (41.9)

Tabla 5.3. Matriz de ensayos para el modo de operación de baja carga B75. A modo de referencia se han incluido los valores de A/F y tasa de EGR calculados mediante el modelo de acción de ondas junto con los obtenidos experimentalmente (entre paréntesis).

Adelantando el ángulo de cierre de las válvulas de admisión

SoI (CAD)	RCV_{efe} (-)	IVC (CAD)	Y_{O_2-adm} (%)	A/F (-)	EGR (%)
-8/-6/-4	15.8	540	20.35	30.76 (30.7)	26.00 (26.0)
			19.50	28.68 (28.5)	31.00 (31.0)
			18.65	26.60 (26.5)	36.00 (36.0)
	14.8	500	20.35	26.84 (27.0)	22.70 (22.9)
			19.50	25.25 (25.3)	27.30 (27.6)
			18.65	23.61 (23.7)	32.00 (32.5)
	13.8	485	20.35	23.94 (23.9)	20.20 (20.1)
			19.50	22.65 (22.4)	24.50 (24.4)
			18.65	21.34 (21.1)	28.90 (29.2)

Retrasando el ángulo de cierre de las válvulas de admisión

SoI (CAD)	RCV_{efe} (-)	IVC (CAD)	Y_{O_2-adm} (%)	A/F (-)	EGR (%)
-8/-6/-4	15.8	540	20.35	30.76 (30.7)	26.00 (26.0)
			19.50	28.68 (28.5)	31.00 (31.0)
			18.65	26.60 (26.5)	36.00 (36.0)
	14.8	573	20.35	29.49 (29.4)	24.90 (25.1)
			19.50	27.57 (27.5)	29.80 (30.2)
			18.65	25.64 (25.5)	34.70 (34.6)
	13.8	588	20.35	28.07 (28.0)	23.70 (23.9)
			19.50	26.32 (26.1)	28.40 (28.8)
			18.65	24.56 (24.5)	33.20 (33.4)

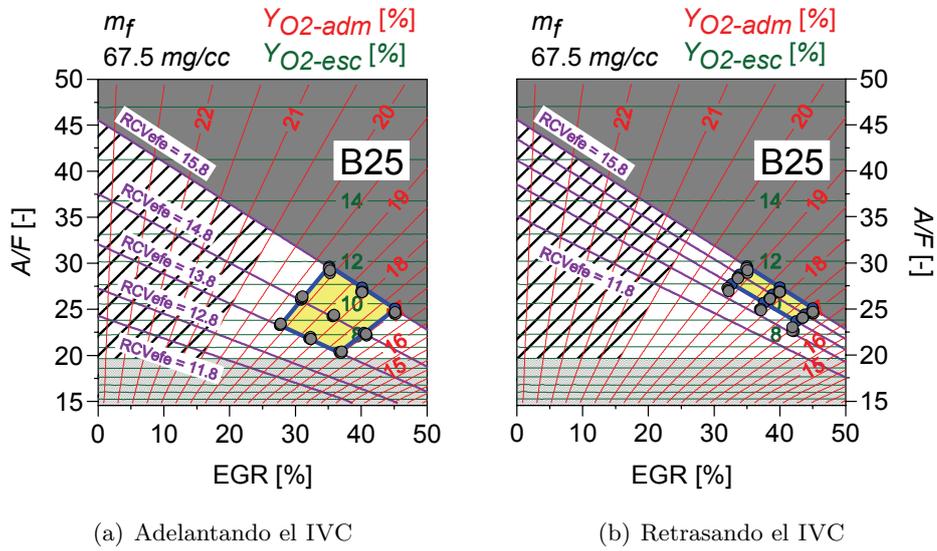


Figura 5.6. Comparación de los valores ensayados y modelados en los mapas de funcionamiento para el modo de baja carga B25.

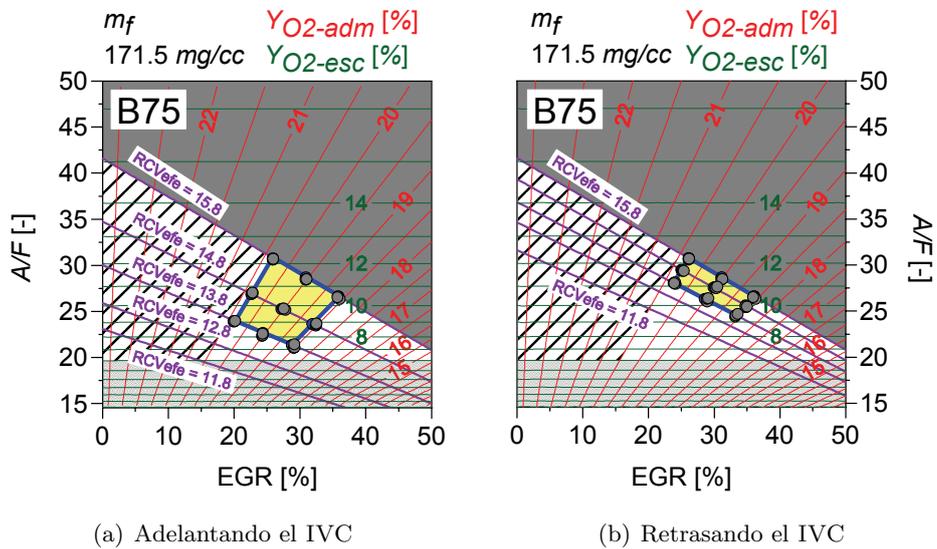


Figura 5.7. Comparación de los valores ensayados y modelados en los mapas de funcionamiento para el modo de baja carga B75.

de compresión se muestra en la figura 5.8(b). En esta gráfica no se aprecian diferencias en la evolución de la densidad², mientras que para la presión se detectan pequeñas variaciones de 2 a 3 bar al inicio del proceso de inyección.

Sin embargo las diferencias más significativas se observan en la evolución de la temperatura, que experimenta una reducción al comienzo del proceso de inyección de entre 10 y 12 K aproximadamente al incrementar la tasa de EGR, tanto en condiciones de baja como de alta carga. Esta disminución en la presión y la temperatura del gas durante la etapa de compresión a medida que aumenta la proporción de gases recirculados del escape se puede asociar en parte a la reducción del exponente adiabático (y por lo tanto también del politrópico) del gas [2], aunque los resultados experimentales no son concluyentes. Pese a la posibilidad de que exista cierta incertidumbre bien de tipo experimental o bien asociada a la precisión del modelo de diagnóstico de la combustión, estas diferencias no van a restar validez en ningún caso a las conclusiones que se deriven del estudio.

Los resultados que se muestran en la figura 5.9 confirman experimentalmente la notable influencia que tiene la reducción de RCV_{efe} sobre las condiciones termodinámicas del gas durante la etapa de compresión. Los resultados obtenidos tanto en baja carga (figura 5.9(a)) como en alta carga (figura 5.9(b)) muestran una mayor influencia de la RCV_{efe} sobre la evolución de las condiciones termodinámicas del gas cuando se adelanta el ángulo de cierre de las válvulas de admisión que cuando se retrasa dicho ángulo³. Este comportamiento está íntimamente asociado a la asimetría del proceso de renovación de la carga en relación con el PMI y por ello su explicación se ha incluido en el anexo 5.B.

Para completar esta primera etapa del estudio, la tabla 5.4 recoge las variaciones porcentuales de presión, densidad y temperatura del gas al inicio del proceso de inyección que se alcanzan al reducir RCV_{efe} mediante la implementación de un ciclo tipo Atkinson adelantando o retrasando el ángulo de cierre de las válvulas de admisión.

²Se confirma experimentalmente la hipótesis realizada durante el planteamiento del estudio que consistía en considerar que la masa total admitida por el motor es independiente de la tasa de EGR cuando el resto de parámetros relacionados con el proceso de renovación de la carga permanezcan constantes.

³En los apartados posteriores se describen los resultados obtenidos tanto adelantando como retrasando el cierre de las válvulas de admisión. Sin embargo y debido a su mayor influencia, resulta conveniente incluir únicamente los resultados obtenidos adelantando el cierre de las válvulas de admisión en las etapas de análisis de resultados. No obstante, las conclusiones obtenidas serán perfectamente válidas para el caso de retrasar el cierre de las válvulas de admisión.

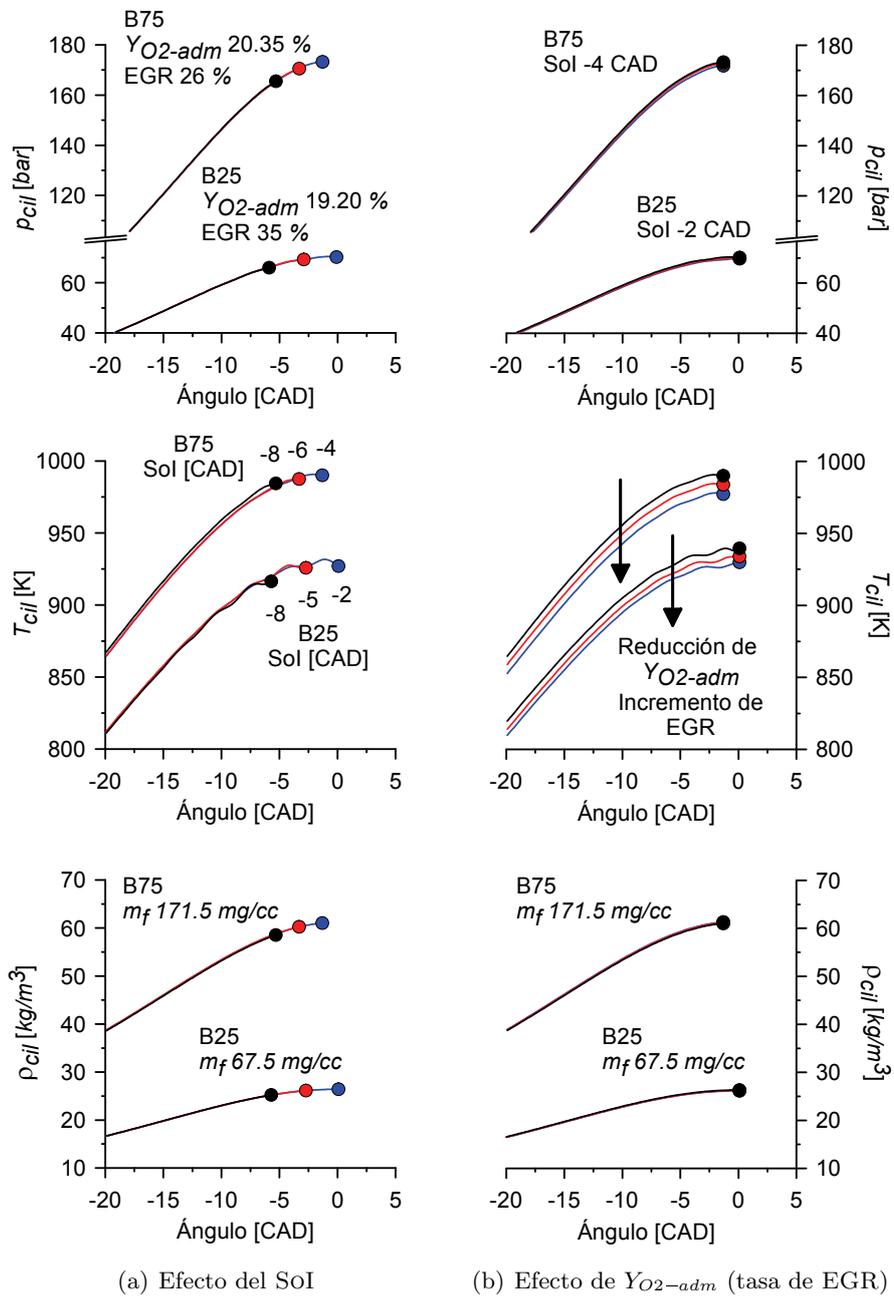


Figura 5.8. Efecto del SOI y de Y_{O_2-adm} (tasa de EGR) sobre las condiciones termodinámicas del gas durante la etapa de compresión, hasta el inicio de inyección.

Tabla 5.4. Efecto de implementar un ciclo Atkinson sobre las condiciones termodinámicas del gas al inicio del proceso de inyección.

MODO	SoI (CAD)	RCV _{efe} (-)	Adelantando el IVC			Retrasando el IVC		
			Δp_{SoI} (%)	$\Delta \rho_{SoI}$ (%)	ΔT_{SoI} (%)	Δp_{SoI} (%)	$\Delta \rho_{SoI}$ (%)	ΔT_{SoI} (%)
B25	-2	15.8	-	-	-	-	-	-
		14.8	-17.45	-15.75	-2.01	-6.13	-5.44	-0.73
		13.8	-31.21	-27.73	-4.80	-12.50	-10.93	-1.76
B75	-4	15.8	-	-	-	-	-	-
		14.8	-17.20	-14.90	-2.70	-6.59	-4.79	-1.89
		13.8	-30.06	-26.07	-5.39	-13.60	-10.59	-3.37

Según los datos incluidos en la tabla 5.4 el efecto de reducir RCV_{efe} es sensiblemente mayor para la presión y para la densidad del gas al final de la etapa de compresión que para su temperatura. Para las variaciones de densidad el resultado es evidente ya que el volumen al final de la carrera de compresión es el mismo en todos los casos (obviando los efectos asociados a las deformaciones mecánicas) y esta densidad es directamente proporcional a la masa atrapada al cierre de las válvulas de admisión. Durante el planteamiento del estudio ya se demostró la importante reducción que experimenta la masa total admitida por el motor (y por lo tanto la masa atrapada) a medida que disminuye RCV_{efe} y a su vez la duración efectiva del proceso de admisión.

En cuanto a los porcentajes de reducción de la presión y la temperatura, éstos también son coherentes y se sustentan teóricamente planteando las ecuaciones 5.1 que rigen los procesos politrópicos en gases ideales y no perfectos.

$$p_{SoI} = p_{IVC} \cdot (RCV_{efe})^{\bar{k}} \longleftrightarrow T_{SoI} = T_{IVC} \cdot (RCV_{efe})^{\bar{k}-1} \quad (5.1)$$

donde p_{IVC} y T_{IVC} son respectivamente la presión y la temperatura del gas en el instante en el que se cierran las válvulas de admisión y comienza el ciclo cerrado, mientras que \bar{k} representa un exponente politrópico promedio durante la etapa de compresión. Evidentemente, como el valor de \bar{k} se encuentra entre 1.3 y 1.4, la sensibilidad de la presión ante variaciones de RCV_{efe} es notablemente mayor que la de la temperatura.

A partir de este análisis descriptivo de los resultados experimentales se extrae como conclusión principal que *la reducción de la relación de*

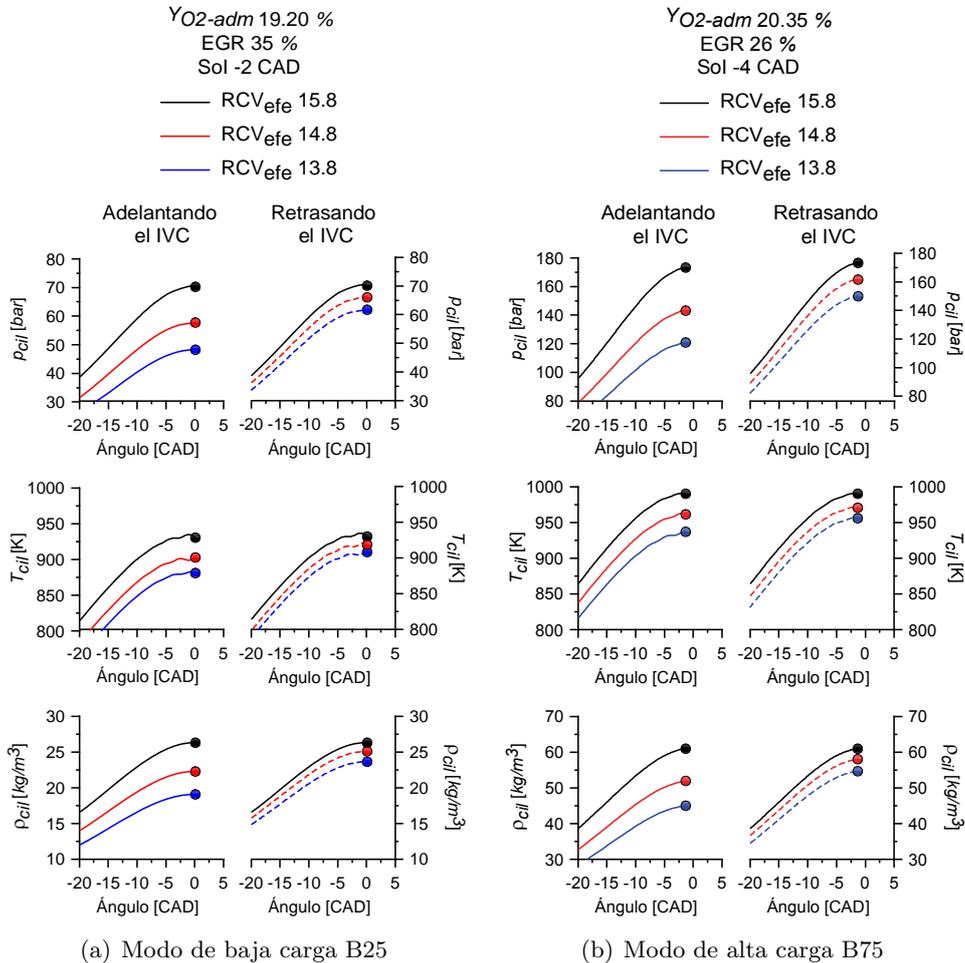


Figura 5.9. Efecto de implementar un ciclo Atkinson sobre las condiciones termodinámicas del gas durante la etapa de compresión, hasta el inicio de inyección. En ambos modos de operación se han representado los resultados correspondientes al SOI más retrasado para que la duración del proceso de compresión sea lo más larga posible.

compresión efectiva del motor adelantando o retrasando el ángulo de cierre de las válvulas de admisión y manteniendo constantes las condiciones de sobrealimentación (ciclo Atkinson) implica reducciones porcentuales en la densidad (y en la presión) del gas mucho más elevadas que las que se producen en su temperatura.

Esta conclusión es de especial relevancia para motores Diesel, puesto que como se enfatizó en el capítulo 3 la densidad del gas es un parámetro de gran importancia relacionado fundamentalmente con el proceso físico de formación de la mezcla entre el gas y el combustible durante el proceso de inyección-combustión. Además, de acuerdo con las figuras 5.6 y 5.7 también se ha confirmado que la relación A/F (y con ello la masa de oxígeno disponible en el interior del cilindro) disminuye cuando se adelanta o se atrasa el ángulo de cierre de las válvulas de admisión, incluso cuando se ajusta la tasa de EGR para mantener constante la fracción másica de oxígeno en la admisión. Por ello, en adelante se analizan las implicaciones asociadas a estos resultados sobre la fenomenología de los procesos de combustión y formación de contaminantes, considerando siempre que sea necesario aquellos parámetros característicos que describen la morfología del chorro Diesel y los procesos relacionados con la formación de la mezcla.

5.4. Análisis del proceso de combustión

Avanzando en el estudio según la secuencia cronológica de sucesos, se dedica este apartado al análisis en detalle de la influencia de las variaciones introducidas en las condiciones termodinámicas del gas contenido en el interior del cilindro sobre el proceso de combustión Diesel. En cuanto a la estructura conceptual de este análisis, se mantiene formalmente la división del proceso de combustión en las cuatro fases previamente descritas en el capítulo 3 dedicado a la caracterización del proceso de combustión Diesel.

Durante el desarrollo del presente apartado el objetivo que se persigue es profundizar en la comprensión de los efectos que producen las modificaciones introducidas en las condiciones termodinámicas del gas atrapado en el cilindro (y su composición) cuando se implementa un ciclo Atkinson sobre los aspectos físico-químicos que predominan en las diferentes fases del proceso de combustión, siendo este objetivo el centro de gravedad de esta etapa del estudio.

5.4.1. Consideraciones previas

En esta investigación se han incluido tanto condiciones de baja carga, donde se espera que las fases de retraso al autoencendido y combustión en premezcla adquieran gran relevancia, como condiciones de alta carga, donde estas etapas deben ceder gran parte de protagonismo en favor de las fases de combustión por difusión o controladas por mezcla. Puesto que la metodología

de análisis para los procesos de combustión con la fase de premezcla extendida es significativamente diferente a la que se plantea para el caso de un proceso de combustión por difusión, se ha realizado un estudio preliminar para determinar si efectivamente se generan estas dos tipologías de combustión en función del grado de carga.

En este sentido, el tiempo de retraso (τ_r) es un parámetro fundamental relacionado directamente con la evolución de la fase de combustión en premezcla, ya que el instante donde se produce la ignición del combustible no sólo determina la posición de la subsecuente liberación de calor en relación al inicio de inyección y al punto muerto superior, sino que también determina en gran medida la cantidad de combustible que se encuentra entre los límites de inflamabilidad en el momento en el que se produce este autoencendido.

En la figura 5.10 se muestra la evolución del tiempo de retraso en función de RCV_{efe} , SOI e Y_{O_2-adm} . De acuerdo con esta figura, en los rangos para las variables establecidos para el presente estudio⁴ el parámetro que más influencia tiene sobre el tiempo de retraso es RCV_{efe} , mientras que el efecto tanto del SOI como de Y_{O_2-adm} es sensiblemente menor [3].

Tras la observación de los resultados, es interesante describir cuáles son los parámetros que influyen en el tiempo de retraso y su importancia relativa según las condiciones de contorno del presente problema. Sin embargo, la complejidad de los fenómenos tanto físicos como químicos que acontecen durante este período y que dan lugar al autoencendido del combustible dificultan en gran medida el análisis experimental del tiempo de retraso a partir de los resultados obtenidos directamente en un motor convencional⁵, donde la información obtenida es limitada y generalmente no optimizada para este tipo de estudios.

Una metodología razonablemente sencilla y validada para subsanar este problema es el uso de correlaciones empíricas ajustadas de forma estadística a los resultados experimentales, pero que retienen de alguna manera la física y/o la química de los procesos. En este sentido, numerosas correlaciones de tipo Arrhenius han sido propuestas para el tiempo de retraso incluyendo la presión, la temperatura y en ocasiones la concentración de oxígeno del gas (o el dosado) en base a resultados experimentales obtenidos en bombas de volumen constante, reactores de flujo estacionario, máquinas de compresión rápida o motores Diesel [4, 5].

⁴Se recuerda que estos rangos han sido definidos para centrar el estudio sobre el proceso de combustión Diesel en condiciones razonablemente convencionales tanto de localización de la inyección como de fracción másica de oxígeno en el gas.

⁵Se entiende aquí por motor convencional aquel que no ha sido equipado con accesos ópticos ni con ningún otro tipo de instrumentación que permita implementar técnicas de visualización.

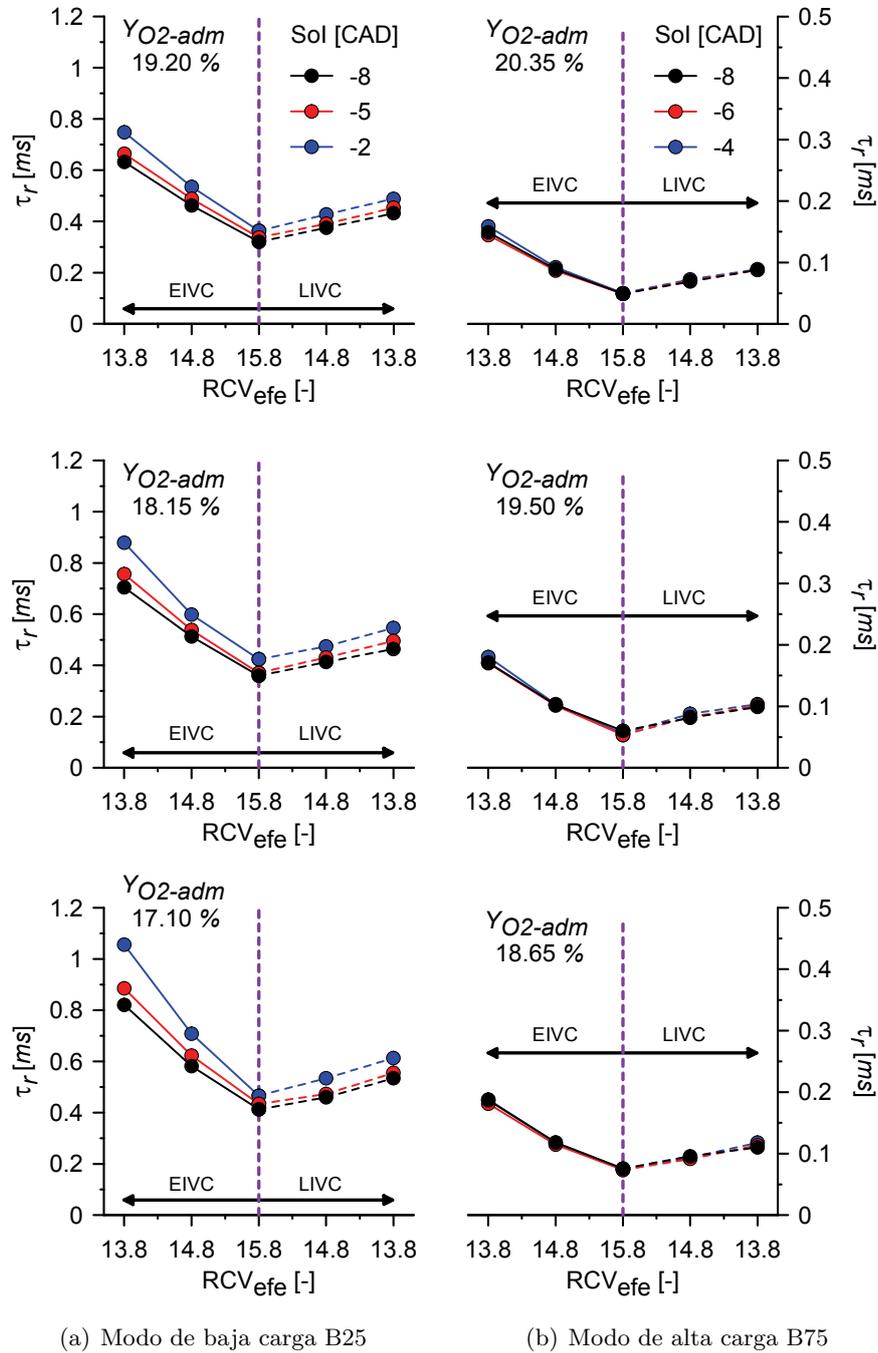


Figura 5.10. Influencia de RCV_{efe} , SOI e Y_{O_2-adm} sobre el tiempo de retraso.

Aplicando esta metodología y ajustando una ecuación de tipo Arrhenius a los datos obtenidos experimentalmente se obtiene la relación representada por la expresión 5.2, que presenta un elevado coeficiente de correlación R^2 igual a 98.78 %, y el error estándar de estimación es de 0.028 *ms* lo que proporciona una idea de la calidad del ajuste. La comparación entre los valores de tiempo de retraso calculados y medidos para todos los ensayos en conjunto y para cada grado de carga de forma independiente se muestra en la figura 5.11 junto con los valores de R^2 correspondientes.

$$\tau_r \propto \bar{p}_{cil}^{-1.267} \cdot Y_{O_2-SOI}^{-2.03} \cdot \exp\left(\frac{4143.66}{\bar{T}_{cil}}\right) \quad (5.2)$$

donde \bar{p}_{cil} es la presión (en *bar*), \bar{T}_{cil} representa la temperatura (en *K*) del gas promediadas en ambos casos durante el propio tiempo de retraso, e Y_{O_2-SOI} es la fracción másica de oxígeno en el gas en el instante de inicio de inyección.

Al observar los coeficientes de esta ecuación se puede ver que el valor del exponente de la presión se encuentra dentro de los límites ilustrados por las revisiones llevadas a cabo por Heywood [6] (entre -0.75 y -2) y por Assanis *et al.* [5] (entre -0.52 y -2.5) mientras que el coeficiente que acompaña a la temperatura también se encuentra dentro de los límites propuestos por los estos mismos autores (entre 4650 y 20926 para Heywood, mientras que Assanis *et al.* indican un intervalo comprendido entre 2100 y 20080).

Atendiendo a la expresión 5.2, es evidente la gran influencia que tienen las condiciones termodinámicas de presión y temperatura del gas ambiente sobre el proceso de autoencendido. De este modo se justifica el efecto predominante de RCV_{efe} , ya que disminuyendo ésta se consiguen reducciones máximas de entre un 30 % y un 32 % en la presión media y de entre un 5 % y un 7 % en la temperatura media durante el tiempo de retraso.

Por otra parte y según se propone en el trabajo de Benajes *et al.* [7], la relación entre el tiempo de retraso (τ_r) y el tiempo de inyección (t_{iny}) es un estimador que cuantifica el tiempo de coexistencia de los procesos de inyección y combustión. Por lo tanto, este parámetro resulta adecuado para evaluar la importancia *relativa* de la fase de combustión en premezcla respecto a las fases de combustión por difusión rápida y lenta.

Los valores calculados de este estimador para las condiciones de operación características de baja y alta carga se han representado en la figura 5.12. En condiciones de baja carga se observan variaciones importantes en la relación τ_r/t_{iny} , lo cual es indicativo de que el balance entre las fases de combustión premezclada y difusiva se altera fuertemente, llegando incluso a alcanzarse

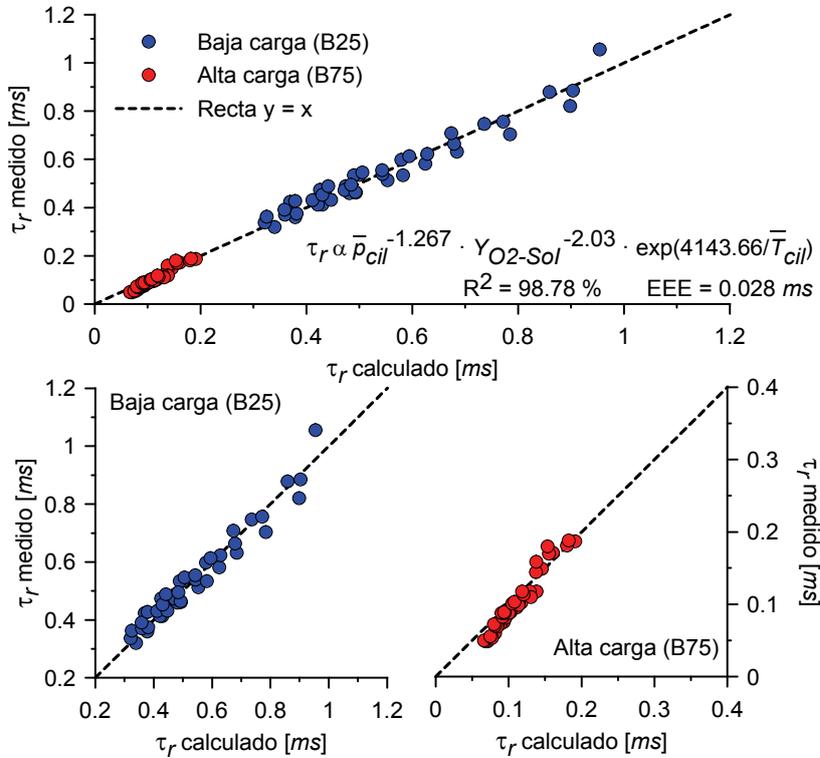


Figura 5.11. Correlación tipo Arrhenius para el tiempo de retraso. En la parte superior se muestra la comparativa calculado-medido incluyendo todos los ensayos mientras que en las figuras inferiores se muestra de forma independiente esta comparativa para cada uno de los grados de carga.

valores entre 0.8 y 1, lo que implica que las etapas de inyección y combustión apenas coexisten. Sin embargo, para condiciones de alta carga este estimador permanece prácticamente constante y su valor está por debajo de 0.1 en todos los casos. Este reducido valor implica que en condiciones de alta carga la fase de combustión en premezcla es siempre relativamente poco relevante.

A partir de los resultados obtenidos se concluye que, en efecto, modificando los tres parámetros objeto de estudio se generan claramente dos tipologías diferentes de combustión que resulta conveniente describir de forma independiente. Además, el análisis de los procesos relacionados con la producción de contaminantes también se aborda considerando las características propias de ambas tipologías de combustión.

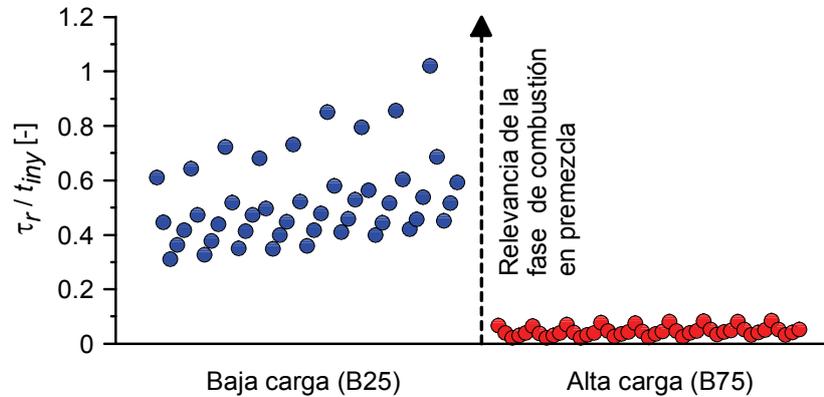


Figura 5.12. Importancia de la fase de combustión en premezcla en función del estimador τ_r/t_{iny} .

5.4.2. Condiciones de baja carga

Según se ha demostrado previamente en estas condiciones, cuando la cantidad de combustible inyectada y en consecuencia la energía liberada por el proceso de combustión es pequeña, se observan diferencias importantes en el tiempo de retraso al autoencendido, siendo éste especialmente sensible a las variaciones de las condiciones termodinámicas del gas atrapado en el cilindro. Tras constatar este fenómeno, es ahora el momento de describir las características de esta tipología de combustión con la fase de combustión en premezcla extendida y evaluar la influencia cada uno de los tres parámetros objeto de estudio (RCV_{efe} , SOI e Y_{O_2-adm}) sobre dichas características.

Características del proceso de formación de la mezcla

Resulta interesante en primer lugar analizar el comportamiento del proceso de formación de la mezcla entre el gas ambiente y el combustible considerando para ello la simplificación de chorro en condiciones inertes. Se trata de determinar en qué medida se modifican los fenómenos físicos asociados a este proceso de mezcla para adaptarse a los cambios introducidos en las condiciones termodinámicas del gas sobre el que se inyecta el combustible.

Para ello, se han simulado los ensayos correspondientes a estas condiciones de baja carga utilizando el modelo de chorro libre 1D descrito en el apartado 4.3.6. El parámetro de entrada que más incertidumbre genera en este modelo es el ángulo de chorro, que en este caso es desconocido. Con el objeto

de obtener resultados cualitativamente correctos, se ha optado por utilizar para estimar dicho ángulo la correlación propuesta por Naber y Siebers [8] que ha sido ampliamente utilizada en diferentes trabajos de investigación⁶.

Asumir la condición de contorno de chorro libre inicialmente puede parecer excesivamente restrictiva e incluso discutible, pero en este caso no lo es tanto. De acuerdo con los resultados obtenidos por Abraham *et al.* [9], el choque de pared no produce efectos directos significativos en la tasa de mezcla puesto que el tiempo característico asociado con este proceso de mezcla parece ser mucho más corto que el asociado con la pérdida de cantidad de movimiento por la interacción con la pared. Recientemente, Bruneaux [10] concluye que para una presión de inyección de 2000 *bar* similar a la utilizada en el presente estudio el incremento de la tasa de mezcla en el frente del chorro generado por el vórtice que se forma en la zona próxima a la pared puede incluso aumentar la masa de aire englobada por el chorro. En este sentido, los resultados generados mediante el modelo 1D en términos de mezcla considerando chorro libre se consideran representativos de aquellos que se obtienen en el motor.

En estas simulaciones se ha considerado chorro inerte, siendo esta hipótesis más razonable en baja carga donde los tiempos de retraso son mayores en relación con el tiempo de inyección y el proceso de mezcla se encuentra menos afectado por la liberación de calor. Por lo tanto, se asume que para esta tipología de combustión con la fase de premezcla extendida, las dependencias identificadas por medio de este análisis son razonablemente válidas.

Como estimadores de la calidad del proceso de formación de la mezcla se ha considerado en primer lugar la relación entre la masa total del chorro (que comprende tanto la masa de gas englobada, m_g , como la masa de combustible inyectada) y la masa de combustible inyectada ($(m_t/m_f)_{ch}$), que representa la inversa de la fracción másica media de combustible en el chorro. Por otra parte y con el objetivo de considerar la influencia de la fracción másica de oxígeno presente en el gas ambiente se propone como segundo parámetro el dosado relativo medio también considerando todo el chorro ($\bar{F}_{r,ch}$). La relación entre ambos estimadores se obtiene a partir del desarrollo siguiente que da lugar a la ecuación 5.4:

$$\bar{F}_{r,ch} = \frac{(m_f/m_g)_{ch}}{(m_f/m_g)_{st}} = \frac{(m_g/m_f)_{st}}{(m_g/m_f)_{ch}} \quad y \quad (m_t/m_f)_{ch} = 1 + (m_g/m_f)_{ch} \quad (5.3)$$

⁶Es cierto que los valores que se obtienen para el ángulo de chorro con esta correlación, sobre 15°, son ligeramente inferiores a los esperados por lo que el englobamiento de gas por parte del chorro puede estar ligeramente subestimados.

$$\bar{F}_{r,ch} = \frac{(m_{air}/m_f)_{st} \cdot (Y_{O_2-air}/Y_{O_2-SoI})}{(m_t/m_f)_{ch} - 1} \quad (5.4)$$

Además, cuando el chorro se encuentra suficientemente desarrollado se puede asumir $m_g \gg m_f$ y con ello $(m_t/m_f)_{ch} \gg 1$, entonces la relación anterior se simplifica según la expresión 5.5. De esta relación se deduce que ambos estimadores guardan una relación de proporcionalidad inversa donde la constante de proporcionalidad depende de la fracción másica de oxígeno en el gas englobado por el chorro.

$$\bar{F}_{r,ch} \approx \frac{(m_{air}/m_f)_{st} \cdot (Y_{O_2-air}/Y_{O_2-SoI})}{(m_t/m_f)_{ch}} \quad (5.5)$$

Los resultados obtenidos para ambos estimadores tras realizar las simulaciones se presentan en la figura 5.13. Para que los dos estimadores sean comparables en todos los casos se ha particularizado para un tiempo característico del chorro, que en este caso es el instante en el que finaliza la etapa de inyección.

En la figura 5.13 se observa cómo para cualquier combinación de parámetros, el valor del estimador $(m_t/m_f)_{ch-EoI}$ disminuye al implementar un ciclo Atkinson, lo que indica un deterioro evidente en el proceso de mezcla. Este mismo fenómeno también acontece cuando se retrasa el SOI y se desplaza la etapa de inyección hacia la carrera de expansión. Por el contrario, como es de esperar Y_{O_2-adm} no modifica la cantidad de gas englobado por el chorro ya que no altera la física asociada al proceso de mezcla.

Respecto al dosado relativo medio ($\bar{F}_{r,ch-EoI}$), por definición su comportamiento respecto a RCV_{efe} y SOI es similar al observado para el englobamiento de gas, ya que en estos casos la fracción másica de oxígeno no se modifica y por ello la masa de oxígeno presente en el chorro es proporcional a la masa de gas englobada. Sin embargo, al disminuir Y_{O_2-adm} se reduce la cantidad de oxígeno que se introduce en el seno del chorro por unidad de masa de gas englobada y debido a ello para las mismas condiciones de englobamiento de gas, el dosado relativo medio aumenta.

En la revisión sobre el estado del arte en relación con los procesos de inyección y de formación de la mezcla presentada en el apartado 3.2 se presenta la analogía entre el chorro gaseoso y el chorro Diesel. Aplicando pues la teoría de chorros gaseosos, siempre que las condiciones de inyección (cantidad de movimiento, tasa de inyección y propiedades físico-químicas del combustible) permanezcan constantes como es el caso, el proceso de formación de la mezcla

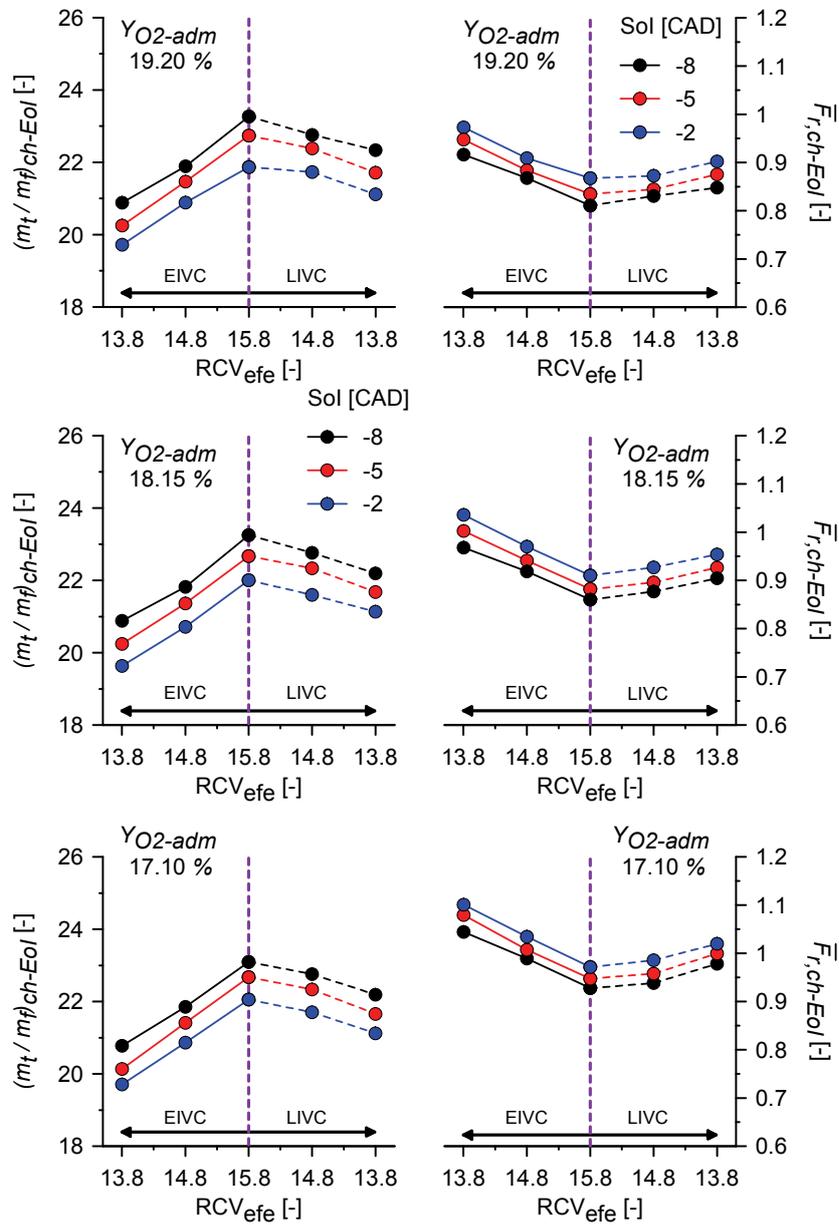


Figura 5.13. Estimadores para la calidad del proceso de mezcla entre el gas ambiente y el combustible inyectado en baja carga.

depende fundamentalmente de la densidad y de la fracción másica de oxígeno del gas sobre el que evoluciona el chorro [11–13].

Con el objetivo de evidenciar la relación entre la densidad del gas, la fracción másica de oxígeno y ambos estimadores del proceso de mezcla se ha incluido la figura 5.14. Esta figura se compone de tres bloques principales donde se muestra la influencia de RCV_{efe} (gráficas 5.14(a)), del SOI (gráficas 5.14(b)) y de Y_{O_2-adm} (gráficas 5.14(c)) sobre la evolución temporal de los cuatro parámetros anteriores⁷.

Según se muestra en las gráficas 5.14(a), la causa de la reducción del englobamiento y del incremento del dosado medio del chorro al implementar un ciclo Atkinson para disminuir RCV_{efe} se debe fundamentalmente a la reducción de la densidad del gas, puesto que en condiciones inertes la fracción másica de oxígeno es esencialmente la misma para los diferentes ensayos.

Un razonamiento similar es válido para explicar la influencia del SOI en base a las gráficas 5.14(b). En este caso la relación entre densidad del gas y proceso de mezcla es incluso más evidente ya que siguiendo la evolución temporal de los diferentes parámetros, a medida que aumentan las diferencias en la densidad del gas también aumentan las diferencias en ambos estimadores del proceso de mezcla.

De acuerdo con los resultados que se presentan en las gráficas 5.14(c), la reducción de la fracción másica de oxígeno efectivamente afecta únicamente al dosado medio del chorro en cada instante, mientras que la masa total de gas englobada permanece esencialmente constante.

Finalmente, en la figura 5.15 se ha correlacionado en primer lugar el estimador $(m_t/m_f)_{ch-EoI}$ con la densidad del gas atrapado en el cilindro también en el instante en el que finaliza el proceso de inyección ($\rho_{cil-EoI}$). En esta figura, además de la excelente calidad del ajuste se observa también una influencia más acusada cuando se reduce RCV_{efe} en comparación con el efecto asociado al retraso del SOI.

En cuanto al estimador $\bar{F}_{r,ch-EoI}$, por el contrario, se evidencia en esta figura cómo el dosado relativo medio para el chorro también se correlaciona con ρ_{g-EoI} , pero se estratifica para los diferentes valores de Y_{O_2-adm} y por lo tanto, como se ha comentado previamente se confirma la necesidad de considerar la fracción másica de oxígeno del gas y no únicamente su densidad para obtener un ajuste adecuado.

⁷Para facilitar la presentación de resultados, tanto $(m_t/m_f)_{ch-EoI}$ como $\bar{F}_{r,ch-EoI}$ se han representado instante a instante en relativo tomando como referencia el caso nominal.

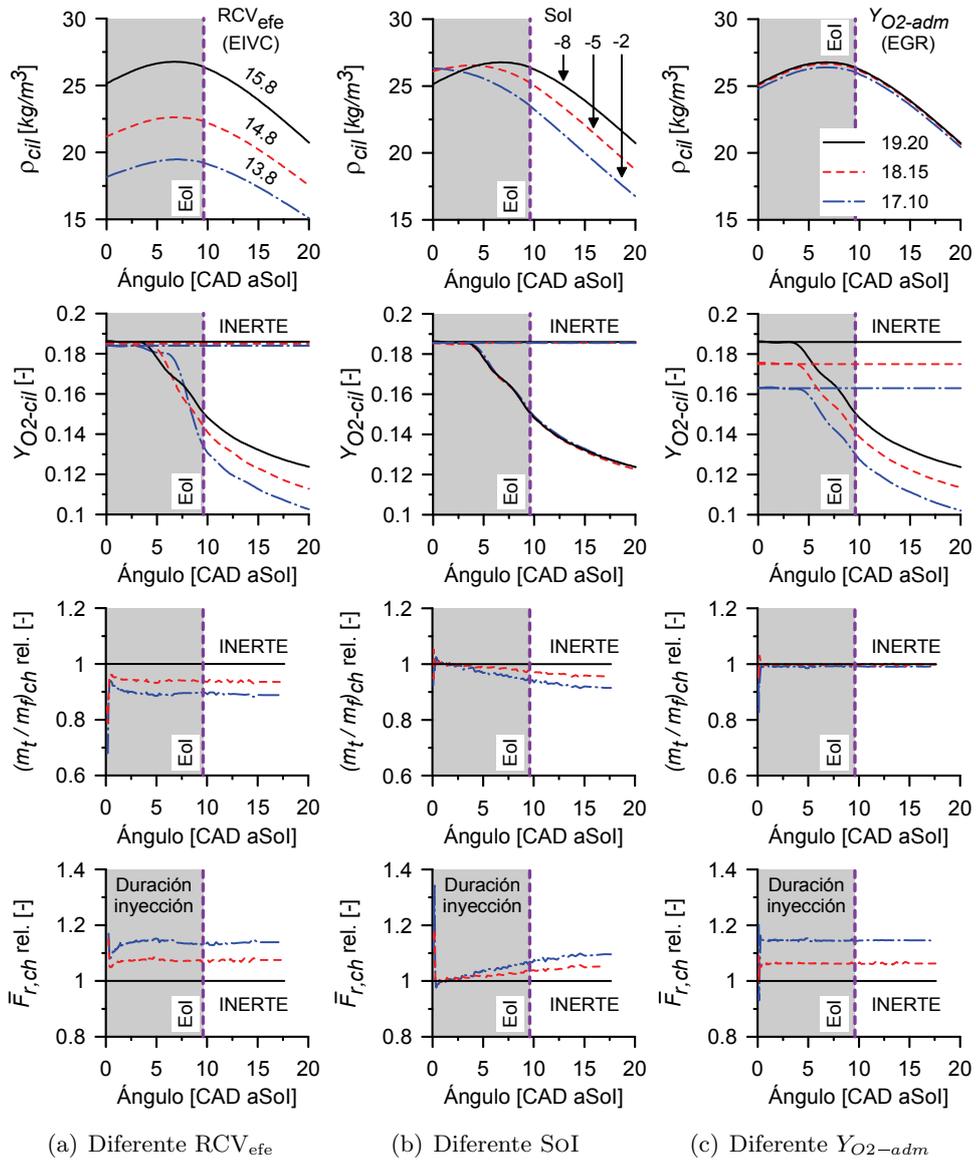


Figura 5.14. Relación entre las condiciones termodinámicas del gas y el proceso de mezcla.

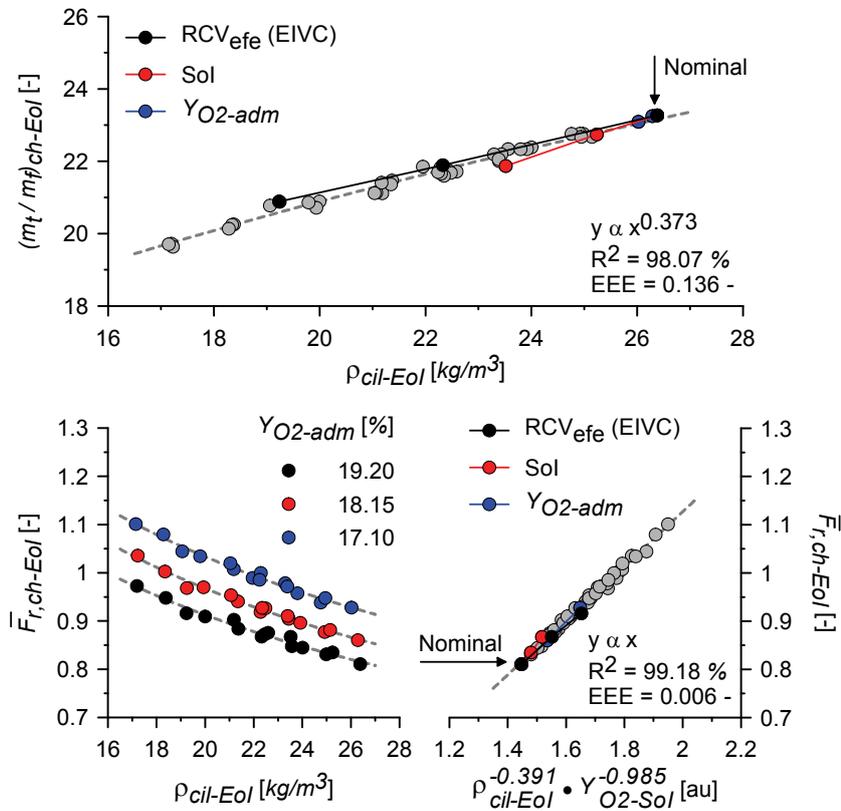


Figura 5.15. Correlación entre la densidad del gas, la fracción másica de oxígeno y los dos estimadores propuestos para evaluar el proceso de formación de la mezcla.

Descripción de la fase de combustión en premezcla

Se describe a continuación la evolución de fase de combustión en premezcla en términos fundamentalmente energéticos por medio de dos parámetros obtenidos directamente a partir de la ley de liberación de calor y su derivada, que son la tasa máxima de liberación de calor durante la fase de premezcla ($ROHR_{max-pmx}$) y la fracción de masa de combustible quemada en dicha fase (FMQ_{pmx}). Los valores calculados para ambos parámetros se muestran en la figura 5.16, en la que se recogen los efectos asociados a la modificación de RCV_{efe} , SOI e Y_{O2-adm} .

Al igual que ocurre con el tiempo de retraso, el parámetro más influyente sobre las propiedades de la fase de combustión en premezcla es RCV_{efe} , mientras que los efectos de SOI e Y_{O2-adm} son claramente menos significativos.

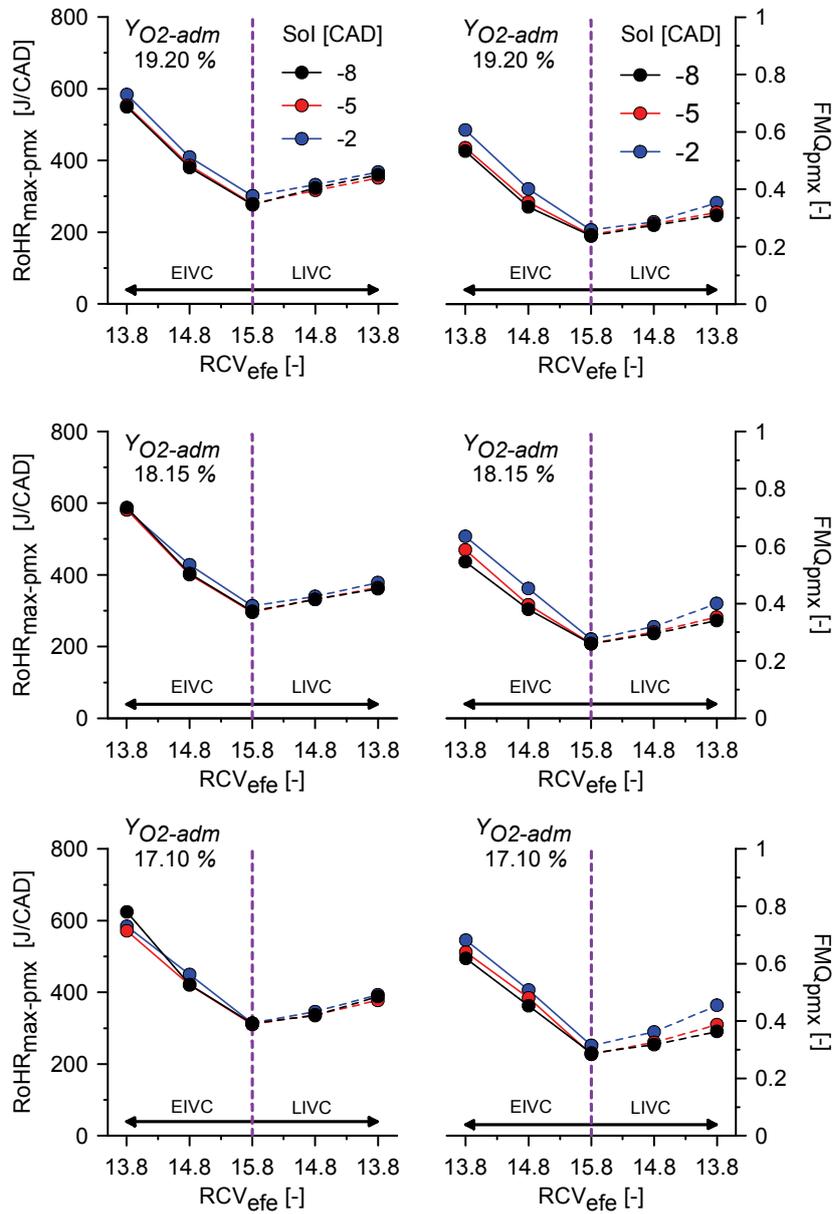


Figura 5.16. Valor máximo de ROHR durante la fase de combustión en premezcla junto con la fracción de masa de combustible quemada en dicha fase.

Este resultado es más evidente si se observa la figura 5.17 en la que se representa la evolución temporal de la tasa de liberación de calor comparando el efecto aislado de cada parámetro.

Resulta interesante comparar los resultados mostrados en la figura 5.16 con aquellos relativos al tiempo de retraso representados en la figura 6.3(a). La gran similitud entre ambas gráficas corrobora la íntima relación entre el tiempo de retraso y las propiedades *generales* de la fase de combustión en premezcla.

En este sentido, una manera de evidenciar esta relación a partir de los resultados experimentales obtenidos consiste en correlacionar directamente la masa de combustible quemada en premezcla (m_{fq-pmx}) con el tiempo de retraso (τ_r) tal y como se muestra en la figura 5.18. En esta figura se observa una dependencia lineal entre ambos parámetros (ZONA I) que se mantiene hasta que la combustión es básicamente premezclada y la tasa de liberación de calor durante la etapa de combustión premezclada se ve influenciada por el final de la etapa de inyección (ZONA II).

Profundizar en la descripción de las características de la fase de combustión en premezcla no es una tarea sencilla puesto que su evolución depende fuertemente tanto de aspectos físicos, fundamentalmente de la tasa de mezcla entre el gas ambiente y el combustible, como de aspectos químicos, ya que parte del combustible que se quema en esta fase lo hace en condiciones controladas por la cinética química en lugar de por el proceso de mezcla. Con estas condiciones de contorno y tras observar la gráfica inferior incluida en la figura 5.18 se plantea relacionar el tiempo de retraso con el tiempo que transcurre desde el inicio de inyección hasta el final de la fase de combustión en premezcla, cuando se establece por convenio el comienzo de la fase de combustión por difusión (τ_{SoDC}).

Tras realizar el ajuste se obtiene la ecuación 5.6 que establece una relación lineal entre estos dos tiempos característicos del proceso de combustión, estando la calidad del ajuste garantizada por el elevado valor de R^2 igual a 99.2% y el reducido error estándar de estimación, que es de 0.0192 *ms*.

$$\tau_{SoDC} = 1.317 \cdot \tau_r + 0.2775 \quad (5.6)$$

La ventaja de esta aproximación reside en que los parámetros que afectan al tiempo de retraso y su importancia relativa son bien conocidos. De hecho para las condiciones de este trabajo se ha obtenido la correlación 5.6 que sintetiza todos estos efectos. Esta dependencia lineal entre ambos tiempos característicos está en sintonía con la obtenida por García [14], quien

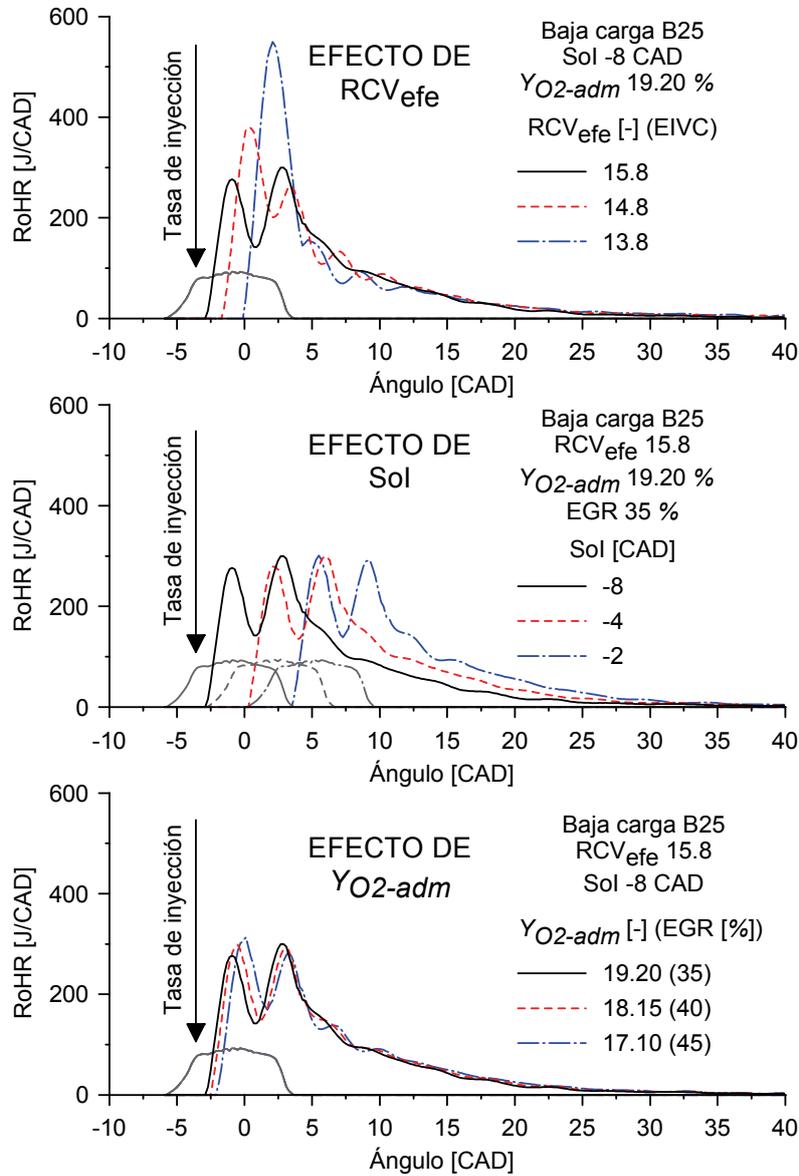


Figura 5.17. Evolución temporal de la tasa de liberación de calor (RoHR) durante el proceso de combustión. A modo de referencia se ha representado también la tasa de inyección.

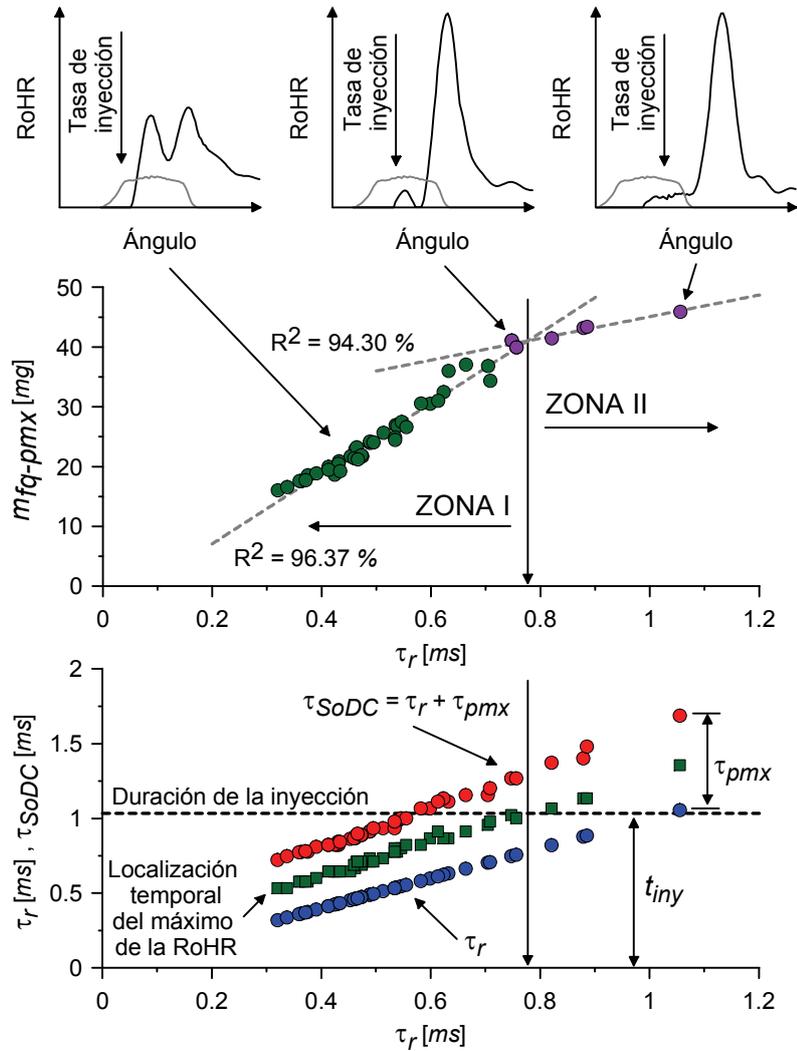


Figura 5.18. Relación entre el tiempo de retraso y la masa de combustible quemada durante la fase de combustión en premezcla. En la gráfica inferior se han relacionado los diferentes tiempos característicos asociados a la fase de combustión en premezcla con el tiempo de retraso, observándose una dependencia fuertemente lineal.

explica que este resultado apunta a que los fenómenos que rigen la fase de autoencendido guardan una relación directa con la duración de la fase de combustión en premezcla y por lo tanto debe existir una dependencia entre la preparación de combustible durante el tiempo de retraso y su combustión inmediata. De este modo se constata nuevamente la influencia predominante de RCV_{efe} sobre ambas etapas del proceso de combustión.

Observando estos resultados, parece interesante correlacionar el tiempo de retraso con la duración de la fase de combustión en premezcla calculada como la diferencia entre τ_{SoDC} y τ_r . Sin embargo y como también detectó García, el ajuste que se obtiene no es tan bueno como el anterior debido a que las diferencias en este tiempo son del orden de magnitud de la resolución temporal con la que se han obtenido los datos, si bien es cierto que sigue existiendo una fuerte dependencia lineal⁸.

Para finalizar con la caracterización de la fase de combustión en premezcla, se pretende aportar una visión general de la relación que existe entre el proceso de formación de la mezcla y la masa quemada durante la fase de combustión en premezcla. Para ello, se analiza en último lugar la relación que existe entre la masa de combustible que se encuentra mezclada dentro el rango de dosados relativos comprendido entre 2 y 4 en el instante en el que comienza la etapa de combustión por difusión (SoDC) y la masa de combustible quemada en premezcla. Este rango de dosados relativos no es arbitrario puesto que se ha seleccionado de acuerdo con el trabajo de Espey *et al.* [15], en el cual se indica que durante la fase de combustión premezclada se quema toda la masa de combustible que se encuentra en dicho rango.

La información obtenida combinando la masa de combustible quemada en premezcla calculada a partir de resultados experimentales y las características del proceso de mezcla evaluadas por medio del modelo 1D de chorro se muestran en la figura 5.19. Por una parte, en la gráfica 5.19 se observa cómo en la mayor parte de las condiciones de operación los resultados fundamentalmente concuerdan con los presentados por los autores anteriores, ya que la masa mezclada que se encuentra en el rango de dosados relativos propuesto por estos autores efectivamente se correlaciona linealmente (y además precisamente con pendiente muy próxima a 1) con aquella que se quema en premezcla.

Por otra parte, en la gráfica 5.19(a) se distinguen ciertos puntos donde esta relación no se mantiene y la masa que se quema en premezcla es mayor que la mezclada en el rango de dosados relativos considerado. Para entender esta

⁸Aun así, en este caso se ha obtenido la relación: $\tau_{pmx} = 1.317 \cdot \tau_r + 0.2775$ con R^2 igual a 87.8% y un error estándar de estimación igual a 0.0192 ms.

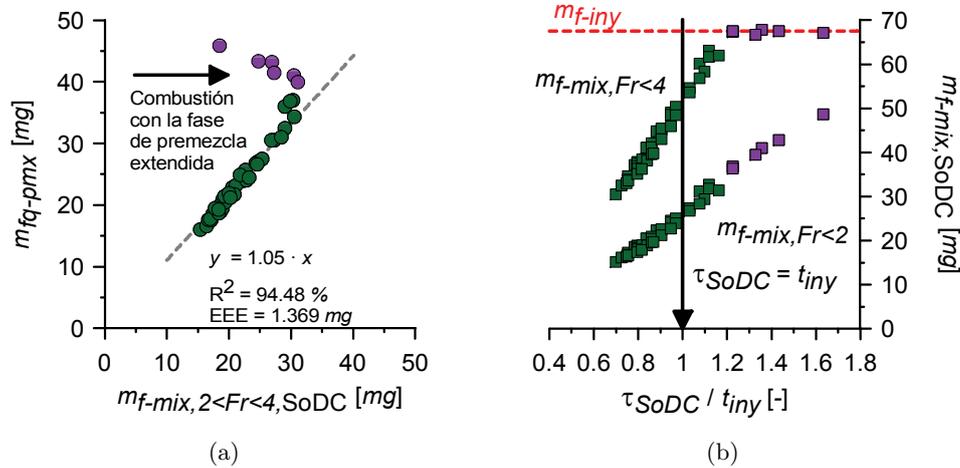


Figura 5.19. Relación entre el proceso de mezcla y la masa de combustible quemada en premezcla. Se muestra la relación entre la masa de combustible mezclada en el rango de dosados relativos comprendidos entre 2 y 4 en el instante SoDC, y la masa de combustible quemada en premezcla. También se muestra de forma independiente la masa mezclada bajo dosado relativo 2 y 4 en función del parámetro τ_{SoDC} / t_{iny} .

discrepancia, en la gráfica 5.19(b) se muestran las masas bajo dosado 4 y 2 para los diferentes puntos de operación y para el instante SoDC. Combinando las gráficas 5.19(a) y 5.19(b) se concluye que la correlación obtenida anteriormente deja de ser válida para condiciones en las que la etapa de inyección finaliza antes que la fase de combustión en premezcla, es decir, cuando el valor asociado al parámetro τ_{SoDC} / t_{iny} es mayor a 1.2.

En estas condiciones, en el instante τ_{SoDC} todo el combustible ya se encuentra mezclado bajo un dosado relativo inferior a 4 mientras que la masa bajo dosado relativo 2 sigue aumentando en función de la relación τ_{SoDC} / t_{iny} . Por lo tanto, la masa de combustible comprendida entre estos dosados disminuye mientras que la masa quemada en premezcla aumenta, lo que implica que en estas condiciones y para compensar el efecto anterior se debe quemar masa de combustible cuyo dosado se encuentra cualitativamente en zonas de dosado más pobre. En este sentido, el comportamiento observado también es similar al reportado por Musculus [16], quien argumenta que para tiempos de retraso – y por lo tanto también τ_{SoDC} , recuérdese la relación lineal dada por la ecuación 5.6 – suficientemente elevados, existen zonas que reaccionan durante la fase de combustión en premezcla con dosados locales por debajo de los valores convencionales.

5.4.3. Condiciones de alta carga

Al contrario de lo que ocurre en las condiciones de operación anteriores correspondientes a baja carga, en este caso la elevada cantidad de energía liberada por el proceso de combustión junto con las altas temperaturas y presiones en cámara provocan una reducción drástica del tiempo de retraso y con ello de la fase de combustión en premezcla. Por ello, el proceso de combustión está regido fundamentalmente por las etapas de difusión tanto rápida como lenta.

Por ello el análisis que se propone en este apartado, aunque mantiene una estructura similar a la que se ha seguido previamente, se realiza en base a un estimador diferente, más adecuado para condiciones de chorro fundamentalmente reactivo y combustión controlada por mezcla.

Características del proceso de formación de la mezcla

Como el chorro se encuentra fundamentalmente en condiciones reactivas, el análisis considerando chorro inerte pierde validez. Por ello en lugar del modelo 1D utilizado en baja carga, como estimador del proceso de mezcla se va a utilizar el parámetro ACT obtenido de forma experimental según se explica en el apartado 4.3.5 del capítulo dedicado a describir las herramientas teóricas y experimentales, pero particularizado para el instante en el que finaliza la etapa estacionaria del proceso de inyección⁹ (EOSI). En la figura 5.20 se presenta la definición gráfica de este estimador y cómo se obtiene experimentalmente a partir de la evolución temporal de la fracción de masa inyectada y la quemada.

A continuación, en la figura 5.21 se presentan los resultados experimentales obtenidos para el estimador ACT_{EOSI} y para todas condiciones de ensayo. Es evidente cómo para todas las combinaciones de SOI e Y_{O_2-adm} se produce un incremento de este estimador cuando se implementa un ciclo tipo Atkinson para reducir RCV_{efe} .

Por otra parte, de acuerdo con los resultados presentados en la figura 5.21 también se observa un incremento del ACT_{EOSI} cuando se retrasa el SOI o se reduce Y_{O_2-adm} , aunque en el rango objeto de estudio las mayores diferencias se han obtenido al implementar un ciclo Atkinson adelantando el ángulo de cierre de las válvulas de admisión.

⁹Se trata de evitar la etapa transitoria correspondiente a la rampa de cierre del inyector, ya que el objetivo en este apartado es establecer unas condiciones que resulten estacionarias respecto a los parámetros relacionados con la inyección.

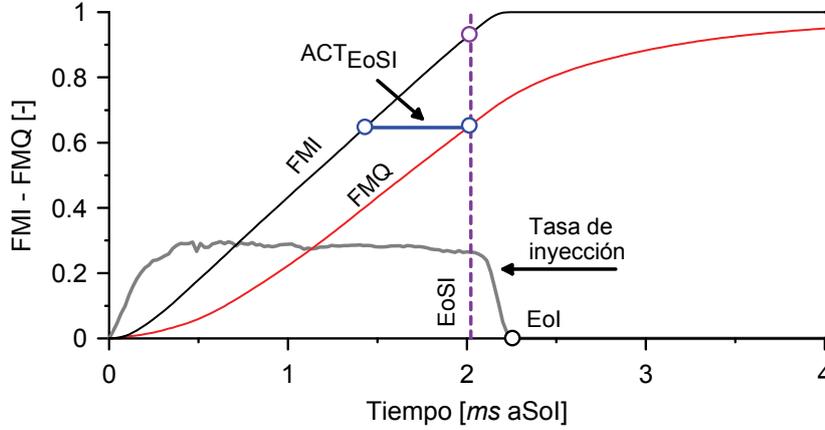


Figura 5.20. Definición del tiempo aparente de combustión (ACT) particularizado para el fin de la etapa estacionaria del proceso de inyección ($EoSI$), antes de que comience la etapa transitoria correspondiente a la rampa de cierre del inyector.

Para identificar el origen del comportamiento observado en el estimador ACT_{EoSI} se recurre a los desarrollos presentados en los trabajos de Fenolosa [13] y de Arrègle *et al.* [17, 18], a partir de los cuales se concluye que el tiempo aparente de combustión para un paquete de combustible i que se inyecta en el instante POI_i y que se quema en el instante POC_i se puede relacionar con una serie de parámetros físicos de acuerdo con la relación de proporcionalidad recogida en la expresión 5.7.

$$ACT_i \propto \left[\overline{\rho_{cil}^{0.5} \cdot u_o \cdot Y_{O_2-cil}^{0.5} \cdot \phi_o^{-1}} \right]_{POI_i \rightarrow POC_i}^{-1} \quad (5.7)$$

Para el caso del parámetro ACT_{EoSI} , el PoC_i es precisamente el instante definido como $EoSI$, por lo que la expresión anterior se puede particularizar formalmente para obtener la relación 5.8.

$$ACT_{EoSI} \propto \left[\overline{\rho_{cil}^{0.5} \cdot u_o \cdot Y_{O_2-cil}^{0.5} \cdot \phi_o^{-1}} \right]_{POI \rightarrow EoSI}^{-1} \quad (5.8)$$

Precisamente los resultados que se obtienen al calcular el término situado a la derecha en la expresión 5.8, todavía sin introducir la constante de proporcionalidad, se han representado también en la figura 5.21 donde es evidente la similitud entre los resultados experimentales y los obtenidos teóricamente. Tras confirmar la posibilidad de que en las condiciones de

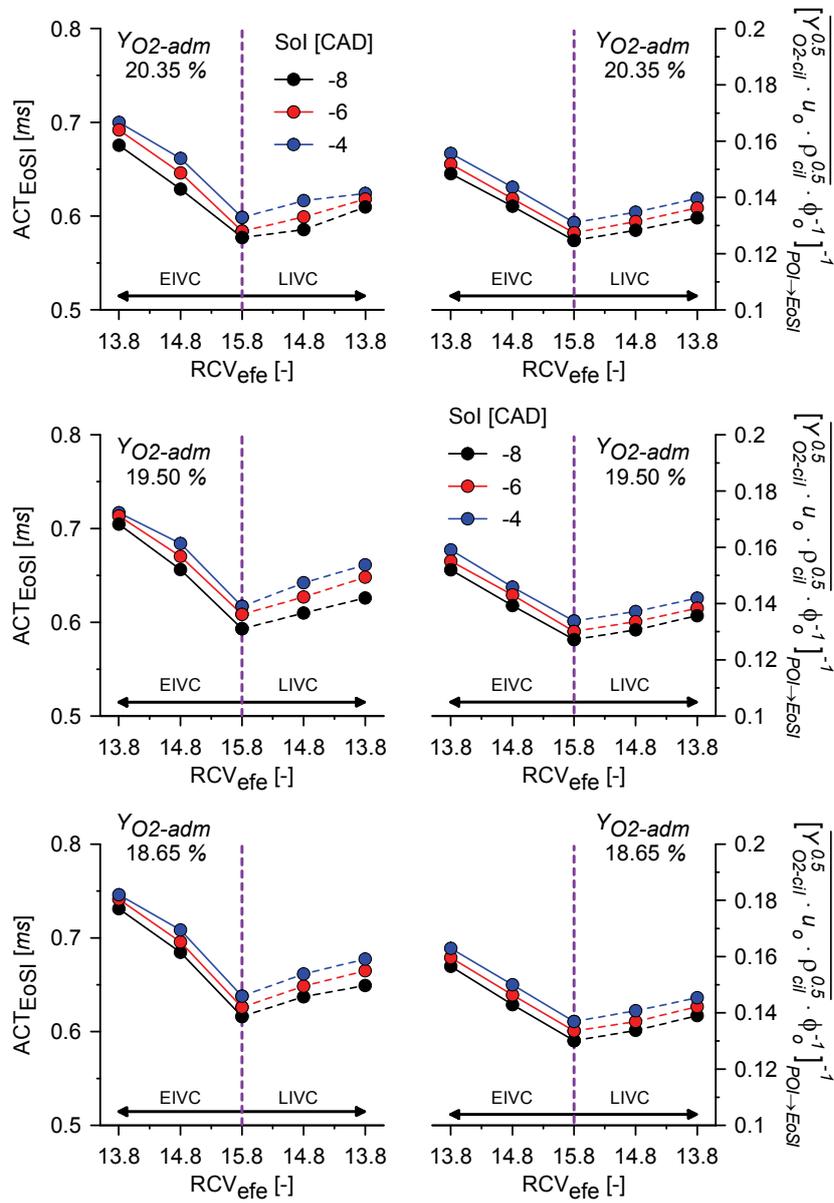


Figura 5.21. Estimador de la calidad del proceso de mezcla entre el gas ambiente y el combustible inyectado en alta carga.

este estudio exista efectivamente una relación entre el estimador $ACT_{EoS\text{I}}$ y su expresión teórica, se propone establecer una correlación estadística cuyos resultados se muestran en la figura 5.22, obteniéndose un elevado coeficiente de correlación.

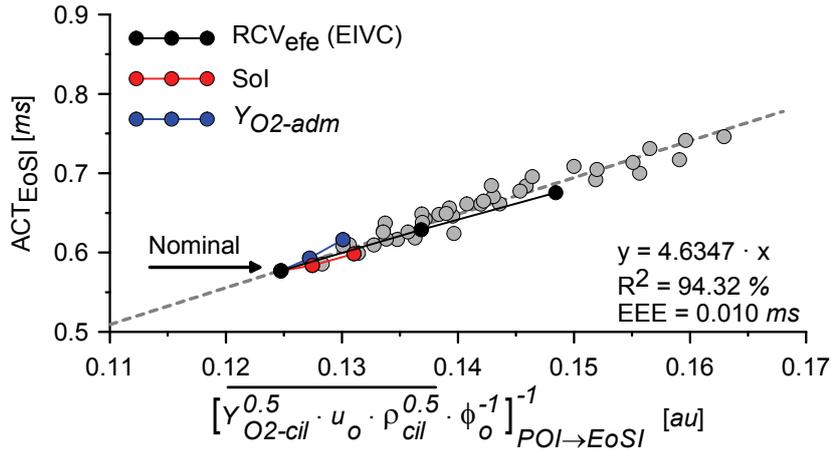


Figura 5.22. Relación de proporcionalidad entre el parámetro $ACT_{EoS\text{I}}$ experimental y el calculado teóricamente.

Así pues, estos resultados confirman que la implementación de un ciclo Atkinson (reducción de RCV_{efe}) produce un deterioro importante del proceso de mezcla entre el gas y el combustible debido principalmente a las diferencias introducidas sobre la evolución de la densidad y la fracción másica de oxígeno del gas a medida que se desarrolla el proceso de combustión.

En último lugar, la representación gráfica que se muestra en la figura 5.23 resulta muy interesante para describir detalladamente la influencia de las condiciones termodinámicas del gas (densidad y fracción másica de oxígeno) sobre el proceso de mezcla del chorro Diesel¹⁰ [19].

Comenzando por el efecto de implementar un ciclo Atkinson, se observa cómo la menor duración del proceso de admisión no tiene efecto únicamente

¹⁰En esta figura los parámetros considerados se han representado en función de la fracción de masa quemada. De esta forma se reemplaza la información temporal que aporta la representación frente al tiempo (o al ángulo) por información que depende del propio proceso de combustión, y que indica las condiciones de contorno existentes cuando se ha quemado un porcentaje determinado de masa. Además, ya que en el presente estudio la masa total quemada es razonablemente similar para todos los ensayos, masa y fracción másica son conceptos equivalentes.

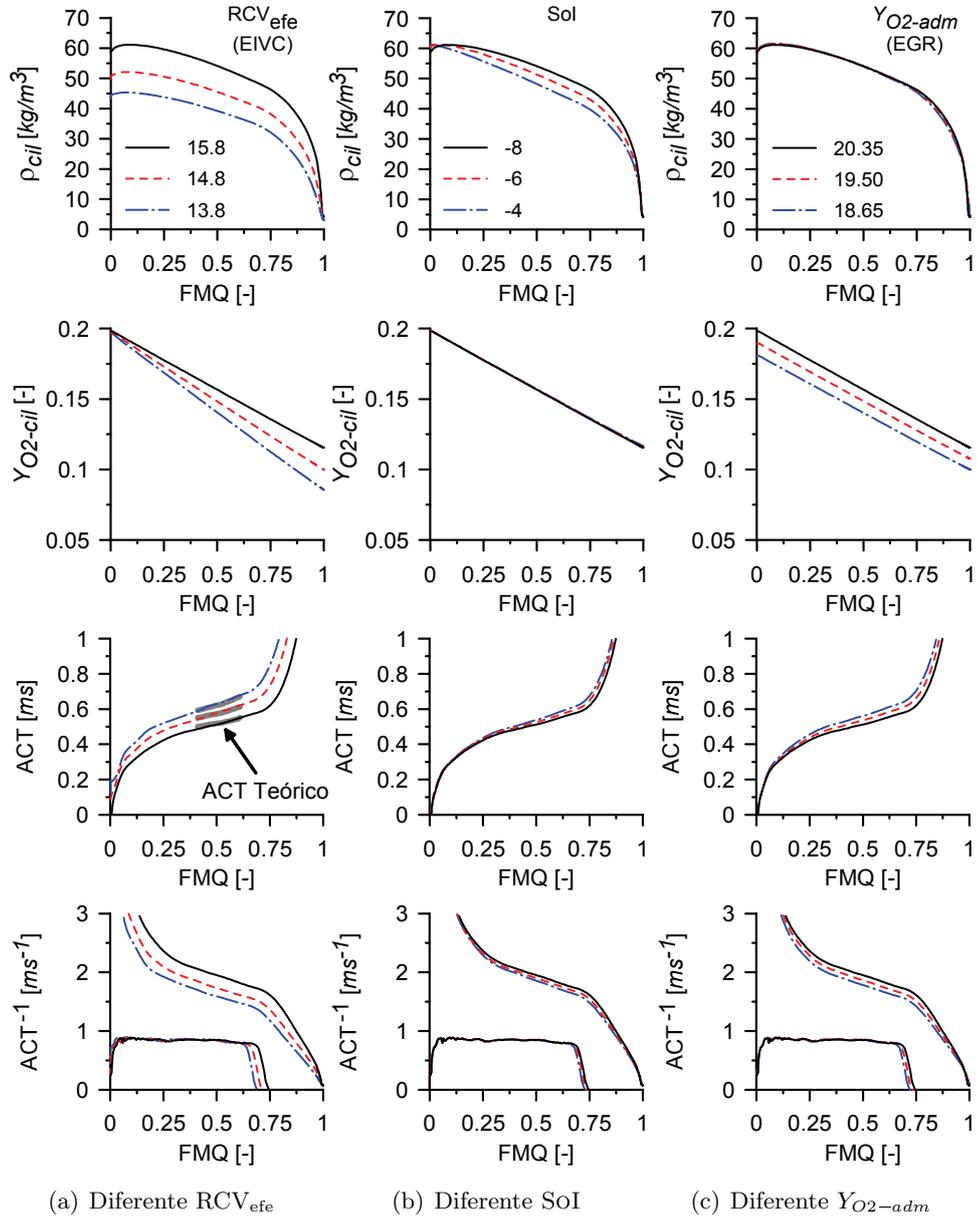


Figura 5.23. Relación entre las condiciones termodinámicas del gas y el tiempo aparente de combustión calculado de forma experimental.

sobre la masa atrapada y con ello sobre la evolución de la densidad del gas, sino que también condiciona la evolución de la fracción másica de oxígeno en cámara en función de la masa de combustible quemada. El siguiente desarrollo matemático establece la relación dada por la ecuación 5.9 entre la fracción másica de oxígeno en cámara y la masa de combustible quemada.

$$\begin{aligned}
 Y_{O_2-cil}(m_{fq}) &= \frac{m_{O_2}(m_{fq})}{m_t} = \frac{m_{O_2-SoI} - m_{O_2,q}}{m_t} = Y_{O_2-SoI} - \frac{m_{O_2,q}}{m_t} \\
 Y_{O_2-cil}(m_{fq}) &= Y_{O_2-SoI} - \frac{m_{fq} \cdot (m_g/m_f)_{st} \cdot Y_{O_2-SoI}}{m_t} \\
 Y_{O_2-cil}(m_{fq}) &= Y_{O_2-SoI} \cdot \left(1 - \frac{m_{fq} \cdot (m_g/m_f)_{st}}{m_t} \right) \quad (5.9)
 \end{aligned}$$

La expresión 5.9 indica que la dependencia de Y_{O_2-cil} con m_{fq} se establece por medio de una recta de pendiente negativa, que es precisamente el tipo de relación que se observa en la figura 5.23. Por último, particularizando esta expresión para un ciclo Diesel convencional y un ciclo tipo Atkinson, y aplicando las condiciones de contorno de este estudio (la misma Y_{O_2-SoI} y con ello la misma $(m_g/m_f)_{st}$), se puede llegar a la relación 5.10.

$$Y_{O_2-cil}(m_{fq})|_D - Y_{O_2-cil}(m_{fq})|_{Atk} = cte \cdot m_{fq} \cdot \left(\frac{1}{m_{t,Atk}} - \frac{1}{m_{t,D}} \right) \quad (5.10)$$

Esta última expresión resulta de interés puesto que $m_{t,D} > m_{t,Atk}$ y por lo tanto se demuestra cómo una vez comenzado el proceso de combustión, para una misma masa de combustible quemada la fracción másica de oxígeno en el gas contenido en el cilindro es siempre mayor para el caso del ciclo Diesel que para el ciclo Atkinson y la recta que relaciona Y_{O_2-cil} con m_{fq} tiene obligatoriamente una pendiente más negativa.

Así pues, se concluye que al implementar un ciclo tipo Atkinson, tanto la reducción de la densidad del gas como la desfavorable evolución de la fracción másica de oxígeno contribuyen a deteriorar el proceso de formación de la mezcla y con ello a incrementar el valor del parámetro ACT como se muestra en la figura 5.23. Para completar el estudio, se ha incluido en esta figura también la inversa del ACT¹¹. A partir de este parámetro se

¹¹La inversa del ACT se ha incluido por ser un estimador adecuado para caracterizar el proceso de mezcla tras el final de la etapa de inyección ya que durante la última etapa del proceso de combustión el ACT tiende a valores muy elevados y no es posible representarlo gráficamente de forma adecuada.

observa que cuando se implementa un ciclo Atkinson no sólo se deteriora el proceso de mezcla durante la etapa estacionaria, sino que también durante esta última etapa transitoria del proceso de combustión por difusión lenta ya que el parámetro ACT^{-1} es menor no sólo mientras se inyecta combustible sino también después del fin de la etapa de inyección.

A modo de comparación y para completar el estudio, en la figura 5.23 se observa cómo el retraso del SOI retrasa el proceso de inyección de forma que disminuye la densidad del gas a medida que se desarrolla el proceso de combustión, sin embargo no influye sobre la evolución de la fracción molar de oxígeno. Por último, comparando los diferentes niveles de Y_{O_2-adm} , se comprueba cómo el efecto es inverso al producido por el retraso del SOI, es decir la densidad del gas apenas se modifica mientras que evidentemente disminuye la fracción molar de oxígeno, dando lugar a un conjunto de rectas que gráficamente se observa que son paralelas lo cual es consistente con la ecuación 5.9. En cualquier caso, ambas estrategias deterioran el proceso de mezcla a lo largo de todo el proceso de combustión como indica el incremento en el ACT (o la reducción del ACT^{-1}).

Descripción de las fases de combustión por difusión

Este apartado se va a centrar en el estudio fundamentalmente energético del proceso de combustión, y específicamente de las fases difusivas (controladas por mezcla) por ser las más relevantes en estas condiciones de alta carga. Para ello, se va a describir fundamentalmente el comportamiento de la tasa de liberación de calor.

Como primera aproximación, en la figura 5.24 se muestra la evolución temporal de la tasa de liberación de calor comparando el efecto aislado de cada parámetro junto con su valor máximo para todas las condiciones de ensayo. Como es de esperar tras el análisis del proceso de mezcla, las tres estrategias investigadas ralentizan el proceso de combustión como demuestra la reducción de la tasa máxima de liberación de calor, si bien en el rango objeto de estudio la implementación del ciclo Atkinson produce los efectos más notables [19].

Para explicar este comportamiento se va a relacionar la evolución de la tasa de liberación de calor con la evolución del proceso de mezcla mediante el parámetro ACT. Aunque este parámetro se basa en la ley de liberación de calor (HRL), se puede relacionar con la tasa de liberación de calor (ROHR) de acuerdo con el desarrollo propuesto por González [20] obteniéndose la expresión 6.2.

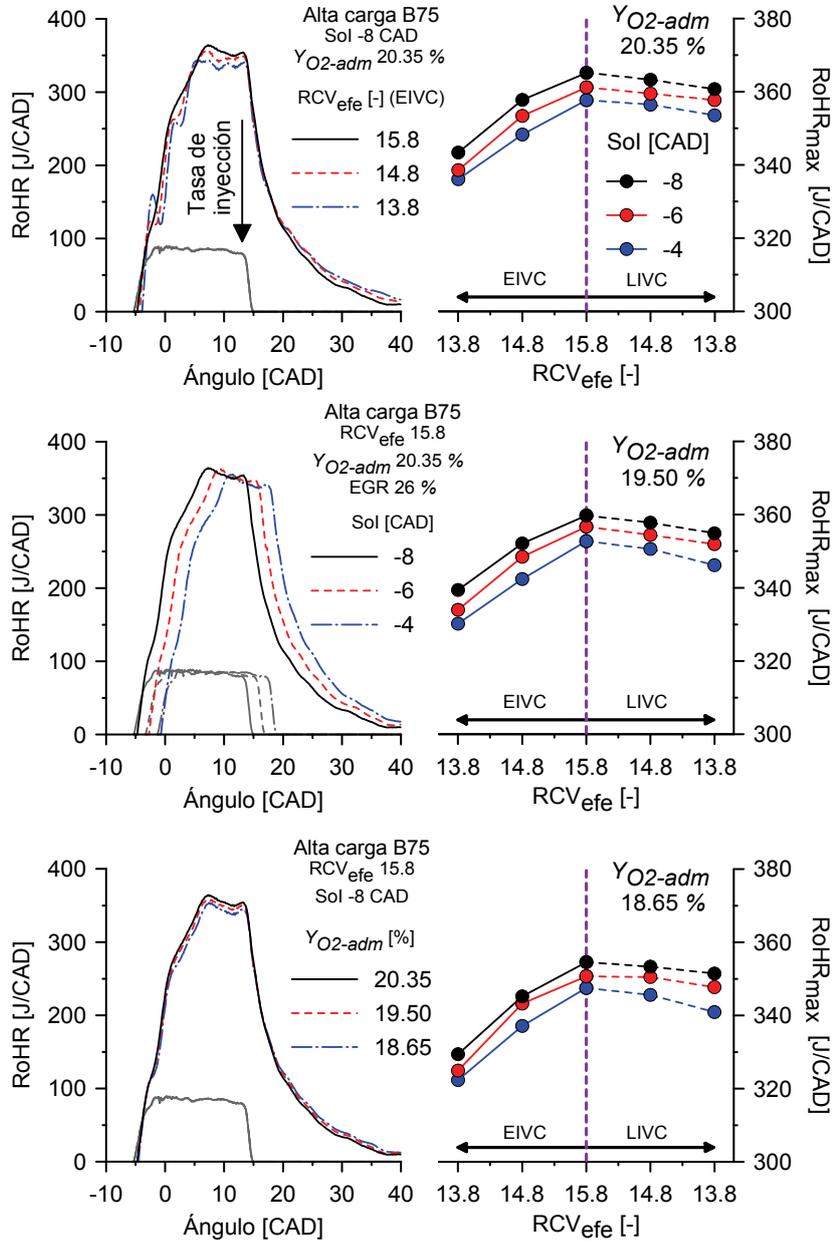


Figura 5.24. Evolución temporal de la tasa de liberación de calor (RoHR) durante el proceso de combustión (a modo de referencia se ha representado también la tasa de inyección) junto con su valor máximo para todas las condiciones de operación ensayadas.

$$\dot{m}_q = \dot{m}_{iny} \cdot \frac{1}{1 + \frac{dACT}{dt_{iny}}} \xrightarrow[\text{Considerando } n]{\text{Considerando } H_c} RoHR = \frac{\overbrace{\Delta m_{iny} \cdot H_c}^{\text{Inyección}}}{\Delta CAD} \cdot \frac{\overbrace{1}^{\text{Mezcla}}}{1 + \frac{\Delta ACT}{\Delta t_{iny}}} \quad (5.11)$$

Según el autor existe un significado físico para esta ecuación, ya que indica que *la masa quemada es igual a la masa inyectada y propiamente mezclada. Así, el tiempo de mezcla que pueda tener un paquete de combustible determinado juega un papel primordial en su quemado.* De este modo, el incremento del ACT con el tiempo (mayor $\Delta ACT/\Delta t_{iny}$) mientras se desarrolla el proceso de combustión indica un empeoramiento progresivo del proceso de mezcla. Además, un mayor incremento del ACT con el tiempo implica que la separación entre la ley de inyección y la de combustión aumenta más rápidamente durante el desarrollo del proceso de combustión o lo que es lo mismo, para una ley de inyección constante como la utilizada en el presente trabajo, la ley de combustión presenta obligatoriamente menos pendiente, y con ello una tasa de liberación de calor más baja, puesto que representa precisamente esta pendiente.

La expresión 6.2 se observa que el primer término situado a la derecha de la igualdad depende únicamente de la tasa de inyección y por ello se va a denominar como término de tasa. Por otro lado, el segundo término depende únicamente del parámetro ACT y con ello del proceso de mezcla y por lo tanto va a recibir la denominación de término de mezcla. Así pues, en la figura 5.25 se ha graficado la ROHR junto con los dos términos de la ecuación 6.2 en función de la fracción de masa quemada, esto último para guardar la analogía con las gráficas de la figura 5.23.

En las gráficas representadas en la figura 5.25 se confirma cómo el término de inyección es esencialmente similar en todos los casos, lo que implica que las diferencias que se observan en la tasa de liberación de calor tanto cuando se implementa un ciclo Atkinson como cuando se retrasa el SOI o se reduce Y_{O_2-adm} se deben a la alteración del término de mezcla, que en todos los casos disminuye.

5.4.4. Temperatura adiabática de llama

Una de las características principales del proceso de combustión Diesel es la temperatura que se alcanza en la superficie de reacción. Esta temperatura máxima de reacción es un parámetro fundamental que controla en gran medida

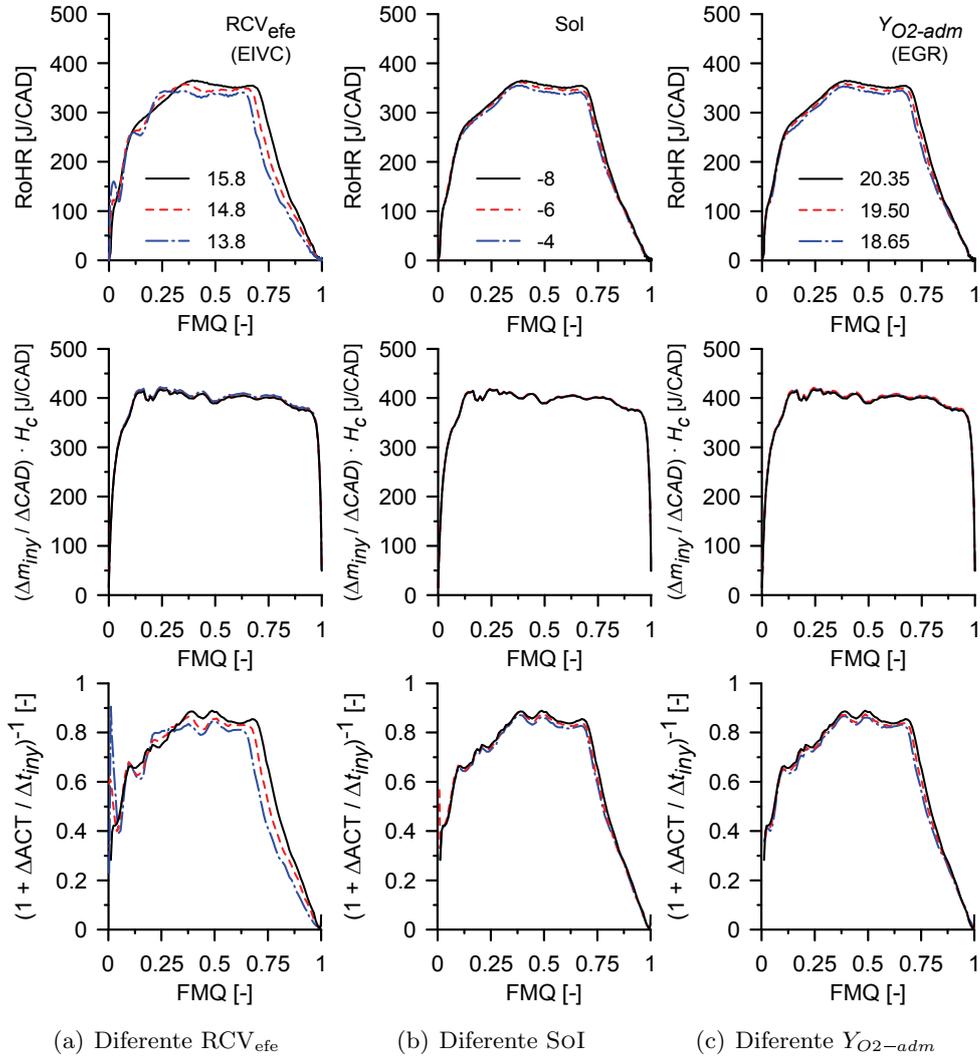


Figura 5.25. Descomposición de la tasa de liberación de calor en el término de inyección y el término de mezcla.

los procesos químicos relacionados con la formación/destrucción de los óxidos de nitrógeno y del hollín, entre otros contaminantes.

Sin embargo, como esta temperatura es generalmente difícil de medir experimentalmente y más en un motor sin accesos ópticos, se utiliza generalmente en su lugar la temperatura adiabática teórica suponiendo que en la zona de reacción existen condiciones estequiométricas, que se calcula

según el procedimiento que se describe en el apartado 4.3.4. Así pues, dentro del análisis del proceso de combustión Diesel se describe en último lugar el comportamiento de esta temperatura adiabática de llama. Para ello en la figura 5.26 se muestran los resultados obtenidos particularizando en este caso para el valor máximo de esta temperatura adiabática de llama a lo largo del proceso de combustión.

Antes de profundizar en el análisis de los resultados es importante considerar que según los principios de la termoquímica, la temperatura adiabática de llama que se alcanza tras una reacción química a presión constante depende de la temperatura inicial de los reactivos, de la composición inicial y final de la mezcla y en menor medida de la propia presión [21, 22]. De hecho, autores como Arrègle *et al.* [23] o Monin [24] omiten el efecto de la presión y correlacionan la temperatura adiabática de llama únicamente con la temperatura de los gases sin quemar¹² y con la fracción másica de oxígeno inicial antes de que comience el proceso de combustión obteniendo un elevado grado de ajuste. Coincidiendo con estos autores, en adelante se explicará el comportamiento de la temperatura adiabática de llama en función de la temperatura de los gases sin quemar y de la fracción másica de oxígeno inicial.

Volviendo a los resultados, se confirma cómo la implementación de un ciclo Atkinson es una estrategia que permite reducir la temperatura adiabática de llama, si bien la sensibilidad de este parámetro no es demasiado elevada. Esto se debe a que en este caso la temperatura adiabática de llama varía fundamentalmente debido a la temperatura de los gases sin quemar ya que la concentración de oxígeno inicial es la misma en todos los casos. A su vez, la temperatura de los gases sin quemar esta condicionada por la temperatura que se alcanza tras el proceso de compresión antes de que comience la combustión, y en la sección 5.3 se explica que esta última disminuye al reducirse RCV_{efe} [3, 19].

Por otra parte, los resultados que se muestran en la figura 5.26 en relación con la influencia de retrasar el SOI o disminuir Y_{O_2-adm} son perfectamente coherentes con la bibliografía [3, 19], ya que en ambos casos se reduce la temperatura adiabática de llama aunque por motivos diferentes. En el primer caso disminuye la temperatura de los gases sin quemar al desplazar la combustión hacia la etapa de expansión con lo que se disminuyen las variaciones temporales de presión que son las que en definitiva aumentan la

¹²Se recuerda que la temperatura de los gases sin quemar durante el proceso de combustión se calcula suponiendo que éstos evolucionan de forma adiabática a medida que la presión en cámara se modifica debido a la energía liberada por el propio proceso de combustión y al movimiento del pistón.

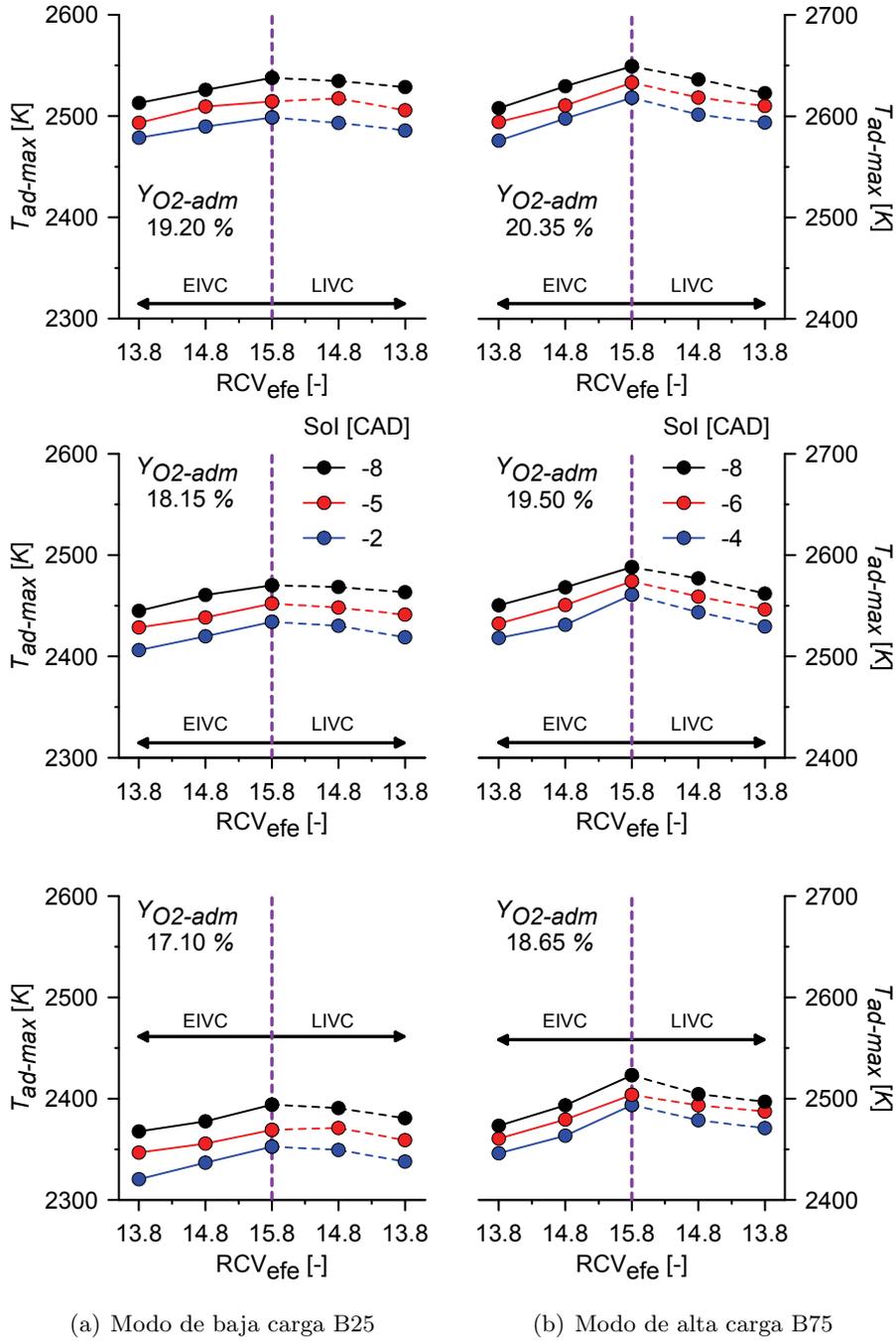


Figura 5.26. Influencia de RCV_{efe} , SOI e Y_{O_2-adm} sobre la temperatura adiabática de llama máxima.

temperatura de los gases sin quemar, siendo la concentración de oxígeno al inicio de la combustión constante para todos los casos. En el segundo caso lo que disminuye es la concentración de oxígeno manteniéndose prácticamente constante la evolución de la temperatura sin quemar.

5.5. Formación de contaminantes

Siguiendo la metodología planteada para realizar el análisis de resultados, es el momento de abordar el comportamiento de los contaminantes producidos mientras se desarrolla el proceso de combustión Diesel. Se trata pues de identificar las diferencias detectadas en estas emisiones en función de los parámetros objeto de la presente investigación. Se hará especial hincapié en los efectos en las emisiones introducidos por la variación en la RCV_{efe} derivada de la implementación de un ciclo tipo Atkinson.

El objetivo principal de este apartado es comprender y justificar las relaciones causa-efecto detectadas a partir de la información experimental en base a las diferencias en los procesos físicos y/o químicos más relevantes involucrados en la formación/destrucción de cada contaminante. De acuerdo con el orden que resulta más lógico, se analizan en primer lugar las emisiones de óxidos de nitrógeno y hollín ya que éstas son las dos principales emisiones contaminantes generadas por el proceso de combustión.

A lo largo de este apartado se prefiere realizar el estudio en base a los índices de emisiones (en g/kg_{fuel}) en lugar de sus correspondientes valores específicos (en g/kWh) ya que de esta forma se establece una relación intrínseca entre los niveles de emisiones y las características propias del proceso de combustión, sin introducir efectos colaterales asociados a las prestaciones del motor.

5.5.1. Óxidos de nitrógeno

Según se expone en el capítulo 2 de revisión bibliográfica, uno de los principales objetivos que se consideran cuando se plantea sustituir en un motor Diesel el ciclo termodinámico convencional por un ciclo tipo Atkinson es precisamente la reducción en las emisiones de óxidos de nitrógeno y por ello el análisis de estas emisiones es de especial interés. Las emisiones de INO_x registradas para las diferentes condiciones de operación se muestran en la figura 5.27.

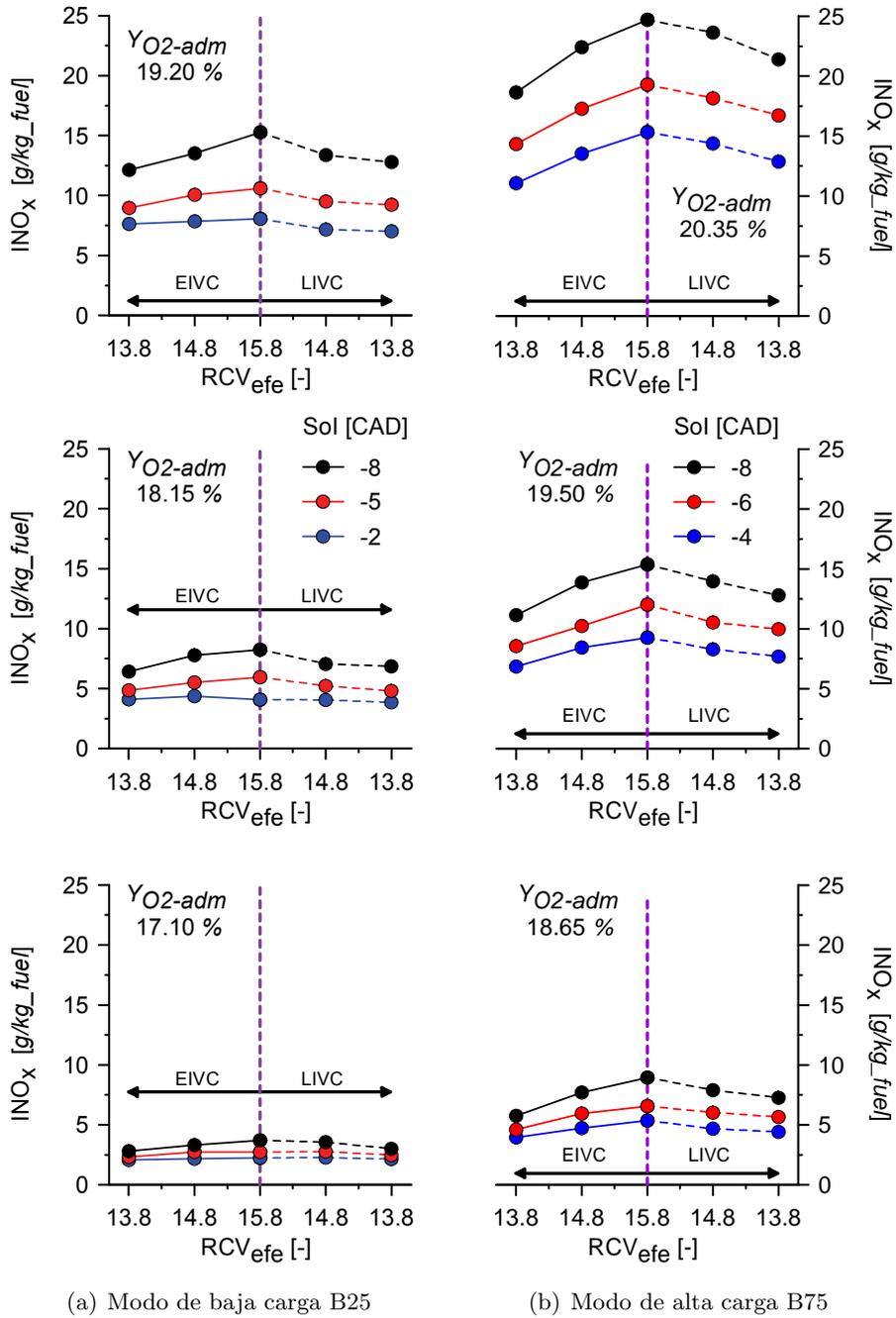
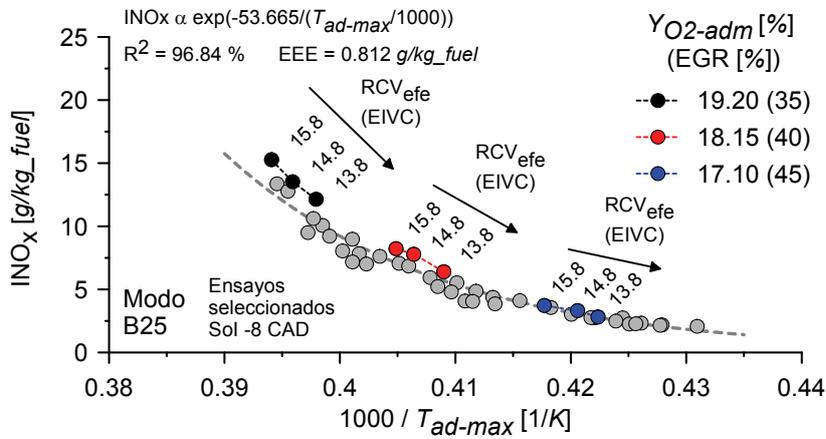
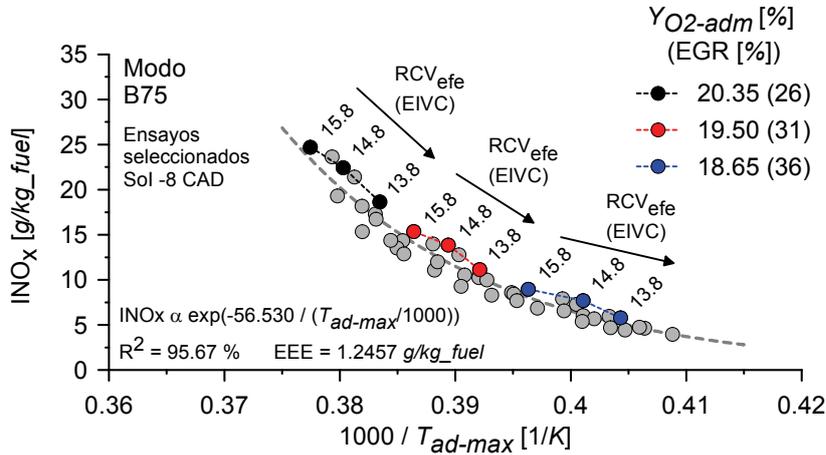


Figura 5.27. Influencia de RCV_{efe} , SOI e Y_{O_2-adm} sobre las emisiones de NO_x .

Atendiendo a la figura 5.27 se observa en una primera aproximación cómo efectivamente la implementación de un ciclo Atkinson es una estrategia que permite reducir estas emisiones [3, 19], al igual que las estrategias clásicas como retrasar el SOI [25] o reducir Y_{O_2-adm} [26]. Para profundizar en la explicación del comportamiento de las emisiones de INO_x se ha introducido la figura 5.28 donde se correlacionan éstas con una temperatura característica del proceso de combustión, que en este caso es la temperatura adiabática de llama máxima.



(a) Modo de baja carga B25



(b) Modo de alta carga B75

Figura 5.28. Relación entre la temperatura adiabática de llama máxima y la producción de óxidos de nitrógeno para condiciones de baja y alta carga.

La estructura de la correlación propuesta se corresponde con una expresión tipo Arrhenius, ya que se asume que en condiciones de combustión Diesel convencional donde se alcanzan altas temperaturas locales los óxidos de nitrógeno se originan fundamentalmente de acuerdo con el clásico mecanismo térmico extendido de Zeldovich [27], que es fuertemente dependiente de la temperatura local de combustión.

Estas correlaciones se presentan en las gráficas 5.28(a) y 5.28(b) para condiciones de baja y alta carga respectivamente, donde la gran calidad de los ajustes implica que prácticamente en todo el rango investigado los óxidos de nitrógeno efectivamente se forman fundamentalmente según esta vía térmica.

Sin embargo, en las condiciones correspondientes a bajas temperaturas de combustión (extremo derecho de las gráficas 5.28(a) y 5.28(b)) las emisiones de INO_x ya prácticamente no dependen de la temperatura, por lo que el mecanismo térmico pierde relevancia en favor de la formación de óxidos de nitrógeno por las vías *prompt* y N_2O que ya no son tan dependientes de la temperatura [28]. En esta zona, la reducción de la temperatura de combustión por medio de la implementación de ciclos Atkinson es mucho menos efectiva para reducir los óxidos de nitrógeno.

Para concluir, los efectos que se observan tanto al retrasar el SOI como al reducir $Y_{\text{O}_2-\text{adm}}$ sobre la emisión de INO_x son una vez más coherentes con la literatura, en ambos casos disminuye la temperatura adiabática de llama y con ello la tasa de formación de NO_x por la vía térmica, como bien se demuestra de nuevo la partir de las correlaciones obtenidas.

5.5.2. Hollín

Un aspecto muy importante que debe ser considerado para identificar el potencial del ciclo Atkinson en motores Diesel en condiciones de combustión convencional consiste en identificar su influencia sobre las emisiones de hollín. Sin embargo, en la revisión bibliográfica realizada previamente se ha detectado que prácticamente no existe información en la literatura a este respecto, como por ejemplo en los trabajos de Parvate-Patil *et al.* [29] o Lancefield *et al.* [30].

Como punto de partida, en la figura 5.29 se muestran los resultados obtenidos para todos los ensayos realizados tanto en condiciones de baja carga (gráficas 5.29(a)) como para alta carga (gráficas 5.29(b)), donde se observa sin lugar a dudas cómo la reducción en RCV_{efe} se asocia con un incremento importante en las emisiones de hollín en la gran mayoría de las condiciones de operación [3, 19]. Si bien es cierto que atendiendo a los resultados mostrados en esta figura hay que exceptuar aquellas condiciones

de baja carga donde la combustión se desarrolla con la fase de premezcla extendida, cuando los procesos de inyección y combustión prácticamente no coexisten temporalmente.

Numerosos estudios han demostrado que esta tipología de combustión basada en prolongar el tiempo de retraso mediante estrategias convencionales (retraso del SOI, reducción de Y_{O_2-adm} , etc.) hasta que el proceso de combustión se desarrolla fundamentalmente en premezcla pobre permite controlar simultáneamente las emisiones de óxidos de nitrógeno y hollín, valga como ejemplo los trabajos de Kimura *et al.* [31, 32] o Molina *et al.* [33] donde en ambos casos se conseguía el objetivo perseguido fundamentalmente retrasando el SOI. En este caso, y según la figura 5.29(a) estas condiciones se han alcanzado combinando la aplicación de un ciclo tipo Atkinson junto con el retraso del SOI y la reducción de Y_{O_2-adm} , si bien el estudio en detalle de este tipo de proceso de combustión no convencional queda fuera de los objetivos planteados para esta investigación.

Retomando el análisis del comportamiento de las emisiones de hollín en condiciones de combustión convencional donde existe solape entre los procesos de inyección y combustión, el nivel final de este contaminante es el resultado de una competencia entre el proceso de formación en el seno del chorro y el de oxidación en el frente de llama, y por lo tanto ambos procesos son importantes.

Por un lado, según diferentes fuentes la formación de hollín en el seno de un chorro Diesel está controlada por diversos factores entre los que se encuentran el dosado relativo medio en la sección correspondiente al *lift-off*, la temperatura en la zona interna del chorro y el tiempo de residencia que tarda una partícula de combustible en alcanzar la zona de reacción o llama [34–36]. De todos estos factores, parece que el dosado relativo al *lift-off* es el más relevante porque controla la formación de los compuestos que actúan de precursores, tanto es así que Siebers y Higgins [34] concluyen que cuando éste se encuentra por debajo de un valor de 2 ya no existe formación de hollín en el chorro.

Al implementar un ciclo Atkinson se reduce este dosado al *lift-off* porque disminuye la densidad y la temperatura del gas en la cámara de combustión. Para estimar la importancia de la formación de hollín se ha utilizado la correlación propuesta por Pickett *et al.* [37] para calcular la longitud de *lift-off* y la expresión deducida por Siebers y Higgins [34] para evaluar el dosado medio en el *lift-off*. En condiciones de baja carga los resultados indican que este parámetro varía entre 4 y 3, mientras que para alta carga la situación es aún más desfavorable y el intervalo es el comprendido entre 6.5 y 4.5. Al estar estos valores claramente por encima de 2, la tasa de formación de hollín nunca va a ser despreciable.

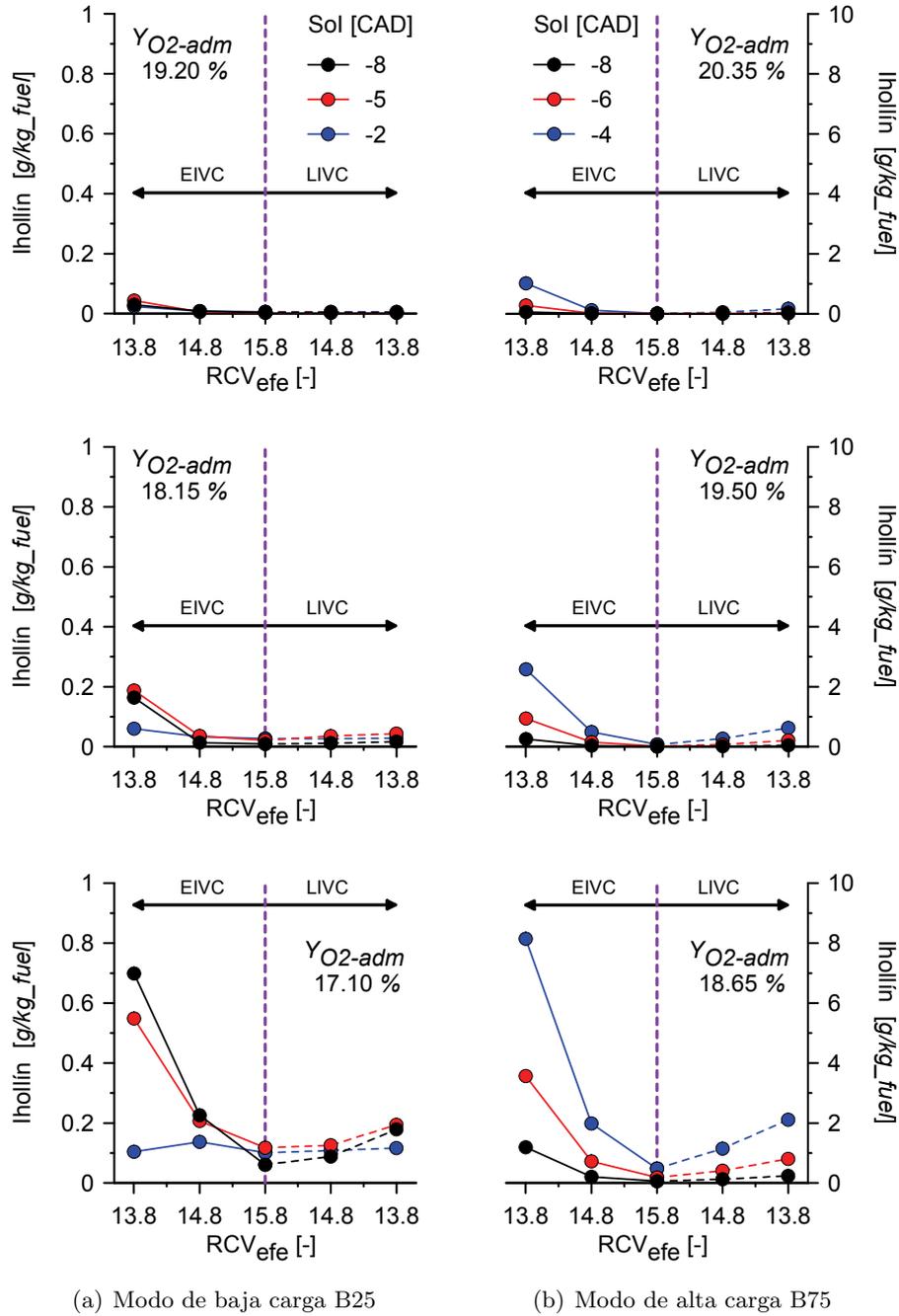


Figura 5.29. Influencia de RCV_{efe} , SOI e Y_{O_2-adm} sobre las emisiones de I_{hollin} .

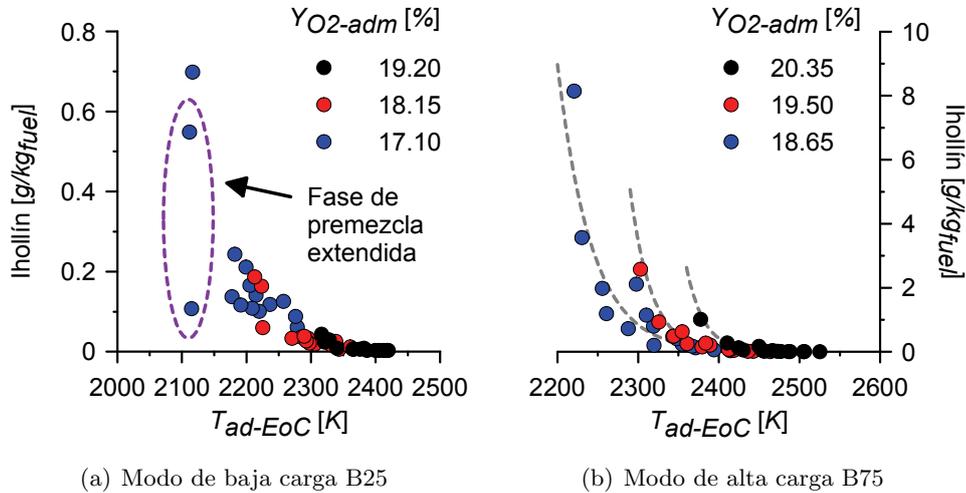


Figura 5.30. Relación entre la temperatura adiabática de llama al final del proceso de combustión y las emisiones de *I*_{hollín}.

Además, según la figura 5.29 menores RCV_{efe} , y con ello menores dosado en el *lift-off*, se corresponden con mayores emisiones de hollín y por ello parece razonable asociar el incremento en las emisiones de hollín al proceso de oxidación. De acuerdo con Dec y Kelly-Zion [38] el proceso de oxidación una vez finalizada la etapa de inyección es especialmente relevante para las emisiones finales de hollín, y según Huestis *et al.* [39] la tasa de oxidación en esta etapa final de la combustión depende fundamentalmente de la temperatura más que del proceso de mezcla.

En este contexto, se ha representado en la figura 5.30 la emisión de hollín frente a la temperatura adiabática de llama al final del proceso de combustión (cuando se ha quemado el 95 % del combustible inyectado), que es el parámetro que se ha utilizado como estimador de la calidad del proceso de oxidación tardía del hollín.

A pesar de la estratificación que se observa en la figura 5.30 en función de la fracción másica de oxígeno, los resultados indican que a medida que se reduce esta temperatura adiabática de llama en la etapa final del proceso de combustión se produce un aumento en las emisiones finales de hollín.

Así pues, se concluye de este análisis que la implementación de un ciclo tipo Atkinson incrementa las emisiones de hollín debido al deterioro en el proceso de mezcla entre el gas y el combustible detectado tanto en baja carga (apartado 5.4.2) como en alta carga (apartado 5.4.3). Esto implica una mayor

duración del proceso de combustión que además se retrasa en el ciclo, lo que da lugar a la reducción de la temperatura de llama durante la etapa final del proceso de combustión con la consiguiente efecto negativo sobre la tasa de oxidación de hollín.

5.6. Rendimiento térmico y consumo

Tradicionalmente, se asume que la aplicación de un ciclo tipo Atkinson mejora el rendimiento debido fundamentalmente a que la carrera de compresión es más corta que la de expansión. Este razonamiento es válido en MEP donde la relación de compresión está limitada por el fenómeno de la detonación y por lo tanto la base de comparación es el motor de volumen correspondiente a la relación de compresión y no a la de expansión, que es inalcanzable¹³. Por este motivo, entre otros que se comentan en el apartado 2.2.3, el ciclo Atkinson permite incrementar el rendimiento de este tipo de motores.

En motores Diesel (MEC) no existe tal limitación en la relación de compresión ya que se admite únicamente comburente y no existe posibilidad de detonación, por lo tanto en este caso debe considerarse como base de comparación el motor de volumen correspondiente a la relación de expansión, que siempre es alcanzable, y por ello no es evidente el efecto que el ciclo Atkinson produce sobre el rendimiento de este tipo de motores.

Para esclarecer esta incertidumbre se propone inicialmente un estudio de tipo teórico donde las condiciones de contorno externas al ciclo termodinámico están perfectamente controladas y por otra parte se muestran posteriormente los resultados obtenidos de forma experimental.

En el momento de establecer una base de comparación adecuada para evaluar si efectivamente el ciclo Atkinson mejora el rendimiento de los motores Diesel surgen dos condicionantes que deben ser considerados y que justifican la necesidad de realizar un estudio teórico preliminar para complementar los resultados experimentales.

- *La importancia de considerar el trabajo de bombeo.* Para comparar entre el ciclo Diesel y las dos versiones del ciclo Atkinson (adelantando o retrasando el cierre de las válvulas de admisión) en términos de trabajo indicado, no es suficiente con calcular el trabajo indicado asociado

¹³A modo de ejemplo se cita el motor tipo MEP que equipa el Toyota Prius versión 2008, que dispone de una relación de compresión de 8 frente a una relación de expansión de 13.

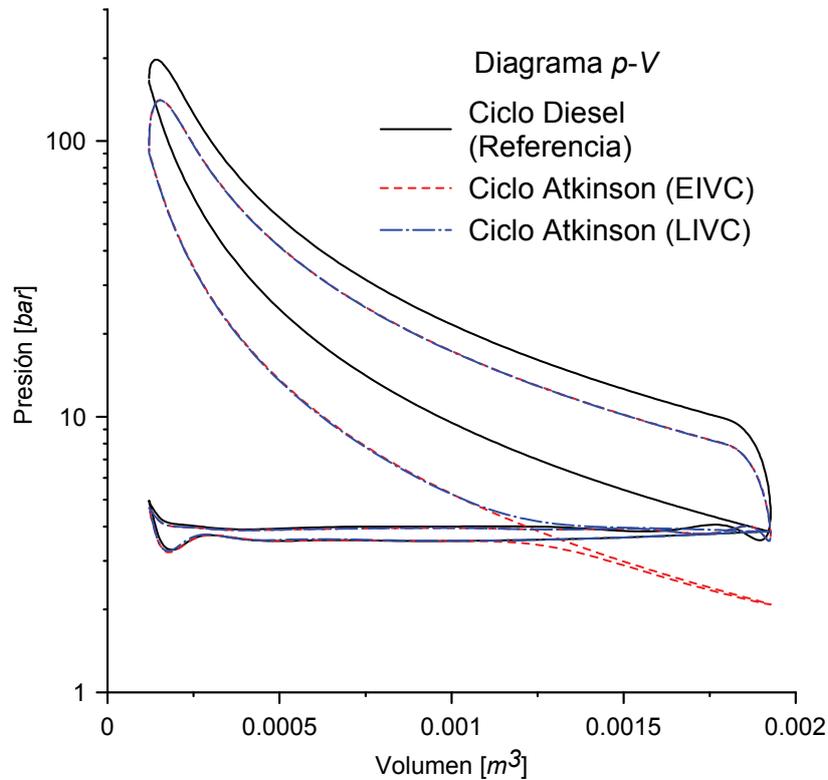
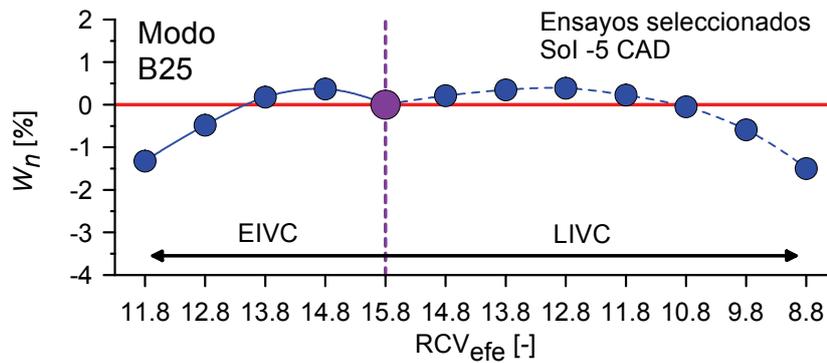


Figura 5.31. Comparación entre los diagramas indicadores generados por el ciclo Diesel y las dos versiones del ciclo Atkinson (EIVC y LIVC).

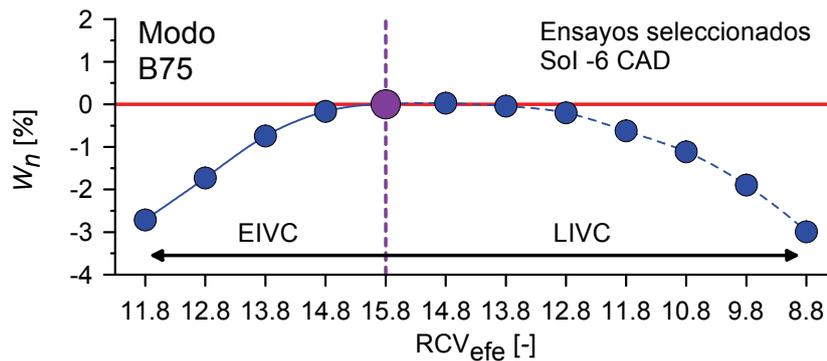
únicamente al lazo de alta presión integrando desde 180 CAD antes del PMS de combustión hasta 180 CAD después de dicho punto. En la figura 5.31 se muestra un ejemplo en el que es evidente que este procedimiento induce a resultados engañosos, ya que en los casos que se muestran el trabajo indicado calculado por el lazo de alta presión es sensiblemente mayor para el ciclo Atkinson implementado adelantando el ángulo de cierre de las válvulas de admisión que en el caso de retrasar dicho cierre.

- *El efecto sobre el proceso de combustión.* En el caso de implementar un ciclo Atkinson en un motor real, inevitablemente se producen efectos colaterales sobre el proceso de combustión que ya se han visto a lo largo de este capítulo que son negativos. Por lo tanto, cuando se analizan resultados experimentales en términos de rendimiento, éstos

están influenciados por dichos efectos y por ello no es posible determinar si el ciclo Atkinson en sí mismo es termodinámicamente favorable.



(a) Modo de baja carga B25



(b) Modo de alta carga B75

Figura 5.32. Resultados de trabajo indicado neto obtenidos mediante el modelo de acción de ondas.

Para reducir los efectos de ambos condicionantes, se ha utilizado nuevamente el modelo de acción de ondas ajustado a las condiciones de baja y alta carga. En este caso se ha simplificado por un lado fijando la misma presión para la admisión y para el escape con el objeto de minimizar el trabajo asociado al lazo de bombeo, y por otro lado manteniendo la ley de combustión constante para todas las simulaciones.

Los resultados generados por este modelo en términos de trabajo indicado neto (W_n) se muestran en la figura 5.32. A partir de la gráfica 5.32(a) se infiere que en baja carga reducir moderadamente RCV_{efe} produce un ligero beneficio

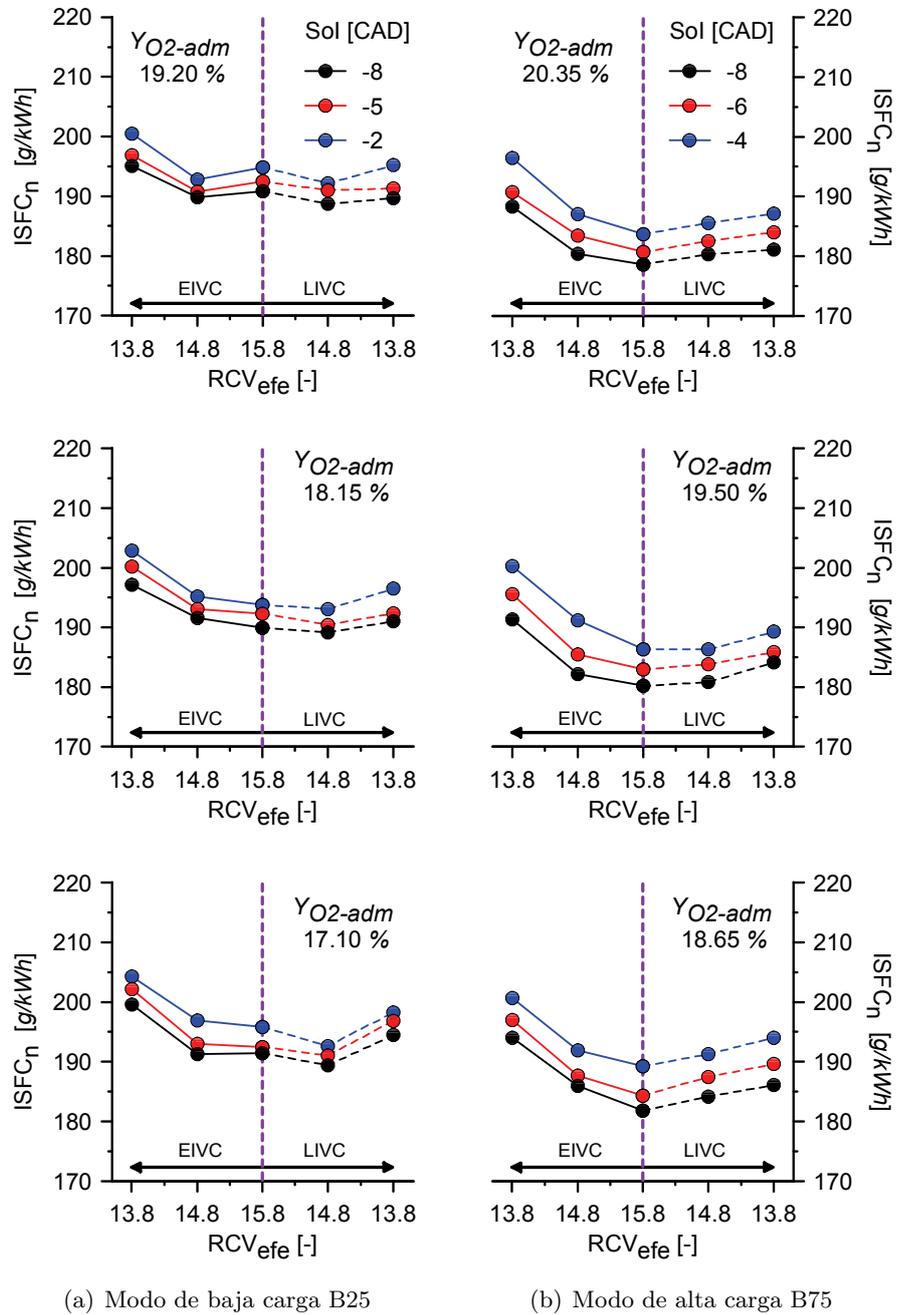


Figura 5.33. Influencia de RCV_{efe} , SOI e Y_{O_2-adm} sobre el consumo indicado neto.

en términos de trabajo indicado neto¹⁴, aunque este beneficio es pequeño (un 0.5 % como máximo). Por otro lado, si se sigue reduciendo RCV_{efe} el trabajo indicado neto se reduce rápidamente. En la gráfica 5.32(b) correspondiente a alta carga la situación es incluso más desfavorable, ya que la reducción de RCV_{efe} siempre implica un descenso en el trabajo indicado neto.

Este resultado teórico es muy importante, ya que demuestra que en el caso de motores Diesel la implementación de un ciclo tipo Atkinson para reducir la relación de compresión respecto a la de expansión no implica mejorar el rendimiento térmico de dicho motor, sino que al contrario resulta termodinámicamente desfavorable.

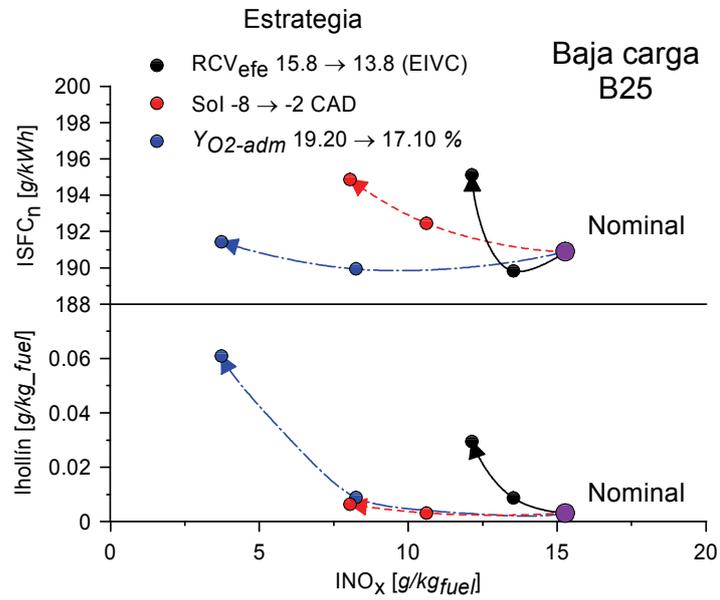
Finalmente, los resultados de consumo de combustible indicado neto que se muestran en la figura 5.33 suponen la confirmación experimental de la conclusión anterior, ya que en baja carga se observa que al reducir RCV_{efe} inicialmente el consumo de combustible indicado neto disminuye ligeramente para luego aumentar cuando se sigue reduciendo RCV_{efe} . Para el caso de alta carga, el consumo de combustible indicado neto siempre aumenta al reducir RCV_{efe} . Además, el deterioro del proceso de mezcla asociado a la implementación de un ciclo Atkinson contribuye en gran medida a reducir el rendimiento térmico del motor y con ello a aumentar el consumo de combustible indicado neto.

5.7. Comparación entre estrategias

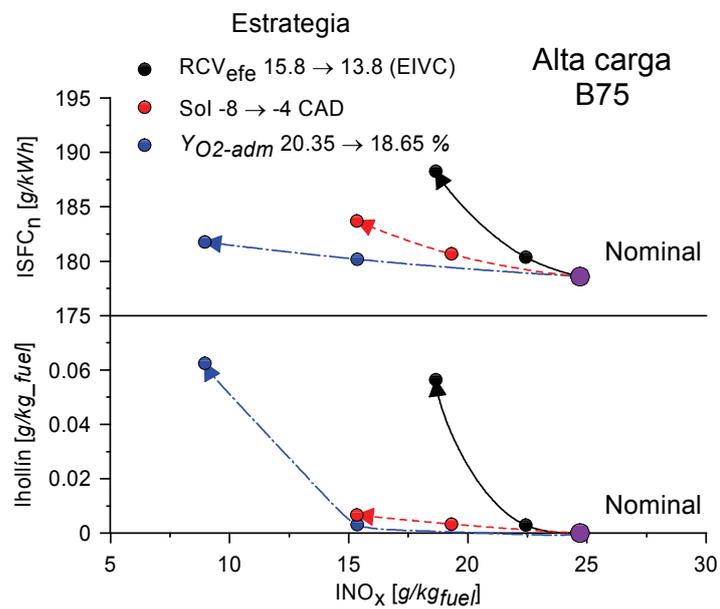
Como última etapa de la descripción y análisis de los resultados, se procede a comparar entre sí las tres estrategias objeto de estudio en términos de emisión de contaminantes y consumo de combustible. De esta forma se contextualizan las prestaciones que ofrece el ciclo Atkinson en comparación con otras dos estrategias más convencionales, en este caso el retraso del SOI y la reducción de Y_{O_2-adm} mediante la recirculación de gases de escape. Esta comparación en forma de *trade-offs* se ha incluido en la figura 5.34.

El resultado de esta comparación entre estrategias es evidente, ya que tanto en baja carga (gráfica 5.34(a)) como en alta carga (gráfica 5.34(b)) las prestaciones que ofrece la implementación de un ciclo Atkinson en condiciones de combustión convencional son muy inferiores a aquellas correspondientes al retraso del SOI o la reducción de Y_{O_2-adm} . Especialmente en alta carga, en condiciones iso- INO_x , tanto las emisiones de hollín como el consumo de

¹⁴Posteriormente se observará este mismo comportamiento en los resultados experimentales.



(a) Modo de baja carga B25



(b) Modo de alta carga B75

Figura 5.34. Comparación entre el ciclo Atkinson y las otras dos estrategias más convencionales objeto de estudio.

combustible son sensiblemente mayores para el ciclo Atkinson que para las otras dos estrategias.

No obstante tras la descripción y el análisis del ciclo Atkinson que se ha desarrollado a lo largo de este capítulo, se han identificado las causas fundamentales que generan estos resultados que hacen que esta estrategia no resulte de aplicación en motores Diesel y que se exponen en el apartado siguiente.

5.8. Síntesis y conclusiones

En el presente capítulo se ha realizado un análisis de las características asociadas a la implementación de un ciclo Atkinson adelantando o retrasando el ángulo de cierre de las válvulas de admisión en un motor Diesel industrial, utilizando para ello las diferentes fuentes de información tanto teóricas como experimentales. De esta forma ha sido posible identificar los diferentes efectos que esta estrategia introduce sobre las condiciones termodinámicas del gas atrapado en el cilindro, el proceso de combustión, la formación de contaminantes y el rendimiento térmico del motor.

En relación con las condiciones termodinámicas del gas atrapado en el cilindro, la menor duración del proceso de admisión implica una importante disminución de la masa de gas que permanece en el cilindro durante el ciclo cerrado y con ello evidentemente disminuye de la densidad en cámara. Por otra parte, la reducción de la relación de compresión volumétrica efectiva modifica la evolución de la presión y la temperatura del gas durante la compresión disminuyendo los valores de ambos parámetros que se alcanzan en el momento en el que comienza el proceso de inyección. En este aspecto, la conclusión más importante es la escasa sensibilidad que experimenta la temperatura del gas con respecto a la relación de compresión.

Respecto a la influencia sobre el proceso de mezcla del chorro Diesel, se ha constatado que éste se deteriora. En condiciones inertes, es la reducción de la densidad del gas la que condiciona el proceso de mezcla por ser el parámetro controlante, mientras que en condiciones reactivas además de la densidad hay que considerar el efecto de la reducción progresiva de la fracción másica de oxígeno en el gas a medida que progresa el proceso de combustión, por lo que el deterioro del proceso de mezcla es aún mayor.

El efecto más destacable sobre el proceso de combustión en baja carga es el importante incremento en el tiempo de retraso, que se ha confirmado que es fuertemente dependiente de la presión, la temperatura y la fracción másica

de oxígeno en el gas ambiente. Debido a ello se extiende la fase de combustión en premezcla por lo que resulta una estrategia interesante para alcanzar condiciones de combustión con la fase de premezcla extendida. Por otra parte, en alta carga el tiempo de retraso es siempre pequeño comparado con el tiempo de inyección y el proceso de combustión está fundamentalmente controlado por mezcla y en estas condiciones esta estrategia no resulta interesante.

En la última etapa del análisis, se ha confirmado que en condiciones de combustión Diesel convencional la implementación de un ciclo tipo Atkinson permite reducir las temperaturas de combustión y con ello las emisiones de óxidos de nitrógeno, aunque esta reducción es limitada. Por el contrario las emisiones de hollín en general se incrementan ostensiblemente debido fundamentalmente al deterioro del proceso de oxidación tras el final de la etapa de inyección. Además se ha demostrado que el ciclo Atkinson no resulta termodinámicamente favorable y esto, junto con el incremento de la duración del proceso de combustión, causa un mayor consumo de combustible.

Finalmente, se puede afirmar sin lugar a dudas que existen estrategias convencionales que resultan más adecuadas para ser aplicadas en motores Diesel, como el retraso en el inicio de la inyección o la reducción en la concentración de oxígeno en el gas mediante la recirculación de gases de escape.

5.A. Anexo: Ajuste del modelo de acción de ondas

El modelo de acción de ondas ha demostrado ser una herramienta de gran utilidad para conocer el comportamiento del motor en relación con el proceso de renovación de la carga. Sin embargo, para obtener información fiable de este modelo es necesario realizar previamente un proceso de ajuste a partir de resultados experimentales con el motor operando en unas condiciones de referencia.

Precisamente la tabla 5.5 contiene las condiciones de operación nominales para los parámetros más relevantes relacionados con los procesos de admisión y escape que han sido establecidas como referencia para ajustar el modelo tanto en baja como en alta carga.

Tabla 5.5. Condiciones de referencia utilizadas para realizar el ajuste del modelo de acción de ondas.

MODO	Gestión de la distribución				Sobrealimentación y EGR				
	EVO (CAD)	EVC (CAD)	IVO (CAD)	IVC (CAD)	lift (mm)	p_{adm} (bar)	T_{adm} (°C)	p_{esc} (bar)	EGR (%)
B25						1.6	54	1.9	35.0
B75	147	347	375	540	10	3.8	63	4.2	26.0

En cuanto al proceso de combustión, el modelo de acción de ondas es un dato de entrada ya que éste necesita una ley de liberación de calor (HRL) simulada a partir de la que se mide en el motor. En este caso, la figura 5.35 muestra comparativamente las leyes de liberación calor medidas con las simuladas y sus correspondientes derivadas (ROHR), observándose un grado de precisión que se considera suficiente¹⁵. A pesar de que no es estrictamente correcto se ha mantenido la misma ley de liberación de calor para los diferentes valores de RCV_{efe} en cada modo de operación, demostrándose tras comparar con los resultados experimentales que efectivamente el modelo funciona correctamente pese a imponer esta exigente condición.

Una vez introducidas todas las condiciones de contorno en el modelo incluyendo la ley de liberación de calor simulada y tras el correspondiente

¹⁵De hecho, en este trabajo donde el motor utilizado es monocilíndrico y sobrealimentado externamente (sin turbogruppo), los procesos de admisión y de escape se encuentran desacoplados y los efectos de la ley de liberación de calor sobre los procesos de renovación de la carga son relativamente pequeños, siendo mucho más importante la energía total liberada por el combustible.

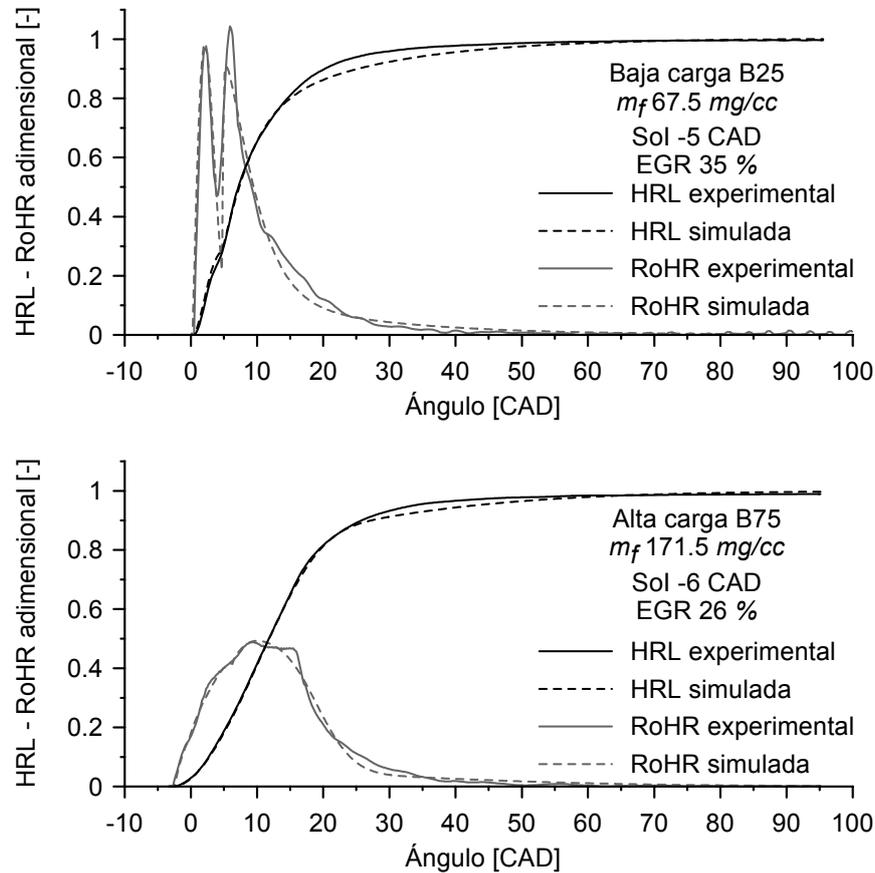


Figura 5.35. Leyes de liberación de calor experimentales y las simulaciones correspondientes para ser introducidas en el modelo de acción de ondas.

proceso de ajuste para el caso de referencia en cada modo de operación, se valida la calidad de los resultados obtenidos con el modelo de acción de ondas comparándolos con los valores medidos en el motor. Esta comparación entre resultados modelados y medidos se presenta en la figura 5.37(a) para el caso de baja carga y en la figura 5.37(b) para condiciones de alta carga. En ambas gráficas se observa cómo las evoluciones temporales modeladas y medidas de las presiones en el cilindro y en ambos colectores son razonablemente parecidas. Para este estudio es especialmente importante el grado de exactitud que se ha alcanzado tanto en la amplitud como en la frecuencia de las ondas de presión que viajan por el colector de admisión puesto que como se discutirá en el

anexo 5.B desplazar el ángulo de cierre de las válvulas de admisión introduce importantes modificaciones en estas ondas que repercuten directamente sobre el rendimiento volumétrico del motor.

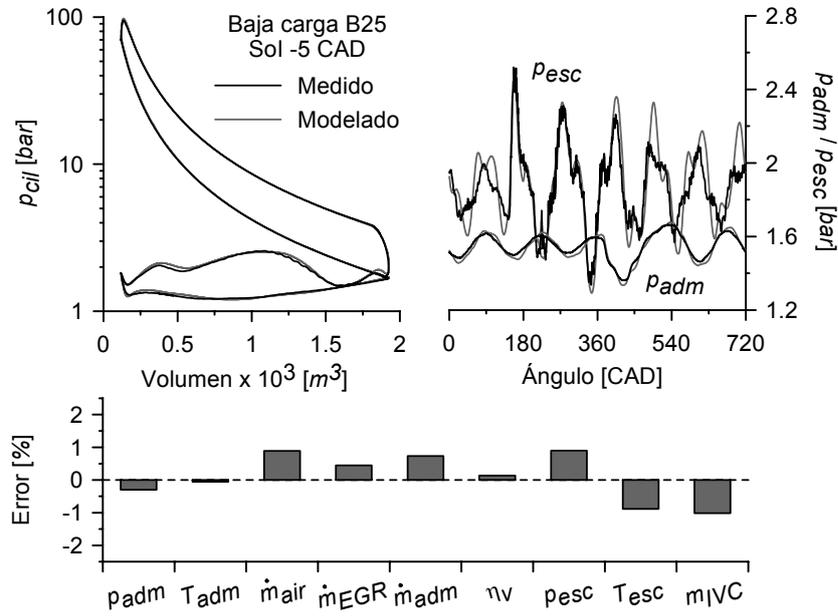
Se constata también que para los parámetros medios de interés el error cometido por el modelo es inferior al $\pm 3\%$ del valor obtenido experimentalmente. Como es de esperar, los errores más significativos se comenten en la estimación de la temperatura de los gases de escape en parte por las diferencias entre las leyes de liberación de calor medidas y las simuladas. Sin embargo, estas diferencias no son relevantes en este caso puesto que la temperatura en el colector de admisión se ha mantenido constante, lo que implica que las condiciones termodinámicas de presión, temperatura y densidad del gas en la admisión son prácticamente independientes de las del escape incluso cuando se recirculan gases de escape¹⁶.

5.B. Anexo: Influencia del ángulo de cierre de las válvulas de admisión en el proceso de renovación de la carga

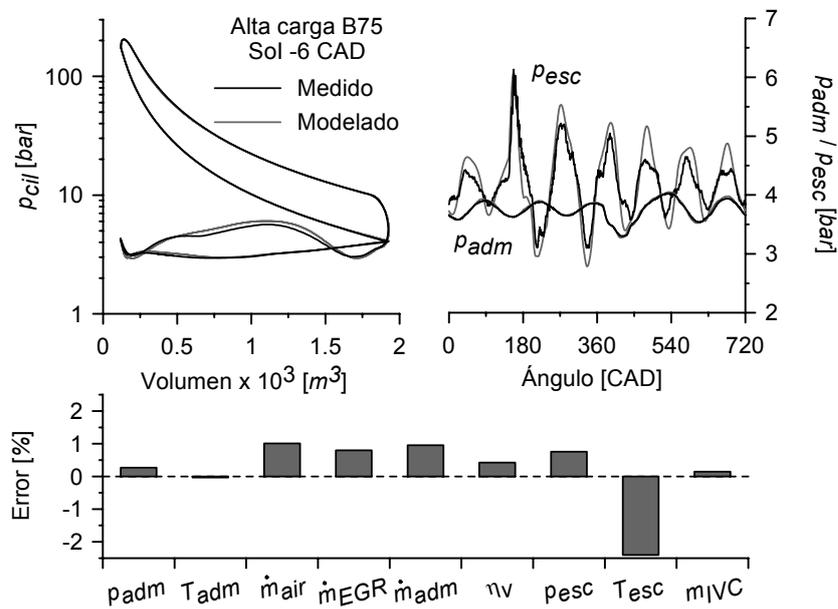
A partir de los resultados obtenidos mediante el modelo de acción de ondas es posible describir las diferencias en el proceso de renovación de la carga que se observan para un mismo valor de RCV_{efe} en función de si se adelanta o se retrasa el ángulo de cierre de las válvulas de admisión. Entre estas diferencias, las más relevantes para este estudio son aquellas que se generan en la masa total atrapada en el cilindro en el instante de cierre de las válvulas de admisión (m_{IVC}) y en las condiciones termodinámicas de presión (p_{IVC}), temperatura (T_{IVC}) y finalmente densidad (ρ_{IVC}) en las que se encuentra dicha masa en este instante.

Para explicar las diferencias observadas en la masa atrapada en el cilindro al cierre de la admisión se ha representado en la figura 5.37 el gasto másico instantáneo por admisión junto con la evolución temporal de la masa contenida en el cilindro para las condiciones de operación de baja y alta carga. En esta figura se confirma que el perfil de levantamiento de las válvulas de admisión nominal efectivamente maximiza el valor de la masa atrapada y el rendimiento volumétrico del motor ya que el cierre de válvulas se produce justo en el

¹⁶Este resultado es evidente al aplicar la ecuación de los gases perfectos $p = \rho \cdot R \cdot T$ al gas en la admisión compuesto por aire más gases recirculados, y considerando que en este caso p y T se mantienen constantes al introducir EGR, por lo tanto ρ cambia ligeramente a medida que R se adapta a la composición del gas.

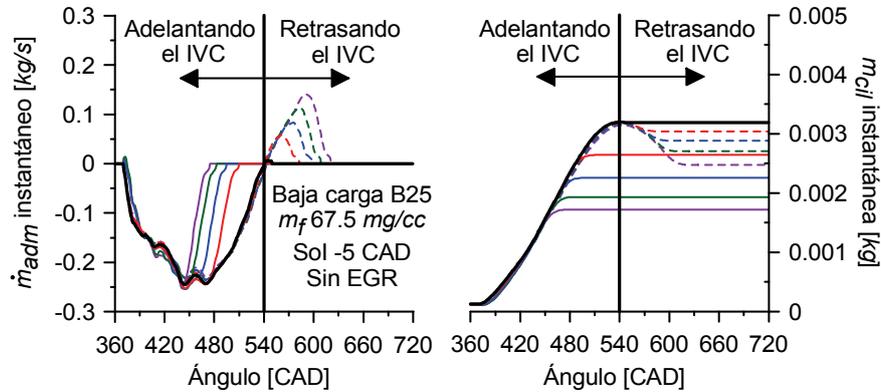


(a) Modo de baja carga B25

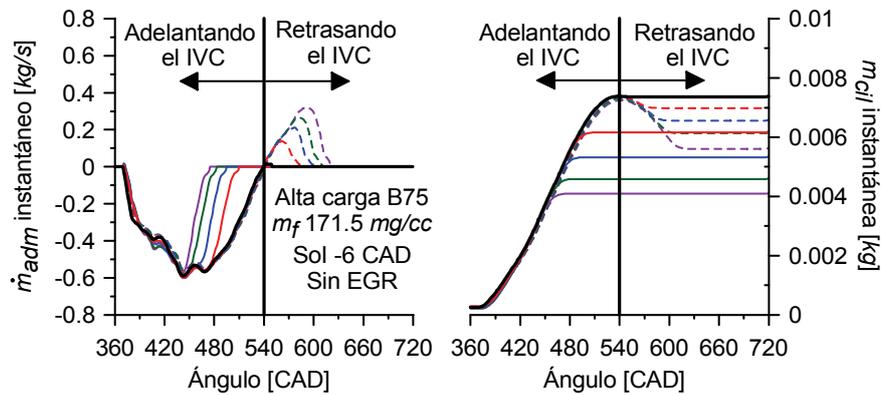


(b) Modo de alta carga B75

Figura 5.36. Comprobación de la calidad del ajuste del modelo de acción de ondas para las condiciones de operación de referencia.



(a) Modo de baja carga B25



(b) Modo de alta carga B75

Figura 5.37. Evolución temporal del gasto másico trasegado por las válvulas de admisión y de la masa contenida en el interior del cilindro. Un valor positivo de gasto másico instantáneo implica que el flujo se dirige hacia el colector de admisión, mientras que un valor negativo indica que el flujo se desplaza hacia el interior del cilindro.

instante en el que comienza a existir reflujos de masa desde el cilindro hacia el colector de admisión.

A partir de la configuración nominal, se puede demostrar que a igualdad de RCV_{efe} se produce una reducción sistemáticamente mayor de la masa atrapada en el cilindro al adelantar el ángulo de cierre de las válvulas de admisión que al retrasar dicho ángulo, según se evidencia en la figura 5.37. A partir de los gastos másicos instantáneos por admisión representados en la misma figura se

detecta que este fenómeno está relacionado en parte con la reducción del área efectiva de las válvulas de admisión durante el período de cierre de éstas.

Así pues, al adelantar el ángulo de cierre de las válvulas de admisión esta reducción de área restringe la *entrada* de masa al cilindro, lo que se refleja en una reducción progresiva del gasto másico instantáneo hacia el cilindro que comienza unos 20 CAD antes del cierre de las válvulas de admisión. Sin embargo, retrasando el ángulo de cierre de las válvulas de admisión hasta alcanzar el mismo valor de RCV_{efe} , la restricción de área se opone a la *salida* de masa desde el cilindro¹⁷ y se produce una reducción en este caso del reflujo de gasto másico instantáneo desde el cilindro que también comienza alrededor de 20 CAD antes del cierre de las válvulas de admisión. Así pues, este comportamiento intrínsecamente asimétrico permite generalizar las tendencias observadas comparando la masa atrapada al adelantar o retrasar el ángulo de cierre de las válvulas de admisión.

De acuerdo con la figura 5.38, para caracterizar el proceso de renovación de la carga queda por identificar únicamente el origen de las diferencias en las condiciones termodinámicas de presión, temperatura y densidad del gas atrapado en el interior del cilindro en el instante en el que se cierran las válvulas de admisión. Atendiendo a las expresiones 5.12 que definen las evoluciones politrópicas de los gases ideales, para un determinado valor de RCV_{efe} estas diferencias de presión y temperatura al cierre de las válvulas de admisión son básicamente las responsables de que las condiciones de presión y temperatura que alcanza el gas al final de la carrera de compresión sean diferentes cuando se adelanta o se retrasa el ángulo de cierre de las válvulas de admisión. En el caso de la densidad obviamente su comportamiento está directamente relacionado con el de la masa atrapada.

$$\left. \begin{array}{l} p_{SoI} = p_{IVC} \cdot RCV_{efe}^{\bar{k}} \\ T_{SoI} = T_{IVC} \cdot RCV_{efe}^{\bar{k}-1} \end{array} \right\} \begin{array}{l} \text{Para } RCV_{efe} \text{ constante} \\ \text{Asumiendo } \bar{k} \text{ constante} \end{array} \rightarrow \left\{ \begin{array}{l} \Delta p_{SoI} \propto \Delta p_{IVC} \\ \Delta T_{SoI} \propto \Delta T_{IVC} \end{array} \right. \quad (5.12)$$

Comparando en la figura 5.38 las condiciones termodinámicas al cierre entre el caso nominal y retrasando el ángulo de cierre de las válvulas de admisión se observa que el incremento de presión, temperatura y densidad para este último se debe fundamentalmente a la pequeña compresión que sufre

¹⁷Además, los coeficientes de descarga de las válvulas se han determinado experimentalmente y son sensiblemente mayores cuando el flujo se dirige hacia el cilindro que cuando se invierte y se dirige hacia el exterior del mismo y esto también favorece que se retenga más masa retrasando que adelantando el ángulo de cierre de las válvulas de admisión.

el gas debido a la restricción ya descrita de la sección efectiva de paso de las válvulas de admisión durante los aproximadamente 20 CAD que dura la rampa de cierre de éstas.

Sin embargo, cuando se compara en la figura 5.38 entre el caso nominal y adelantando el ángulo de cierre de las válvulas de admisión se observa que además de la pequeña expansión asociada al estrangulamiento de la sección de paso del gas durante el transitorio de cierre de las válvulas de admisión, existe un efecto adicional que aumenta de forma importante las diferencias de presión y densidad al cierre ya que ambas variables aumentan monotónicamente en el intervalo angular comprendido entre el ángulo de cierre adelantado y el nominal.

En un principio al tratarse de un motor monocilíndrico con un sistema de admisión adaptado existe la posibilidad de que la dinámica de ondas propia de dicho sistema de admisión sea la responsable de este aumento progresivo de la densidad y la presión en el cilindro. Si fuera este el caso, el estudio comparativo entre adelantar y retrasar el ángulo de cierre de las válvulas de admisión perdería generalidad ya que los resultados estarían de alguna manera ligados a la geometría concreta del problema y probablemente difirieran radicalmente en función de la configuración del motor.

Para tratar de descartar esta posibilidad se han representado en la figura 5.39 las ondas de presión que viajan *hacia* el cilindro para los diferentes casos calculadas por el modelo a partir de la presión instantánea en el colector según la descomposición propuesta por [40]. Según se aprecia en esta figura el incremento en la presión y la densidad en el interior del cilindro en el intervalo angular comprendido entre el ángulo de cierre adelantado y el nominal no se debe al sintonizado del colector de admisión ya que no existe ningún incremento en la onda de presión que viaja hacia el cilindro en dicho intervalo. Así pues, este es también un comportamiento intrínseco del proceso de admisión y por lo tanto generalizable.

Como conclusión a este anexo se ha demostrado rigurosamente que al implementar un ciclo Atkinson y para la misma RCV_{efe} , siempre se produce una reducción más acusada de la presión, la temperatura y la densidad del gas atrapado en el interior del cilindro adelantando el cierre de las válvulas de admisión que retrasándolo. Este resultado es importante por las implicaciones que conlleva en términos de generalización de las conclusiones de este trabajo de investigación al permitir desvincular los resultados de la configuración particular de la instalación experimental utilizada.

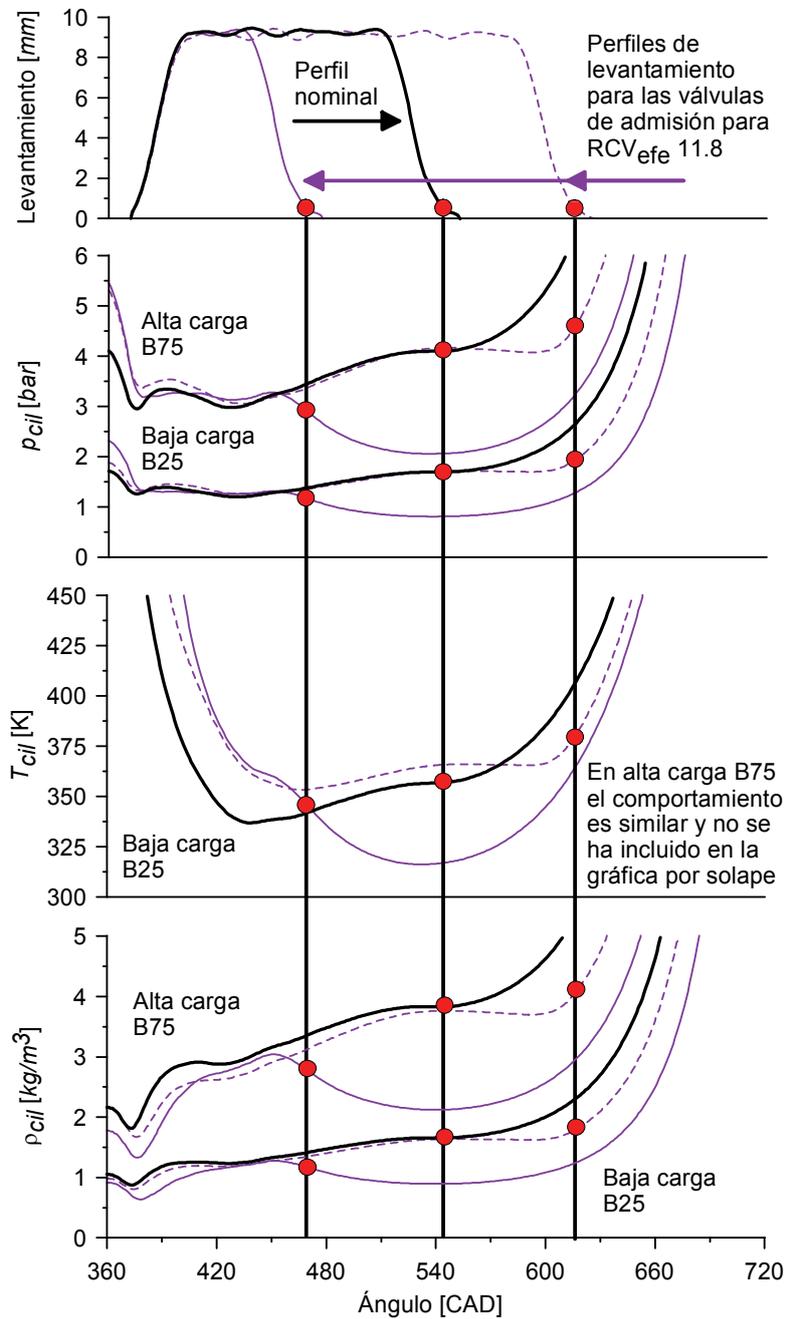


Figura 5.38. Evolución temporal de la presión, la temperatura y la densidad del gas contenido en el interior del cilindro.

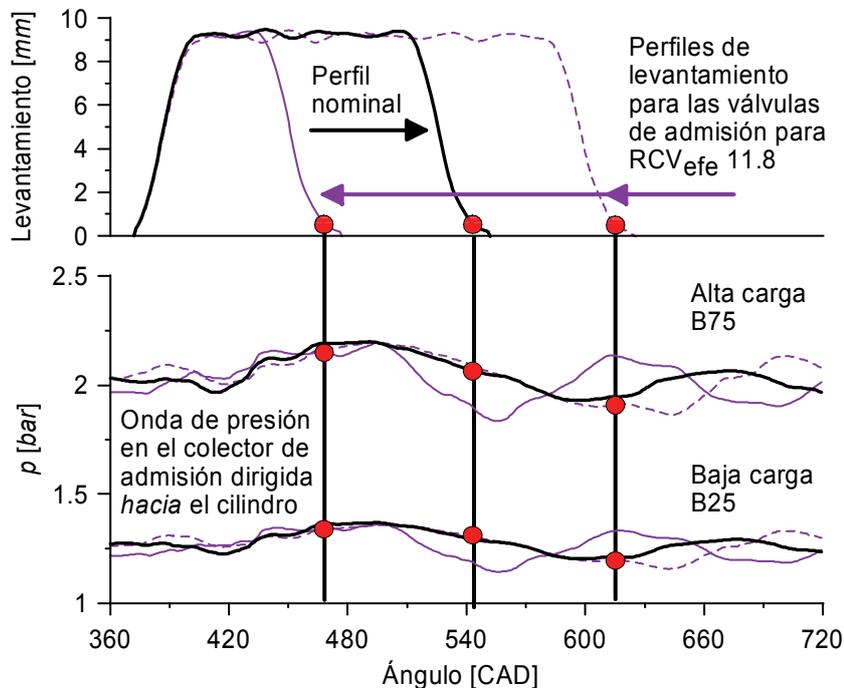


Figura 5.39. Ondas de presión dirigidas hacia el cilindro calculadas con el modelo de acción de ondas.

Bibliografía

- [1] “Directive 2005/55/EC of the European Parliament and of the Council of 28 September 2005 on the approximation of the laws of the Member States relating to the measures to be taken against the emission of gaseous and particulate pollutants from compression-ignition engines for use in vehicles, and the emission of gaseous pollutants from positive-ignition engines fuelled with natural gas or liquefied petroleum gas for use in vehicles”. *Official Journal of the European Union*, Vol. 48 n° L275, pp. 1–163, 2005.
- [2] Payri F., Lapuerta M. y Cazaux P. “Insight into the combustion process of a Diesel engine with exhaust gas recirculation”. *SIA Paper 9506A13. Proceedings of 5th International EAEC Congress*, 1995.
- [3] Benajes J., Serrano J. R., Molina S. y Novella R. “Potential of Atkinson cycle combined with EGR for pollutant control in a HD diesel engine”. *Energy Conversion and Management*, Vol. 50 n° 1, pp. 174–83, 2009.
- [4] Aggarwal S. K. “Review of spray ignition phenomena: present status and future research”. *Progress in Energy and Combustion Science*, Vol. 24 n° 6, pp. 565–600, 1998.

- [5] Assanis D. N., Filipi Z. S., Fiveland S. B. y Syrimis M. “A predictive ignition delay correlation under steady-state and transient operation of a direct injection Diesel engine”. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 125 n° 2, pp. 450–457, 2003.
- [6] Heywood J. B. *Internal combustion engine fundamentals*. McGraw-Hill Publishing, 1988.
- [7] Benajes J., Molina S., Riesco J. M. y Novella R. “Enhancement of the premixed combustion in a HD Diesel engine by adjusting injection conditions”. *Proceedings of THIESEL conference*, pp. 511–523, 2004.
- [8] Naber J. D. y Siebers D. L. “Effects of gas density and vaporization on penetration and dispersion of diesel sprays”. *SAE Paper 960034*, 1996.
- [9] Abraham J., Khan A. y Magi V. “Jet-jet and jet-wall interactions of transient jets from multi-hole injectors”. *SAE Paper 1999-01-0513*, 1999.
- [10] Bruneaux G. “Mixing process in high pressure diesel jets by normalized laser- induced exciplex fluorescence. Part II: Wall impinging versus free jet”. *SAE Paper 2005-01-2097*, 2005.
- [11] Ricou F. P. y Spalding D. B. “Measurements of entrainment by axisymmetrical turbulent jets”. *Journal of Fluid Mechanics*, Vol. 11 n° 01, pp. 21–32, 1961.
- [12] Spalding D. B. *Combustion and Mass Transfer*. Elsevier, 7 1978.
- [13] Fenollosa C. *Aportacion a la descripcion fenomenologica del proceso de combustion por difusion diesel*. Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 2003.
- [14] García J. M. *Aportaciones al estudio del proceso de combustión turbulenta de chorros en motores Diesel de inyección directa*. Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 2004.
- [15] Espey C., Dec J. E., Litzinger T. A. y Santavicca D. A. “Planar laser rayleigh scattering for quantitative vapor-fuel imaging in a diesel jet”. *Combustion and Flame*, Vol. 109 n° 1-2, pp. 65–78, 1997.
- [16] Musculus M. P. B. “On the correlation between NOx emissions and the diesel premixed burn”. *SAE Paper 2004-01-1401*, 2004.
- [17] Arrègle J., López J. J., García J. M. y Fenollosa C. “Development of a zero-dimensional Diesel combustion model. Part 1: Analysis of the quasi-steady diffusion combustion phase”. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 23 n° 11, pp. 1301–1317, 2003.
- [18] Arrègle J., López J. J., García J. M. y Fenollosa C. “Development of a zero-dimensional Diesel combustion model: Part 2: Analysis of the transient initial and final diffusion combustion phases”. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 23 n° 11, pp. 1319–1331, 2003.
- [19] Benajes J., Molina S., Martín J. y Novella R. “Effect of advancing the closing angle of the intake valves on diffusion-controlled combustion in a HD diesel engine”. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29 n° 10, pp. 1947–1954, 2009.
- [20] González C. A. *Estudio de la influencia de la geometría de la tobera de inyección en la combustión y emisión de contaminantes de un motor Diesel*. Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 2005.
- [21] Turns S. R. *An introduction to combustion, 2 Ed.* McGraw-Hill Publishing, 2000.
- [22] Glassman I. y Yetter R. *Combustion, 4 Ed.* Academic Press, 2008.

- [23] Arrègle J., López J. J., Guardiola C. y Monin C. "Sensitivity study of a NOx estimation model for on-board applications". *SAE Paper 2008-01-0640*, 2008.
- [24] Monin C. *Estudio de la formación de hollín en procesos de combustión de baja temperatura en motores diesel*. Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 2009.
- [25] Verbiezen K., Donkerbroek A. J., Klein-Douwel R. J. H., van Vliet A. P., Frijters P. J. M., Seykens X. L. J., Baert R. S. G., Meerts W. L., Dam N. J. y ter Meulen J. J. "Diesel combustion: In-cylinder NO concentrations in relation to injection timing". *Combustion and Flame*, Vol. 151 n° 1-2, pp. 333-346, 2007.
- [26] Molina S. A. *Influencia de los parámetros de inyección y la recirculación de gases de escape sobre el proceso de combustión en un motor Diesel*. Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 2003.
- [27] Lavoie G. A., Heywood J. B. y Keck J. C. "Experimental and theoretical study of nitric oxide formation in internal combustion engines". *Combustion Science and Technology*, Vol. 1 n° 4, pp. 313-326, 1970.
- [28] Andersson M., Johansson B. y Hultqvist A. "A predictive real time NOx model for conventional and partially premixed Diesel combustion". *SAE Paper 2006-01-0195*, 2006.
- [29] Parvate-Patil G. B., Hong H. y Gordon B. "Analysis of variable valve timing events and their effects on single-cylinder Diesel engine". *SAE Paper 2004-01-2965*, 2004.
- [30] Lancefield T., Methley I., Råse U. y Kuhn T. "The application of variable event valve timing to a modern diesel engine". *SAE Paper 2000-01-1229*, 2000.
- [31] Kimura S., Aoki O., Ogawa H., Muranaka S. y Enomoto Y. "New combustion concept for ultra-clean and high efficiency small DI Diesel engines". *SAE Paper 1999-01-3681*, 1999.
- [32] Kimura S., Ogawa H., Matsui Y. y Enomoto Y. "An experimental analysis of low-temperature and premixed combustion for simultaneous reduction of NOx and particulate emissions in direct injection Diesel engines". *International Journal of Engine Research*, Vol. 3 n° 4, pp. 249-259, 2002.
- [33] Molina S., Novella R. y Riesco J. M. "Analysis of the highly premixed combustion attained by a late injection strategy in an HD diesel engine". *International Journal of Vehicle Design*, Vol. 40 n° 4, pp. 327-348, 2006.
- [34] Siebers D. y Higgins B. "Flame lift-off on direct-injection diesel sprays under quiescent conditions". *SAE Paper 2001-01-0530*, 2001.
- [35] Mansurov Z.A. "Soot formation in combustion processes (review)". *Combustion, Explosion and Shock Waves*, Vol. 41 n° 6, pp. 727-744, 2005.
- [36] Tree D. R. y Svensson K. I. "Soot processes in compression ignition engines". *Progress in Energy and Combustion Science*, Vol. 33 n° 3, pp. 272-309, 2007.
- [37] Pickett L. M., Siebers D. L. e Idicheria C. A. "Relationship between ignition processes and the lift-off length of Diesel fuel jets". *SAE Paper 2005-01-3843*, 2005.
- [38] Dec J. E. y Kelly-Zion P. L. "The effects of injection timing and diluent addition on late-combustion soot burnout in a DI diesel engine based on simultaneous 2-D imaging of OH and soot". *SAE Paper 2000-01-0238*, 2000.
- [39] Huestis E., Erickson P. A. y Musculus M. P. B. "In-cylinder and exhaust soot in low-temperature combustion using a wide-range of EGR in a heavy-duty Diesel engine". *SAE Paper 2007-01-4017*, 2007.

- [40] Payri F., Desantes J. M. y Torregrosa A. J. "Acoustic boundary condition for unsteady one-dimensional flow calculations". *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 188 n° 1, pp. 85–110, 1995.

Capítulo 6

Análisis del potencial del ciclo Miller

Contenido

6.1. Introducción	231
6.2. Planteamiento del estudio	233
6.2.1. Definición del plan ensayos	234
6.3. Evolución de las condiciones termodinámicas del gas	238
6.4. Análisis del proceso de combustión	240
6.4.1. Condiciones de baja carga.....	244
6.4.2. Condiciones de alta carga	253
6.4.3. Temperatura adiabática de llama	262
6.5. Formación de contaminantes	264
6.5.1. Óxidos de nitrógeno	264
6.5.2. Hollín	268
6.6. Rendimiento térmico y consumo	271
6.7. Comparación entre estrategias	276
6.8. Síntesis y conclusiones	281
Bibliografía	284

6.1. Introducción

En este capítulo se presentan los resultados del segundo estudio teórico-experimental planteado en esta tesis. Atendiendo a la definición del ciclo Miller introducida en el capítulo 2, éste se implementa *modificando el ángulo de cierre de las válvulas de admisión*, bien sea adelantando el mismo hacia la carrera de admisión (EIVC) o retrasándolo hacia la carrera de compresión (LIVC), pero en este caso *incrementando la presión de admisión¹ hasta que la masa de gas atrapada en el cilindro recupera su nivel nominal*.

Del análisis sobre las características del ciclo Atkinson realizado en el capítulo 5 se deduce que el principal inconveniente de esta estrategia consiste precisamente en la reducción en el rendimiento volumétrico del motor y con ello en la masa atrapada en el cilindro. Como consecuencia, la densidad en cámara disminuye y la evolución de la fracción másica de oxígeno a medida que evoluciona el proceso de combustión es desfavorable, por lo que se produce un deterioro intrínseco en el proceso de combustión Diesel.

Considerando este resultado, el principal objetivo que se persigue al implementar un ciclo Miller recuperando el nivel nominal de masa atrapada en el cilindro es fundamentalmente mantener tanto el dosado relativo como la densidad del gas tras el proceso de compresión, puesto que ambos parámetros ejercen una notable influencia tanto sobre el proceso de combustión como sobre la formación de contaminantes.

Al igual que en el capítulo anterior, para completar el estudio se ha combinado esta estrategia basada en la gestión de los sistemas de distribución y sobrealimentación con otras más convencionales y de uso generalizado en los motores Diesel actuales como son el retraso del ángulo de inicio de inyección (SOI) y la reducción de la concentración de oxígeno en la admisión (Y_{O_2-adm}) por medio del ajuste de la tasa de EGR.

Para que el trabajo de investigación resulte lo más homogéneo posible, la estructura del presente capítulo es formalmente similar a la planteada en el capítulo anterior. Así pues, inicialmente se describen las generalidades del estudio y se establece el plan de ensayos, manteniendo tanto los valores de referencia como los niveles para los diferentes parámetros de operación del motor ya utilizados previamente en el capítulo anterior.

¹Inicialmente no es estrictamente necesario modificar la presión de escape, sin embargo en este trabajo se ha mantenido en todo momento la diferencia relativa entre las presiones de admisión y escape con el objetivo de permitir la recirculación de gases de escape según un lazo de alta presión y también para evitar en la medida de lo posible introducir modificaciones sobre el trabajo de bombeo.

El segundo bloque comienza con la descripción de la evolución de las condiciones termodinámicas del gas en el interior del cilindro durante la etapa de compresión a partir de los resultados experimentales, siendo de especial interés los efectos que produce la reducción de RCV_{efe} en combinación con el aumento de la presión de admisión (ciclo Miller).

Posteriormente se presenta un estudio experimental del proceso de combustión, la formación/destrucción de contaminantes y el rendimiento térmico. Eventualmente y para los casos de interés, este estudio se ha completado con un análisis fundamentalmente teórico de las diferencias generadas tanto en la morfología como en el proceso de mezcla del chorro Diesel.

En el tercer y último bloque se comparan las diferentes estrategias entre sí en términos de emisión de contaminantes y consumo de combustible, para finalmente sintetizar en el último bloque del capítulo las principales conclusiones derivadas de este segundo estudio.

Por último, resaltar que por la gran similitud que existe entre el ciclo Atkinson y el ciclo Miller, durante este capítulo se describen y analizan los resultados siguiendo una metodología y una estructura formalmente similar a la desarrollada en el capítulo anterior. Por ello se introducen numerosas referencias al mismo evitando una excesiva redundancia siempre que no se comprometa la claridad de las explicaciones.

6.2. Planteamiento del estudio

En este caso el estudio se ha planteado de forma que no sólo permita comparar adecuadamente los resultados obtenidos al implementar un ciclo Miller con aquellos obtenidos al implementar estrategias convencionales, sino que también se pretende identificar las diferencias en comparación con el ciclo Atkinson.

Por ello, el planteamiento de este estudio está parcialmente condicionado por las decisiones adoptadas previamente durante la definición del estudio sobre el ciclo Atkinson descrito con detalle en el capítulo precedente. La tabla 6.1 muestra cómo de acuerdo con este criterio, se mantienen las mismas condiciones de referencia para los parámetros de operación más relevantes tanto en el modo de operación de baja como en el de alta carga².

²En el apartado 5.2 del capítulo anterior se justifica convenientemente el valor nominal adoptado para estos parámetros.

Tabla 6.1. Condiciones nominales para los principales parámetros de operación.

MODO	m_f (mg/cc)	p_{iny} (bar)	t_{iny} (μs)	SOI (CAD)	p_{adm} (bar)	p_{esc} (bar)	T_{adm} ($^{\circ}C$)	A/F (-)	Y_{O_2-adm} (%)
B25	67.5	2000	430	-8	1.6	1.9	54	29.6	19.20
B75	171.5	1900	1580	-8	3.8	4.2	63	30.7	20.35

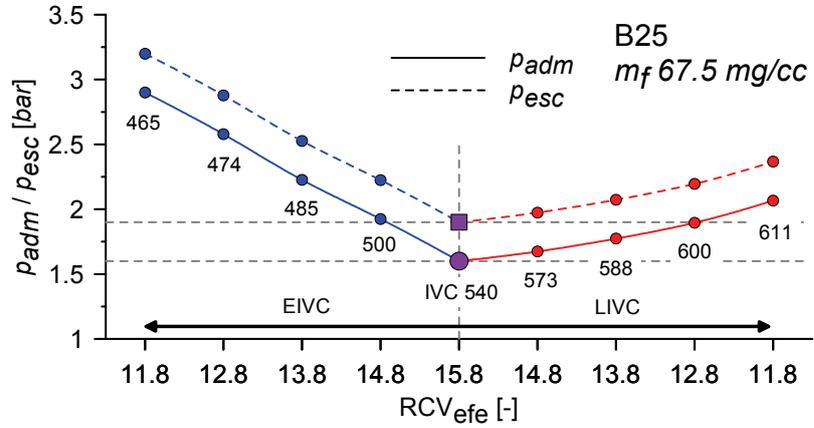
También se han considerado para este estudio los mismos valores nominales para el sistema VVA y por lo tanto los mismos perfiles nominales para los levantamientos de las válvulas de admisión y de escape, cuya representación gráfica se muestra en la figura 5.1.

6.2.1. Definición del plan ensayos

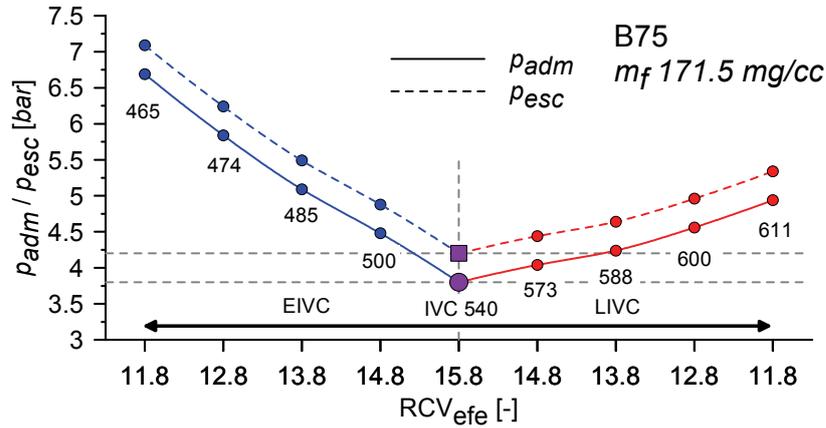
Se define ahora el plan de ensayos que consiste nuevamente en una combinación de cuatro diseños factoriales multinivel de tipo 3^N siendo tres el número de niveles y N el número de parámetros objeto de estudio o *factores*, que también adopta un valor igual a tres. Tanto para el SOI como para la Y_{O_2-adm} se ha considerado conveniente mantener exactamente los niveles establecidos en el capítulo anterior para analizar el ciclo Atkinson. Sin embargo y puesto que en este caso no existen limitaciones relacionadas con el dosado relativo (éste permanece constante ya que se recupera la masa admitida), en principio la limitación sobre la reducción de RCV_{efe} reside únicamente en la presión máxima que es posible alcanzar con el sistema de sobrealimentación.

Siguiendo una metodología similar a la propuesta por Benajes *et al.* [1], se ha utilizado el modelo de acción de ondas previamente ajustado según se explica en el anexo 5.A para estimar las presiones tanto de admisión como de escape³ necesarias para compensar la reducción de rendimiento volumétrico al disminuir la duración del proceso de admisión. Los resultados obtenidos para el modo de operación de baja carga se muestran en la figura 6.1(a) y para el modo de alta carga B75 en la figura 6.1(b).

³Pese a su indudable importancia en este estudio no se van a considerar las condiciones de contorno relacionadas con el comportamiento del turbogrupo, es decir, a medida que se incrementa la presión de admisión para recuperar la masa se asume que la presión de escape aumenta de forma que la diferencia de presión entre ambas permanece constante. Realmente el balance energético en el turbogrupo implica que la presión de escape aumenta siempre más que la presión de admisión, sin embargo mantener este salto de presiones es interesante en este trabajo puesto que evita en la medida de lo posible la influencia del trabajo de bombeo sobre los resultados.



(a) Modo de baja carga B25



(b) Modo de alta carga B75

Figura 6.1. Estimación de las presiones de admisión y de escape necesarias para compensar la reducción de rendimiento volumétrico al implementar el ciclo Miller.

A partir de los resultados que se muestran en la figura 6.1, se observa que es posible reducir la relación de compresión hasta un valor de 11.8 tanto en baja como en alta carga conservando unos valores de presión de admisión y escape razonables dentro de los rangos de trabajo de la instalación experimental. Atendiendo a este resultado, los tres niveles para RCV_{efe} que se han seleccionado para ser incluidos en este estudio son 15.8 (nominal), 13.8 y 11.8. Con ello queda perfectamente definido el plan de ensayos, que se muestra para las condiciones de baja carga en la tabla 6.2 y para alta carga en la tabla 6.3.

Tabla 6.2. Matriz de ensayos para el modo de operación de baja carga B25. A modo de referencia se han incluido los valores de p_{adm} , p_{esc} y A/F calculados mediante el modelo de acción de ondas junto con los obtenidos experimentalmente (entre paréntesis).

Adelantando el ángulo de cierre de las válvulas de admisión

SoI (CAD)	R _{CV} _{efe} (-)	IVC (CAD)	p_{adm} (bar)	p_{esc} (bar)	Y_{O_2-adm} (%)	A/F (-)	EGR (%)
-8/-5/-2	15.8	540	1.600	1.900	19.20	29.60 (29.3)	35.00
			(1.600)	(1.900)	18.15	27.32 (27.1)	40.00
					17.10	25.05 (24.7)	45.00
	13.8	485	2.226	2.526	19.20	29.60 (29.3)	35.00
			(2.215)	(2.515)	18.15	27.32 (27.1)	40.00
					17.10	25.05 (24.7)	45.00
	11.8	465	2.900	3.200	19.20	29.60 (29.3)	35.00
			(2.893)	(3.193)	18.15	27.32 (27.1)	40.00
					17.10	25.05 (24.7)	45.00

Retrasando el ángulo de cierre de las válvulas de admisión

SoI (CAD)	R _{CV} _{efe} (-)	IVC (CAD)	p_{adm} (bar)	p_{esc} (bar)	Y_{O_2-adm} (%)	A/F (-)	EGR (%)
-8/-5/-2	15.8	540	1.600	1.900	19.20	29.60 (29.3)	35.00
			(1.600)	(1.900)	18.15	27.32 (27.1)	40.00
					17.10	25.05 (24.7)	45.00
	13.8	588	1.773	2.073	19.20	29.60 (29.3)	35.00
			(1.817)	(2.117)	18.15	27.32 (27.1)	40.00
					17.10	25.05 (24.7)	45.00
	11.8	611	2.067	2.367	19.20	29.60 (29.3)	35.00
			(2.074)	(2.374)	18.15	27.32 (27.1)	40.00
					17.10	25.05 (24.7)	45.00

Tabla 6.3. Matriz de ensayos para el modo de operación de alta carga B75. A modo de referencia se han incluido los valores de p_{adm} , p_{esc} y A/F calculados mediante el modelo de acción de ondas junto con los obtenidos experimentalmente (entre paréntesis).

Adelantando el ángulo de cierre de las válvulas de admisión

SoI (CAD)	RCV _{efe} (-)	IVC (CAD)	p_{adm} (bar)	p_{esc} (bar)	Y_{O_2-adm} (%)	A/F (-)	EGR (%)
-8/-6/-4	15.8	540	3.800 (3.800)	4.200 (4.200)	20.35	30.76 (30.4)	26.00
					19.50	28.68 (28.5)	31.00
					18.65	26.60 (26.5)	36.00
	14.8	485	5.090 (5.136)	5.490 (5.536)	20.35	30.76 (30.4)	26.00
					19.50	28.68 (28.5)	31.00
					18.65	26.60 (26.5)	36.00
	13.8	465	6.690 (6.499)	7.090 (6.899)	20.35	30.76 (30.4)	26.00
					19.50	28.68 (28.5)	31.00
					18.65	26.60 (26.5)	36.00

Retrasando el ángulo de cierre de las válvulas de admisión

SoI (CAD)	RCV _{efe} (-)	IVC (CAD)	p_{adm} (bar)	p_{esc} (bar)	Y_{O_2-adm} (%)	A/F (-)	EGR (%)
-8/-6/-4	15.8	540	3.800 (3.800)	4.200 (4.200)	20.35	30.76 (30.4)	26.00
					19.50	28.68 (28.5)	31.00
					18.65	26.60 (26.5)	36.00
	14.8	588	4.240 (4.319)	4.640 (4.719)	20.35	30.76 (30.4)	26.00
					19.50	28.68 (28.5)	31.00
					18.65	26.60 (26.5)	36.00
	13.8	611	4.940 (4.983)	5.340 (5.383)	20.35	30.76 (30.4)	26.00
					19.50	28.68 (28.5)	31.00
					18.65	26.60 (26.5)	36.00

En ambas tablas quedan recogidos los diferentes ángulos de cierre de las válvulas de admisión que se corresponden con cada RCV_{efe} tanto para en caso de adelantar como para el de retrasar dicho cierre.

Para concluir este apartado se considera importante indicar que, teniendo en cuenta la capacidad de la instalación experimental junto con la precisión de los diferentes equipos de medida, durante la ejecución del plan de ensayos se ha establecido como límite de aceptación una dispersión sobre la masa total admitida por el motor de $\pm 2.5\%$ sobre el valor de referencia correspondiente a la RCV_{efe} nominal.

6.3. Evolución de las condiciones termodinámicas del gas durante el proceso de compresión

Una vez establecido el plan de ensayos, la primera etapa de análisis consiste en identificar las diferencias introducidas al implementar el ciclo Miller en la evolución de las condiciones termodinámicas (presión, densidad y temperatura) del gas atrapado en el cilindro durante el proceso de compresión.

En la figura 6.2 se ha representado la evolución temporal de los tres parámetros anteriores para los puntos con las condiciones de Y_{O_2-adm} nominal y en particular para el SOI más retrasado. El objetivo de este último criterio es situar la etapa de inyección lo más próxima posible al punto muerto superior y disponer así de una carrera de compresión prácticamente completa hasta el punto muerto superior.

En esta figura se observa cómo efectivamente al recuperar el nivel original de masa admitida por el motor la evolución de la densidad del gas es razonablemente similar para los diferentes valores de RCV_{efe} . De hecho, se aprecia que la densidad del gas es ligeramente mayor a medida que se reduce RCV_{efe} ya que para la misma masa admitida aumenta el porcentaje de residuales (de un 5.3% pasa a un 8.2% en el caso de adelantar y a un 6.5% en el caso de retrasar el ángulo de cierre de las válvulas de admisión) debido a una mayor contrapresión en el escape, aunque las diferencias porcentuales son del orden de la precisión asumida al recuperar la masa admitida por el motor.

En cuanto a la temperatura del gas, se confirma que efectivamente ésta disminuye progresivamente a medida que se reduce RCV_{efe} . Además, se observa cómo no es equivalente implementar un ciclo Miller adelantando o retrasando el ángulo de cierre de las válvulas de admisión. Para la misma RCV_{efe} las diferencias en las condiciones termodinámicas del gas son sensiblemente mayores en el primer caso, cuando se adelanta dicho cierre. Una

al reducir RCV_{efe} . Este resultado se observa en general en la figura 6.2, si bien existe un ensayo que muestra cierta incertidumbre experimental.

Para finalizar este apartado, en la tabla 6.4 se cuantifican las diferencias en las condiciones termodinámicas del gas por medio de variaciones porcentuales sobre el valor correspondiente con la RCV_{efe} original. De acuerdo con esta tabla, la reducción máxima en la temperatura del gas al inicio del proceso de compresión que es posible alcanzar en el presente estudio es de alrededor de un 10 % en el caso de adelantar el ángulo de cierre de las válvulas de admisión y de aproximadamente un 6 % cuando se retrasa dicho cierre.

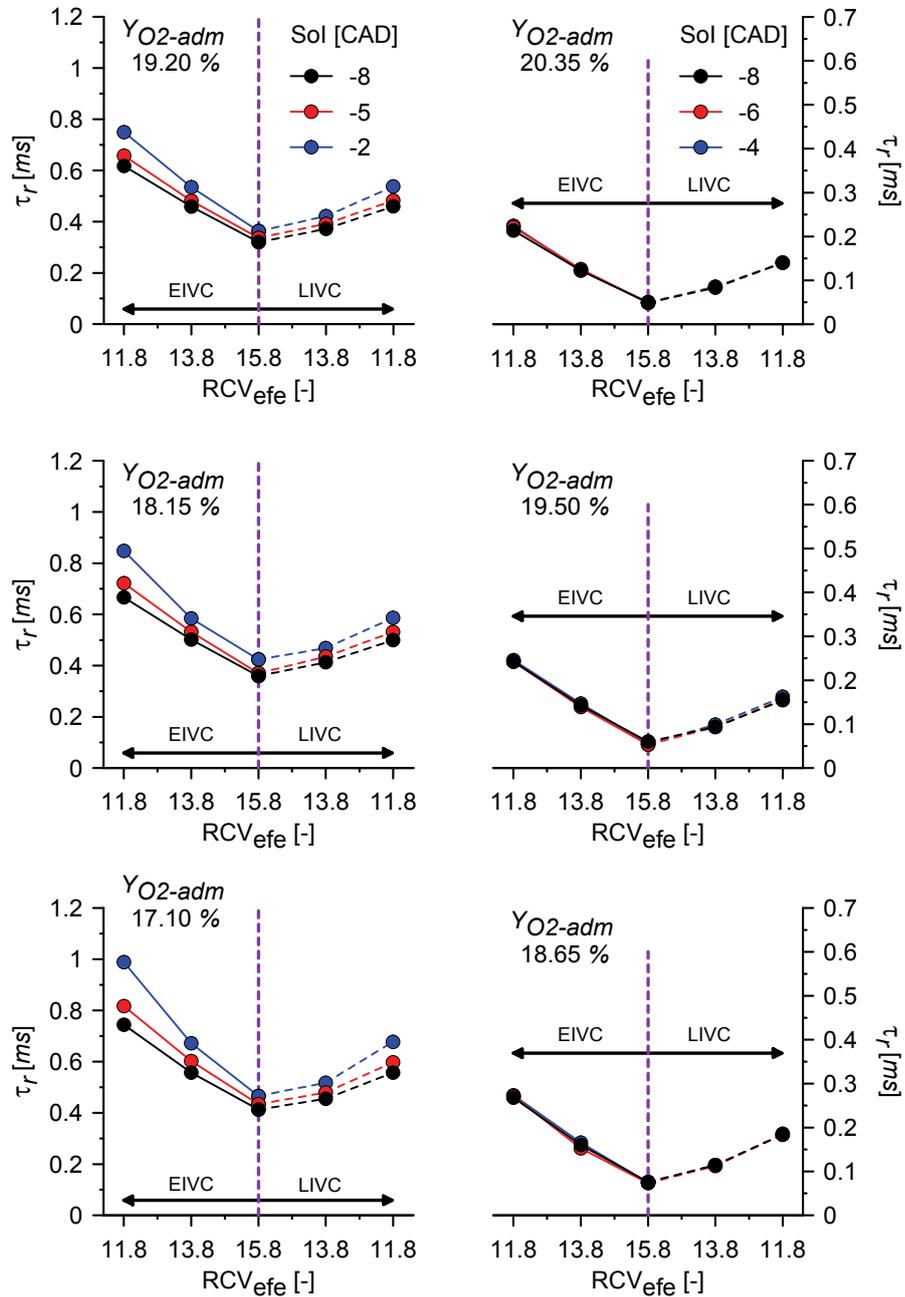
Tabla 6.4. Efecto de implementar un ciclo Miller sobre las condiciones termodinámicas del gas al inicio del proceso de inyección.

MODO	SoI (CAD)	RCV_{efe} (-)	Adelantando el IVC			Retrasando el IVC		
			Δp_{SoI} (%)	$\Delta \rho_{SoI}$ (%)	ΔT_{SoI} (%)	Δp_{SoI} (%)	$\Delta \rho_{SoI}$ (%)	ΔT_{SoI} (%)
B25	-2	15.8	-	-	-	-	-	-
		13.8	-4.42	1.80	-6.14	-0.30	-2.52	-2.42
		11.8	-6.22	3.30	-9.13	-3.79	-1.76	-5.45
B75	-4	15.8	-	-	-	-	-	-
		13.8	-4.94	0.73	-5.63	-1.68	2.45	-4.04
		11.8	-9.74	1.87	-11.26	-5.49	2.11	-7.43

6.4. Análisis del proceso de combustión

La siguiente etapa del estudio consiste en evaluar la influencia que ejercen los cambios introducidos en las condiciones termodinámicas del gas sobre el proceso de combustión. Para ello, se ha realizado un análisis preliminar similar al desarrollado en el apartado 5.4.1 del capítulo anterior con el objetivo de identificar si efectivamente en este caso también es posible diferenciar dos tipologías de combustión en función del grado de carga del motor.

Este análisis se basa en el comportamiento del tiempo de retraso, o más exactamente en la relación entre el tiempo de retraso y el tiempo de inyección (τ_r/t_{iny}). En la figura 6.3 se muestra cómo, al igual que al implementar un ciclo Atkinson, el tiempo de retraso evidentemente también aumenta cuando se introduce un ciclo Miller.



(a) Modo de baja carga B25

(b) Modo de alta carga B75

Figura 6.3. Influencia de RCV_{efe} , SOI e Y_{O_2-adm} sobre el tiempo de retraso.

Sin embargo, comparando las figuras 5.9 y 6.2 se observa que en el caso del ciclo Miller las reducciones en la presión en cámara son mucho menores y el tiempo de retraso se encuentra condicionado fundamentalmente por la temperatura del gas.

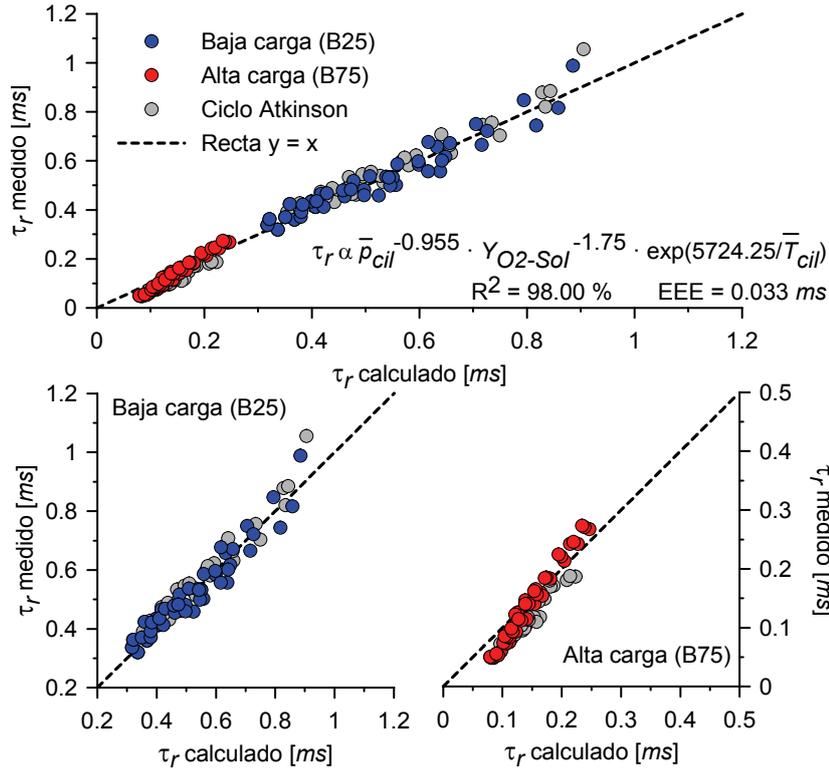


Figura 6.4. Correlación tipo Arrhenius para el tiempo de retraso. En la parte superior se muestra la comparativa calculado-medido incluyendo todos los ensayos mientras que en las figuras inferiores se muestra de forma independiente esta comparativa para cada uno de los grados de carga. Se han incluido a modo de referencia (en gris) los resultados correspondientes a la implementación de un ciclo Atkinson ajustados a esta misma correlación.

No obstante, para identificar la influencia de las condiciones termodinámicas del gas sobre la fenomenología del proceso de autoencendido del combustible, se ha establecido una correlación con una estructura similar a la propuesta en el capítulo anterior pero considerando en este caso los resultados correspondientes a los ensayos implementando un ciclo Miller. En este caso y tras realizar el proceso estadístico de ajuste, se obtiene la correlación que

se recoge en la expresión 6.1. A pesar de que las condiciones termodinámicas del gas son muy diferentes, tanto los exponentes de esta correlación como el valor de R^2 (igual a 98.00%) son razonablemente similares a los obtenidos ajustando la correlación a los resultados a los casos correspondientes al ciclo Atkinson.

$$\tau_r \propto \bar{p}_{cil}^{-0.955} \cdot Y_{O_2-SOI}^{-1.75} \cdot \exp\left(\frac{5724.25}{\bar{T}_{cil}}\right) \quad (6.1)$$

donde \bar{p}_{cil} es la presión (en *bar*), \bar{T}_{cil} representa la temperatura (en *K*) del gas promediadas en ambos casos durante el propio tiempo de retraso, e Y_{O_2-SOI} es la fracción másica de oxígeno en el gas en el instante de inicio de inyección.

Al igual que en el capítulo anterior, el exponente asociado a la presión se encuentra en los límites ilustrados por las revisiones llevadas a cabo por Heywood [2] (entre -0.75 y -2) y por Assanis *et al.* [3] (entre -0.52 y -2.5). Por otra parte, el coeficiente para la temperatura también se encuentra dentro de los límites propuestos por estos mismos autores (entre 4650 y 20926 para Heywood, mientras que Assanis *et al.* indican un intervalo comprendido entre 2100 y 20080).

Tabla 6.5. Comparación entre las correlaciones obtenidas para los resultados correspondientes al ciclo Atkinson y los obtenidos aplicando el ciclo Miller. La expresión ajustada es de tipo Arrhenius: $\tau_r \propto \bar{p}_{cil}^A \cdot Y_{O_2-SOI}^B \cdot \exp(C/\bar{T}_{cil})$.

	A	B	C	R^2	EEE
	(-)	(-)	(K)	(-)	(ms)
Ciclo Atkinson	-1.267	-2.03	4143.66	98.78	0.028
Ciclo Miller	-0.955	-1.75	5724.25	98.00	0.033

En la figura 6.4 se representa la comparativa calculado-medido para los ensayos correspondientes al ciclo Miller, junto con aquellos correspondientes al ciclo Atkinson que también han sido ajustados a esta correlación sin detectarse discrepancias importantes. Sin embargo, la tabla 6.5 contiene los valores obtenidos para ambas correlaciones (ciclos Atkinson y Miller) y se observa que el coeficiente asociado a la temperatura del gas en el caso del ciclo Miller es mayor que el obtenido en el capítulo anterior considerando los ensayos correspondientes al ciclo Atkinson.

De acuerdo con Heywood [2], esta mayor sensibilidad con la temperatura indica que los procesos físicos de evaporación y mezcla son ahora menos

importantes, como es de esperar ya que según se discute más adelante en este caso el proceso de mezcla del chorro prácticamente no se modifica al implementar el ciclo Miller recuperando la densidad en cámara.

Finalmente, se han representado en la figura 6.5 los diferentes valores calculados para el estimador τ_r/t_{iny} , para de esta manera constatar nuevamente que se debe diferenciar entre condiciones de baja y alta carga.

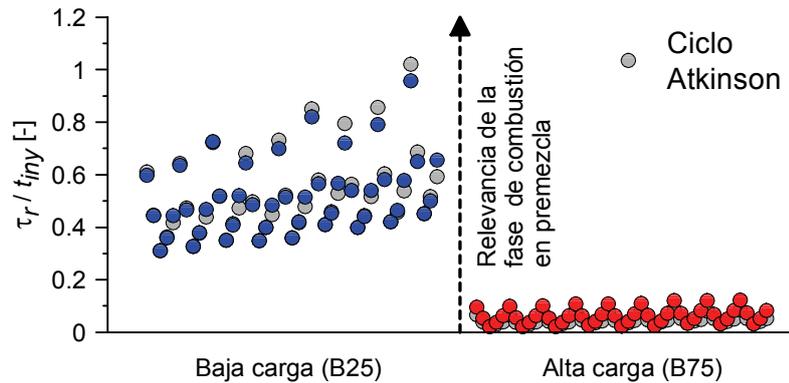


Figura 6.5. Importancia de la fase de combustión en premezcla en función del estimador τ_r/t_{iny} . Se han incluido a modo de referencia (en gris) los resultados obtenidos implementando un ciclo Atkinson.

En el primer caso la fase de combustión en premezcla es importante en relación con las etapas de combustión por difusión, mientras que en alta carga la fase de combustión en premezcla es siempre poco relevante en comparación con las etapas de combustión por difusión.

6.4.1. Condiciones de baja carga

En primer lugar se describen los resultados obtenidos para condiciones de baja carga. En estas condiciones el análisis se centra fundamentalmente en identificar la influencia de implementar un ciclo Miller primero sobre el proceso de mezcla del chorro Diesel en condiciones inertes, para posteriormente describir el comportamiento del proceso de combustión y centrar el análisis en la fase de combustión en premezcla. Para completar el estudio se añade también la información correspondiente a diferentes valores para el SOI y para Y_{O_2-adm} , de este modo es posible comparar directamente entre las diferentes estrategias.

Características del proceso de formación de la mezcla

Para describir y analizar el proceso de mezcla se sigue la misma metodología utilizada en el capítulo anterior, basada en los estimadores (por un lado la relación entre la masa total del chorro y la masa de combustible inyectada y por otro el dosado relativo medio) obtenidos a partir de simular el chorro Diesel en condiciones inertes mediante el modelo 1D descrito en el apartado 4.3.6. La figura 6.6 muestra los resultados para la masa total englobada por el chorro y para el dosado relativo medio, particularizados ambos para el instante en el que finaliza el proceso de inyección. En esta figura se han incluido también los valores obtenidos para el caso de implementar un ciclo Atkinson para facilitar la comparación entre ambos ciclos.

Mientras que la implementación de un ciclo Atkinson produce un deterioro evidente del proceso de mezcla entre el gas y el combustible en todas las condiciones de operación, se observa que para el ciclo tipo Miller este proceso de mezcla apenas se ve influenciado ya que ambos estimadores permanecen prácticamente constantes cuando se modifica RCV_{efe} adelantando o retrasando el ángulo de cierre de las válvulas de admisión, pero recuperando la masa de gas admitida por el motor. Por otra parte, la influencia tanto de retrasar el SOI como de reducir Y_{O_2-adm} ya ha sido convenientemente descrita en el apartado 5.4.2 del capítulo anterior.

Profundizando en el análisis de los resultados, la figura 6.8 permite explicar la relación entre el proceso de mezcla del chorro Diesel y las condiciones termodinámicas del gas en el cilindro⁴. Para el caso del ciclo Miller, no se observa efecto alguno sobre los dos estimadores del proceso de mezcla en ningún instante. Esto se explica recurriendo a la analogía entre un chorro gaseoso y uno Diesel a partir de la que se deduce que el proceso de formación de la mezcla depende fundamentalmente de la fracción másica de oxígeno y de la densidad del gas siempre que las condiciones de inyección permanezcan constantes y se inyecte el mismo combustible [4–6].

Para el caso del ciclo Miller no se observan diferencias en el proceso de mezcla ya que por una parte y como confirma la figura 6.8, en este estudio se ha mantenido en la medida de lo posible la misma fracción másica de oxígeno para los diferentes valores de RCV_{efe} (las pequeñas diferencias se deben fundamentalmente al incremento en la masa de residuales) y además en cada caso este parámetro no varía con el tiempo ya que se consideran condiciones

⁴Se recuerda que para facilitar la presentación de resultados, tanto $(m_t/m_f)_{ch-EoI}$ como $\bar{F}_{r,ch-EoI}$ se han representado instante a instante en relativo tomando como referencia el caso nominal.

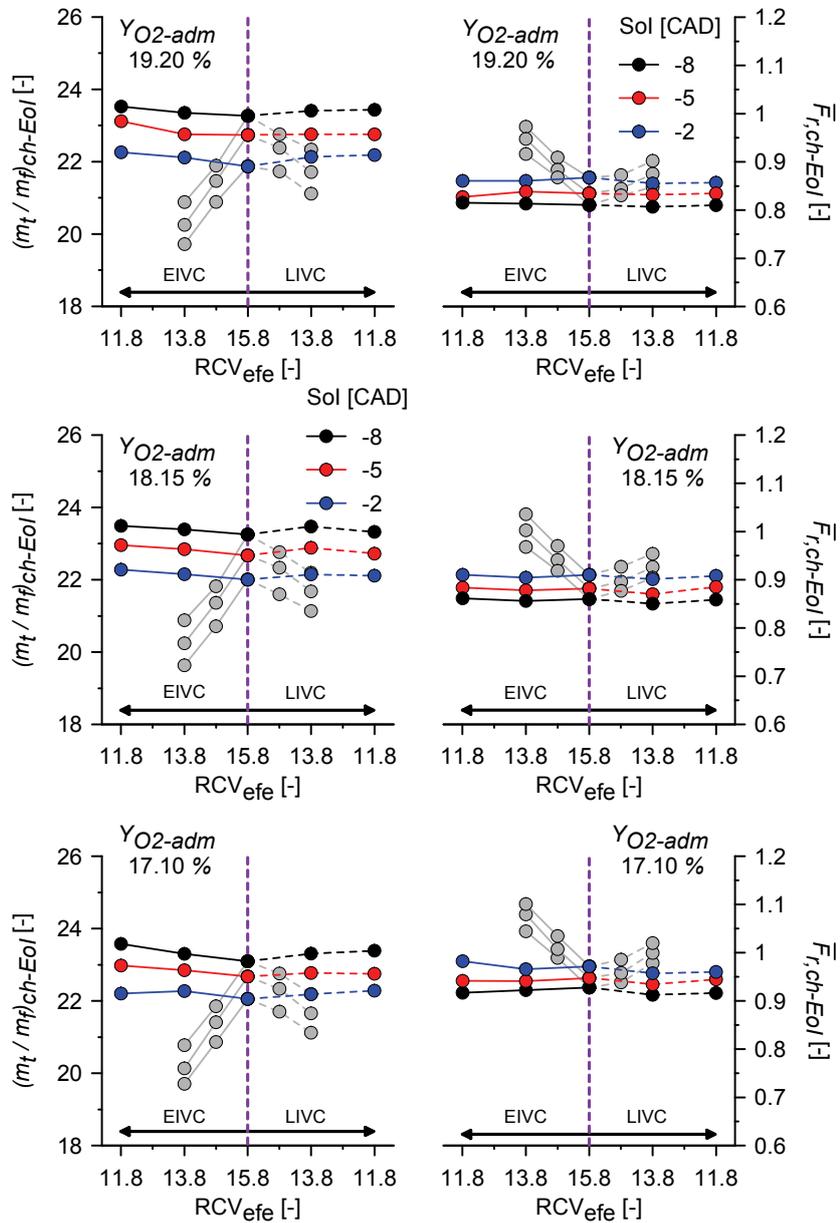


Figura 6.6. Estimadores para la calidad del proceso de mezcla entre el gas ambiente y el combustible inyectado en baja carga. Se han incluido a modo de referencia (en gris) los resultados obtenidos implementando un ciclo Atkinson.

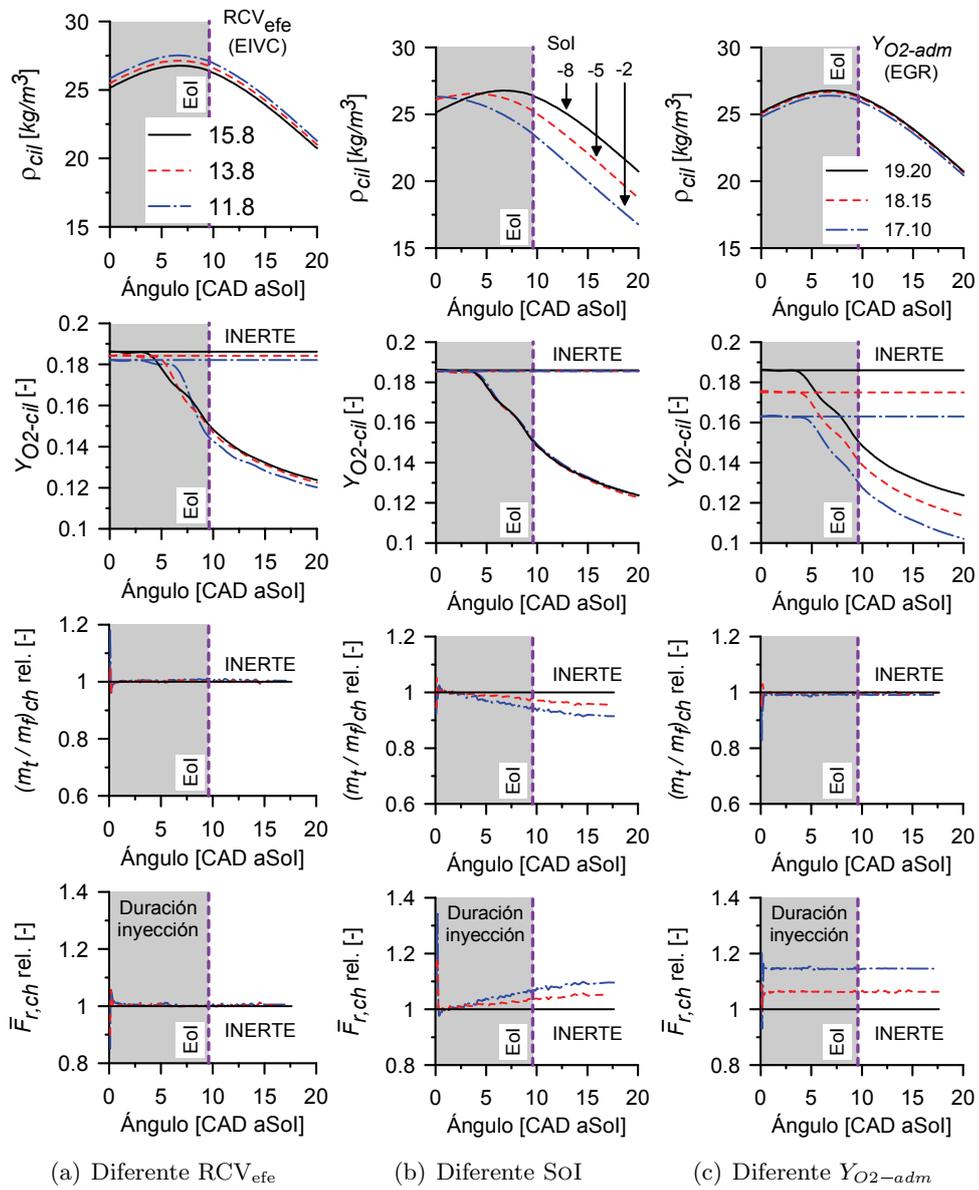


Figura 6.7. Relación entre las condiciones termodinámicas del gas y el proceso de mezcla.

inertes sin consumo de oxígeno. Por otra parte se recupera la masa admitida y con ello la densidad del gas atrapado en la cámara de combustión⁵.

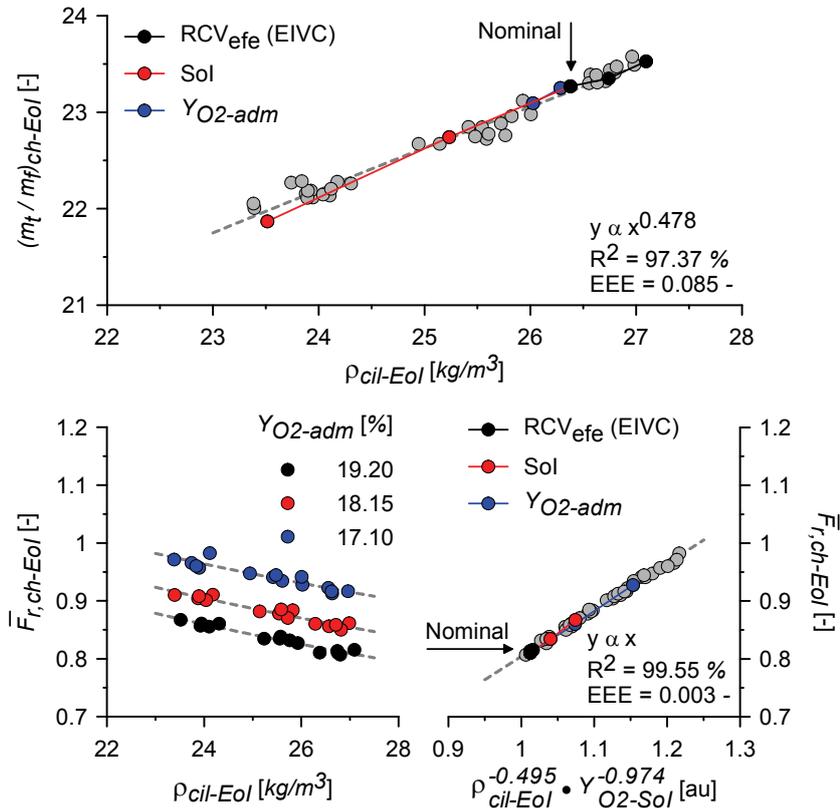


Figura 6.8. Correlación entre la densidad del gas, la fracción másica de oxígeno y los dos estimadores propuestos para evaluar el proceso de formación de la mezcla.

En conclusión, a partir del análisis anterior se confirma que la implementación de un ciclo tipo Miller, es decir, la reducción de la temperatura del gas ambiente manteniendo su densidad así como la fracción másica de

⁵Se observa en la figura 6.7(a) que la densidad del gas es ligeramente mayor a medida que disminuye la duración del proceso de admisión para reducir RCV_{efe} . Esto se debe a que para recuperar la masa de gas admitida se incrementa tanto la presión de admisión, pero también la de escape para mantener la diferencia entre ambas. Esto provoca un aumento de la masa de residuales, que en este caso pasan de un 5.3% para el caso nominal hasta un 8.2% para el caso que más reduce el rendimiento volumétrico, que es el de menor RCV_{efe} adelantando el ángulo de cierre de las válvulas de admisión.

oxígeno no introduce modificaciones relevantes sobre el proceso de formación de la mezcla en un chorro Diesel en condiciones inertes.

Descripción de la fase de combustión en premezcla

En baja carga resulta interesante centrar el análisis del proceso de combustión sobre la fase de combustión en premezcla, ya que ésta se encuentra fuertemente influenciada por los cambios en las condiciones termodinámicas del gas y más concretamente por las diferencias en el tiempo de retraso. Tanto la descripción de los resultados como su análisis se va a realizar en base a consideraciones energéticas derivadas de la ley de liberación de calor y su derivada.

En primer lugar, en la figura 6.9 se caracteriza la fase de combustión en premezcla por medio del valor máximo de la tasa de liberación de calor durante esta etapa ($ROHR_{\max-pmx}$) y la fracción de masa de combustible quemada en dicha fase (FMQ_{pmx}). Como es de esperar tras analizar el comportamiento del tiempo de retraso, esta figura confirma que al implementar un ciclo Miller se promueve la fase de combustión en premezcla y por ello ambos parámetros muestran una misma tendencia creciente para todas las condiciones de contorno (diferentes combinaciones de SOI e Y_{O_2-adm}).

Comparando ahora entre los resultados correspondientes al ciclo Miller y Atkinson que también han sido incluidos en la figura 6.9, es evidente que para el mismo valor de RCV_{efe} (mismo ángulo de cierre de las válvulas de admisión) es el ciclo Atkinson el que presenta mayor influencia sobre el tiempo de retraso y por ello también sobre las características de la fase de combustión en premezcla.

Continuando con la comparación entre los ciclos Atkinson y Miller, en el capítulo anterior se identificó la relación prácticamente lineal que existe entre el tiempo de retraso y dos parámetros característicos de la fase de combustión en premezcla que son la masa quemada en premezcla y el tiempo donde finaliza esta etapa y comienza la combustión por difusión (τ_{SoDC}). Tras confirmar que existen diferencias importantes en el proceso de formación de la mezcla entre ambos ciclos, surge la pregunta de si para el mismo tiempo de retraso estas diferencias en las condiciones de mezcla en las que se encuentra el chorro van a producir un incremento en la masa quemada en premezcla o en la duración de esta fase (incremento en el τ_{SoDC}).

A pesar de que se asume que la metodología utilizada para calcular la masa quemada en premezcla a partir únicamente de la tasa de liberación de calor no es suficientemente precisa como para obtener resultados concluyentes,

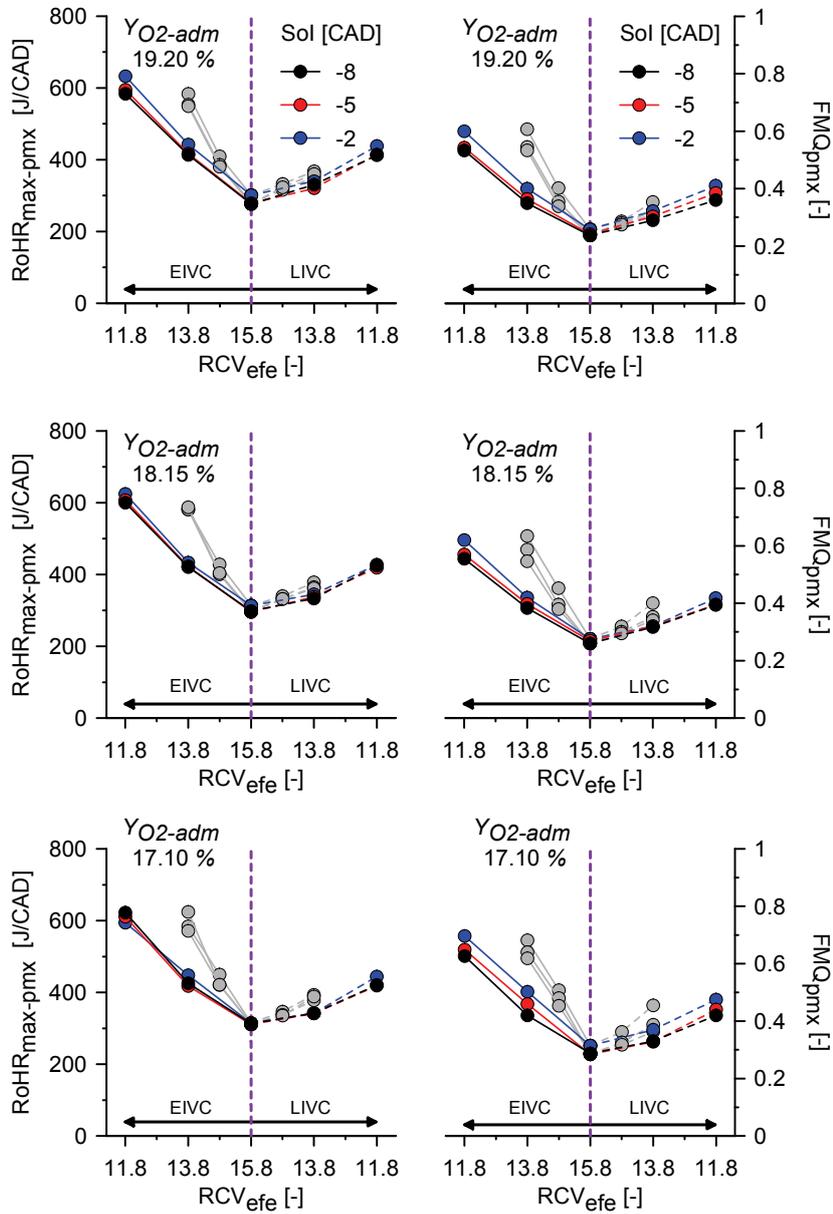


Figura 6.9. Valor máximo de ROHR durante la fase de combustión en premezcla junto con la fracción de masa de combustible quemada en dicha fase. Se han incluido a modo de referencia (en gris) los resultados obtenidos implementando un ciclo Atkinson.

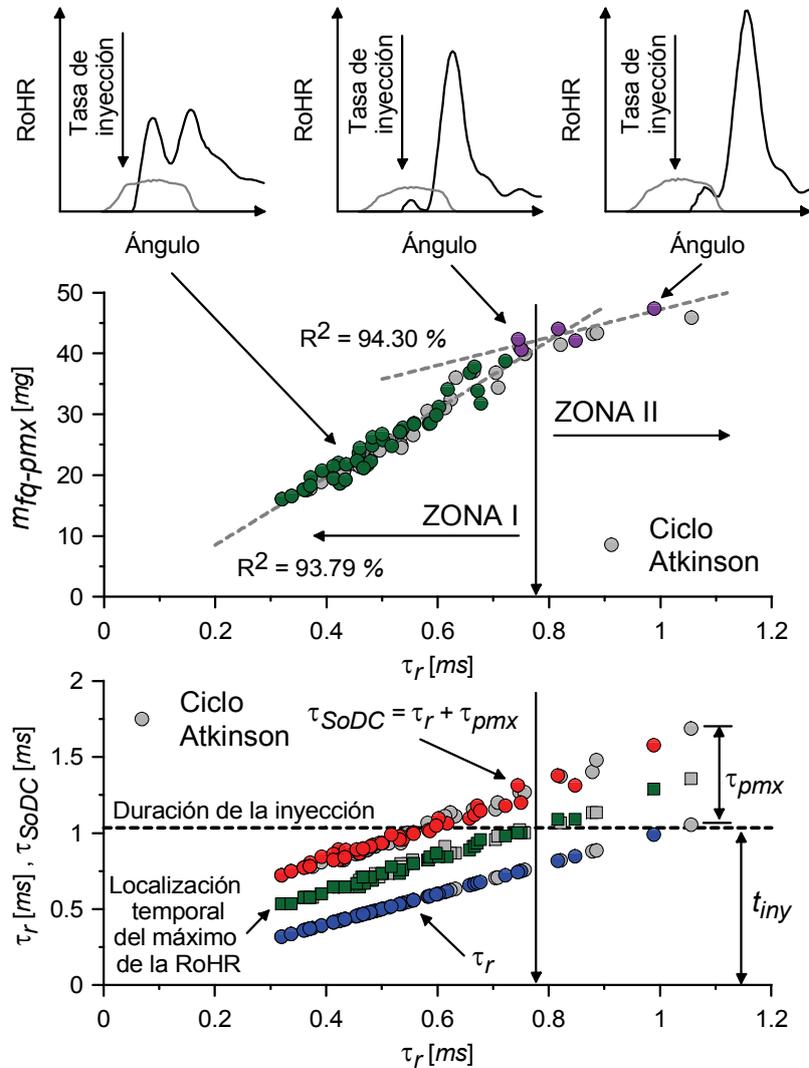


Figura 6.10. Relación entre el tiempo de retraso y la masa de combustible quemada durante la fase de combustión en premezcla. En la gráfica inferior se han relacionado los diferentes tiempos característicos asociados a la fase de combustión en premezcla con el tiempo de retraso, observándose una dependencia fuertemente lineal. Se han incluido a modo de referencia (en gris) los resultados obtenidos implementando un ciclo Atkinson.

observando la figura 6.10 sí que es posible al menos afirmar que las diferencias en el proceso de mezcla no parecen producir cambios de gran importancia en las características de la fase de combustión en premezcla, ya que los resultados experimentales correspondientes al ciclo Miller y al ciclo Atkinson permanecen razonablemente agrupados.

Finalmente, para cuantificar las diferencias en el proceso de mezcla que existen cuando se implementa un ciclo Atkinson o un ciclo Miller se ha incluido en este análisis la figura 6.11.

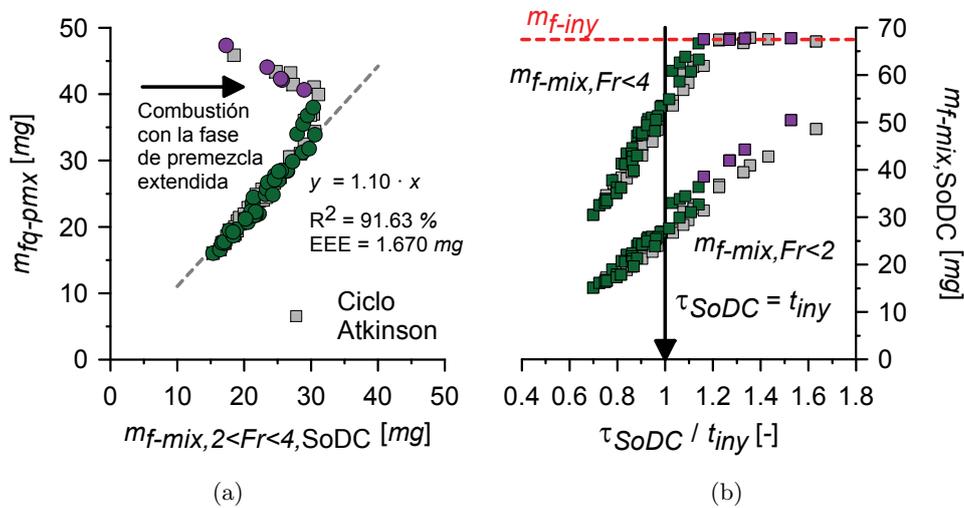


Figura 6.11. Relación entre el proceso de mezcla y la masa de combustible quemada en premezcla. Se muestra la relación entre la masa de combustible mezclada en el rango de dosados relativos comprendidos entre 2 y 4 en el instante SoDC, y la masa de combustible quemada en premezcla. También se muestra de forma independiente la masa mezclada bajo dosado relativo 2 y 4 en función del parámetro τ_{SoDC}/τ_r . Se han incluido a modo de referencia (en gris) los resultados obtenidos implementando un ciclo Atkinson.

En la gráfica 6.11(a) se observan unos resultados muy similares a los obtenidos para el caso de implementar un ciclo Atkinson. Se constata nuevamente la relación lineal que existe entre la masa mezclada entre dosado 2 y 4 en el instante en el que comienza la etapa de combustión por difusión (τ_{SoDC}) y la masa de combustible quemada en premezcla. Esta relación de proporcionalidad persiste hasta que la fase de combustión en premezcla se ve afectada por el final del proceso de inyección. En ese momento, según la gráfica 6.11(b), toda la masa de combustible se encuentra ya bajo dosado relativo 4 mientras que la masa bajo dosado relativo 2 sigue aumentando.

Por ello que para relaciones τ_r/t_{iny} mayores de aproximadamente 1.2, la masa quemada en premezcla aumenta (aunque más lentamente) mientras que la masa de combustible mezclada entre el rango de dosados relativos 2 y 4 disminuye. Esto indica que para valores del estimador τ_r/t_{iny} mayores de aproximadamente 1.2 la combustión en premezcla debe desarrollarse en un rango de dosados relativos progresivamente más bajos.

Además, los resultados mostrados en la gráfica 6.11(b) permiten comparar cuantitativamente las diferencias en el proceso de mezcla en condiciones de baja carga entre el ciclo Atkinson y el ciclo Miller (recuperando la masa admitida y con ello la densidad del gas atrapado en la cámara de combustión). En esta gráfica se observa cómo para el mismo valor de τ_r/t_{iny} la masa mezclada bajo dosado 4 y también bajo dosado 2 es mayor para el caso del ciclo Miller que para el ciclo Atkinson, y a medida que lo hace la relación τ_r/t_{iny} esta diferencia aumenta progresivamente. Debido a esto, para tiempos de retraso similares siempre se consiguen mezclas más pobres cuando se implementa un ciclo Miller que en el caso de un ciclo Atkinson, y lo mismo ocurre para combustiones con la fase de premezcla extendida en las que las condiciones locales de mezcla son sumamente relevantes.

6.4.2. Condiciones de alta carga

En estas condiciones de alta carga el tiempo retraso es mucho más corto y en las condiciones de operación planteadas para este estudio es del orden del 20% del tiempo de inyección como máximo. Debido a ello el proceso de combustión se desarrolla básicamente en condiciones controladas por mezcla, es decir, predominan las etapas de difusión rápida y lenta.

Al igual que en el capítulo anterior, para este análisis se utiliza el tiempo aparente de combustión (ACT) por ser un estimador más adecuado para condiciones de chorro fundamentalmente reactivo y combustión controlada por mezcla. Manteniendo la estructura del apartado dedicado a condiciones de baja carga, inicialmente se describe el proceso de mezcla entre el gas y el combustible en estas condiciones para posteriormente describir el proceso de combustión en términos energéticos a partir de la tasa de liberación de calor.

Características del proceso de formación de la mezcla

Para describir las características del proceso de formación de la mezcla para el chorro en condiciones de alta carga cuando se implementa un ciclo Miller se recurre al estimador ACT_{EoSI} previamente definido en el apartado 5.4.3, ya

que el proceso de combustión se desarrolla fundamentalmente en condiciones reactivas y controladas por mezcla.

La figura 6.12 muestra los resultados experimentales obtenidos a partir de las leyes de inyección y combustión tanto para el ciclo Miller como también para el ciclo Atkinson. Observando esta figura es evidente que el parámetro $ACT_{EoS I}$ se incrementa en ambos casos, si bien la sensibilidad frente al ciclo Miller es mucho menor que la observada para el ciclo Atkinson.

Para explicar este comportamiento, se incluyen también en la figura 6.12 los resultados obtenidos al aplicar la expresión teórica propuesta por Fenolosa [6] y Arrègle *et al.* [7, 8] para relacionar el parámetro $ACT_{EoS I}$ con las condiciones termodinámicas del gas atrapado en el cilindro a partir de la analogía entre el proceso de mezcla para un chorro gaseoso y para un chorro Diesel equivalente. Comparando los resultados experimentales con aquellos obtenidos aplicando esta expresión teórica se observan dos comportamientos que resultan interesantes.

En primer lugar, comparando los resultados entre ciclo Atkinson y el ciclo Miller, se confirma que recuperando la masa admitida y con ello la densidad del gas se consigue evitar en gran medida el deterioro del proceso de mezcla y con ello el parámetro $ACT_{EoS I}$ es menos sensible a las variaciones de RCV_{efe} . De hecho, como se comenta a continuación, teóricamente debería de permanecer prácticamente constante si sólo dependiera del proceso de mezcla.

En segundo lugar, atendiendo únicamente a los resultados correspondientes al ciclo Miller, se observa que el incremento de $ACT_{EoS I}$ no se puede explicar en base a fenómenos relacionados con el proceso de mezcla ya que en este caso los resultados obtenidos aplicando la expresión teórica no presentan sensibilidad alguna respecto a las modificaciones en RCV_{efe} .

Este resultado es aún más evidente si se observa la figura 6.13. En esta gráfica se presenta la evolución de la densidad, la fracción másica de oxígeno y los parámetros ACT y ACT^{-1} obtenidos de forma experimental en función de la fracción de masa quemada. Como muestran las gráficas 6.13(a) correspondientes a la implementación de un ciclo Miller, la evolución tanto de la densidad en cámara como de la fracción másica de oxígeno para los tres casos es muy similar estando las curvas prácticamente solapadas. Sin embargo, el parámetro ACT aumenta (y el ACT^{-1} en consecuencia disminuye) claramente a medida que se reduce RCV_{efe} no sólo mientras se inyecta combustible, sino también tras el final de la etapa de inyección.

Es interesante profundizar en este resultado ya que en este caso donde la ley de inyección es constante, un incremento en el $ACT_{EoS I}$ significa un

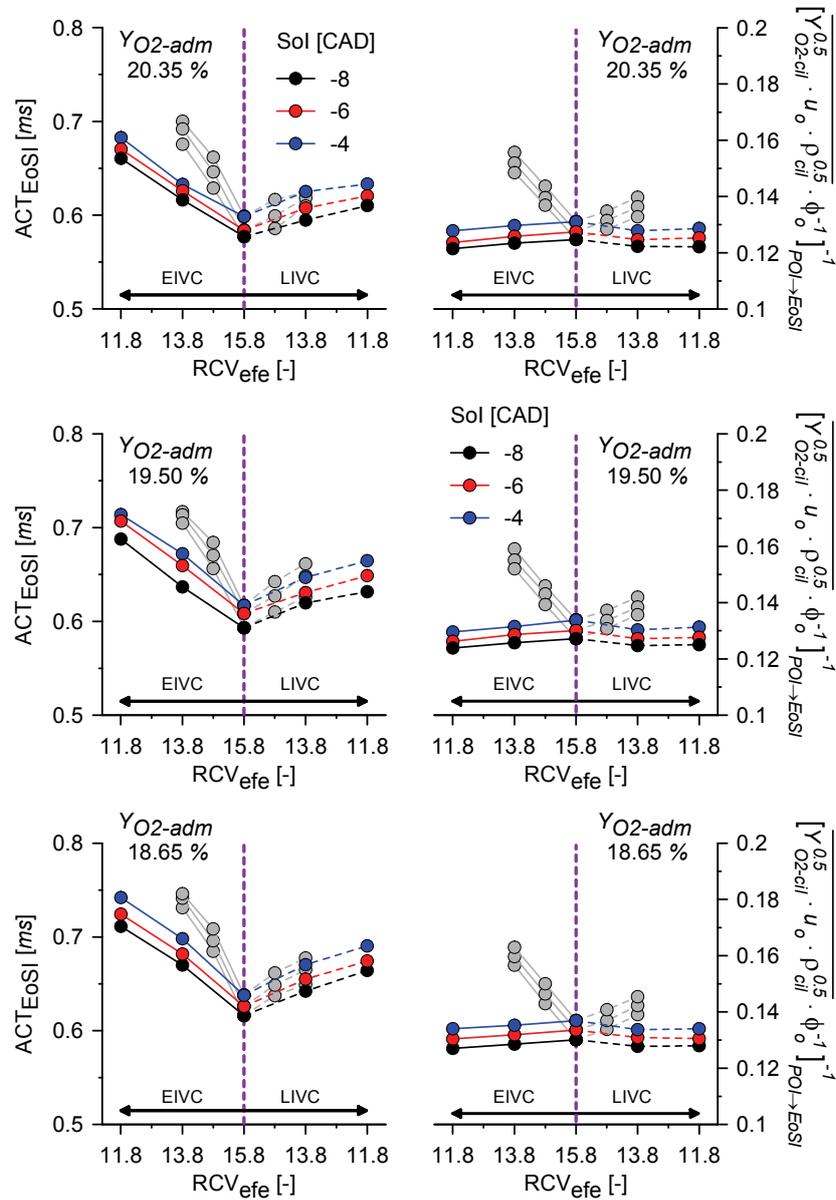


Figura 6.12. Estimador de la calidad del proceso de mezcla entre el gas ambiente y el combustible inyectado en alta carga. Se han incluido a modo de referencia (en gris) los resultados obtenidos implementando un ciclo Atkinson.

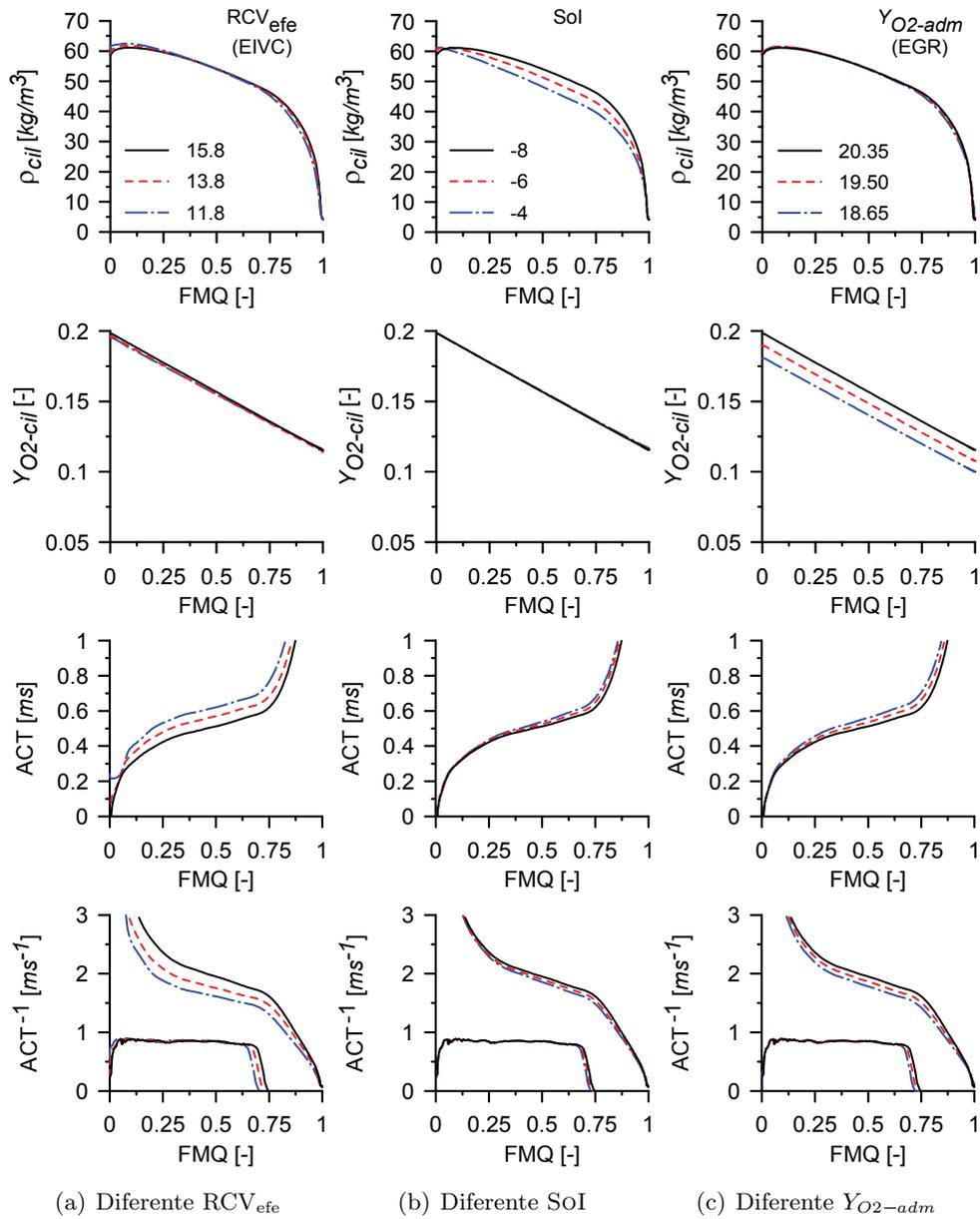


Figura 6.13. Relación entre las condiciones termodinámicas del gas y el tiempo aparente de combustión calculado de forma experimental.

retraso temporal de la combustión y esto tiene implicaciones importantes en términos de emisiones contaminantes (especialmente hollín) y rendimiento. Este razonamiento se apoya en las gráficas que se muestran en la figura 6.14 donde se muestra la influencia del ciclo Miller sobre la evolución temporal de las leyes de inyección y de combustión. El parámetro ACT en cada instante se visualiza fácilmente como la distancia horizontal entre ambas.

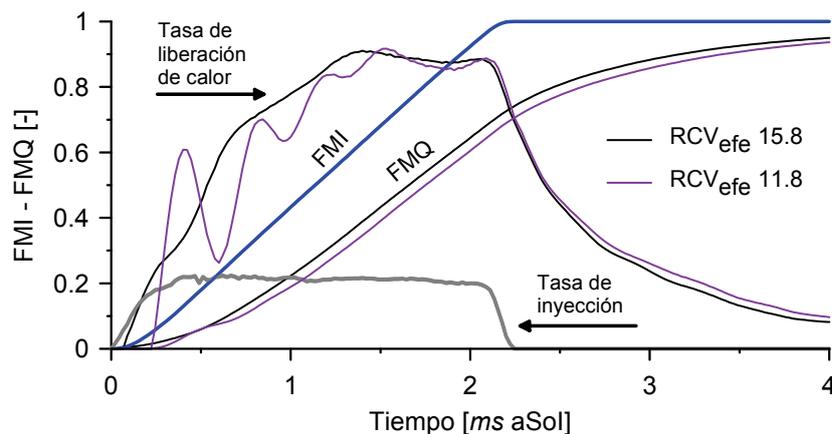


Figura 6.14. Efecto de implementar un ciclo Miller sobre la relación entre la ley de inyección y la de combustión.

Inicialmente, el ciclo Miller reduce tanto la temperatura de los gases quemados como la de los sin quemar. Han y Mungal [9] demuestran experimentalmente que además de la densidad y la fracción másica de oxígeno, en el caso de chorros reactivos la liberación de calor deteriora el proceso de formación de la mezcla reduciendo el englobamiento de gas de acuerdo con la relación $(T_q/T_{sq})^{0.5}$. De acuerdo con García [10], si se reduce la temperatura sin quemar, el valor de la relación anterior aumenta y por lo tanto el proceso de formación de la mezcla se deteriora en consonancia con lo que se observa tanto en la figura 6.14 como en el estimador ACT_{EoS_I} . Sin embargo, a pesar de que la tendencia es correcta, para los casos de la figura 6.14 la variación relativa en el estimador ACT_{EoS_I} alcanza el 13% mientras que la variación relativa de la relación $(T_q/T_{sq})^{0.5}$ es de alrededor de un 1%, claramente insuficiente para explicar las diferencias.

Se propone a partir de la figura 6.14 una explicación plausible para justificar el incremento de ACT_{EoS_I} aún cuando el proceso de mezcla del chorro no se modifica sustancialmente. A partir de esta figura y comparando las curvas correspondientes a la tasa de liberación de calor, se observa que

el tiempo de retraso es mayor en el caso de implementar un ciclo Miller. Posteriormente se desarrolla la fase de combustión en premezcla seguida de una etapa transitoria de establecimiento de la llama Diesel donde la tasa de liberación de calor se incrementa progresivamente hasta que alcanza su valor máximo (este valor máximo es prácticamente igual para los dos casos ilustrados), que ya permanece prácticamente constante hasta que comienza el final de la etapa de inyección. Considerando las diferencias en la tasa de liberación de calor parece que a pesar de que el proceso de mezcla del chorro es prácticamente insensible a la reducción de la temperatura del gas en cámara, el proceso de autoencendido y establecimiento de la llama Diesel sí que se ralentiza. No obstante, el estado del conocimiento actual en relación con la fase de combustión en premezcla y el establecimiento de la llama difusiva no es suficiente para justificar de manera concluyente las diferencias observadas, por lo que la explicación propuesta aquí debe considerarse como una teoría plausible que debe ser confirmada por medio de nuevas investigaciones.

De estos resultados se concluye que al implementar un ciclo Miller son precisamente las diferencias en la evolución del proceso de combustión antes de que la tasa de liberación de calor alcance su valor cuasiestacionario, y no las posibles diferencias en el proceso de mezcla, las que retrasan temporalmente la curva correspondiente a la fracción de masa quemada y de esta manera explican el incremento del tiempo aparente de combustión.

Descripción de las fases de combustión por difusión

Tras describir el comportamiento del proceso de mezcla y concluir que éste permanece fundamentalmente constante cuando se implementa un ciclo Miller, es el momento de analizar el comportamiento del proceso de combustión en términos nuevamente energéticos, es decir, tomando como base la tasa de liberación de calor.

Para abordar este análisis, en la figura 6.15 se describe la evolución temporal de la tasa de liberación de calor para las tres estrategias objeto de estudio, que consisten en la reducción de RCV_{efe} mediante un ciclo Miller, el retraso del SOI y la disminución de Y_{O_2-adm} . Se ha incluido también en esta figura la información correspondiente al valor máximo de la tasa de liberación de calor tanto para los ensayos correspondientes al ciclo Miller como también al ciclo Atkinson.

Comparando en la figura 6.15 los ensayos correspondientes a la implementación de un ciclo Miller, se observa que pese a las diferencias en la evolución temporal de la tasa de liberación de calor inducidas por el transitorio

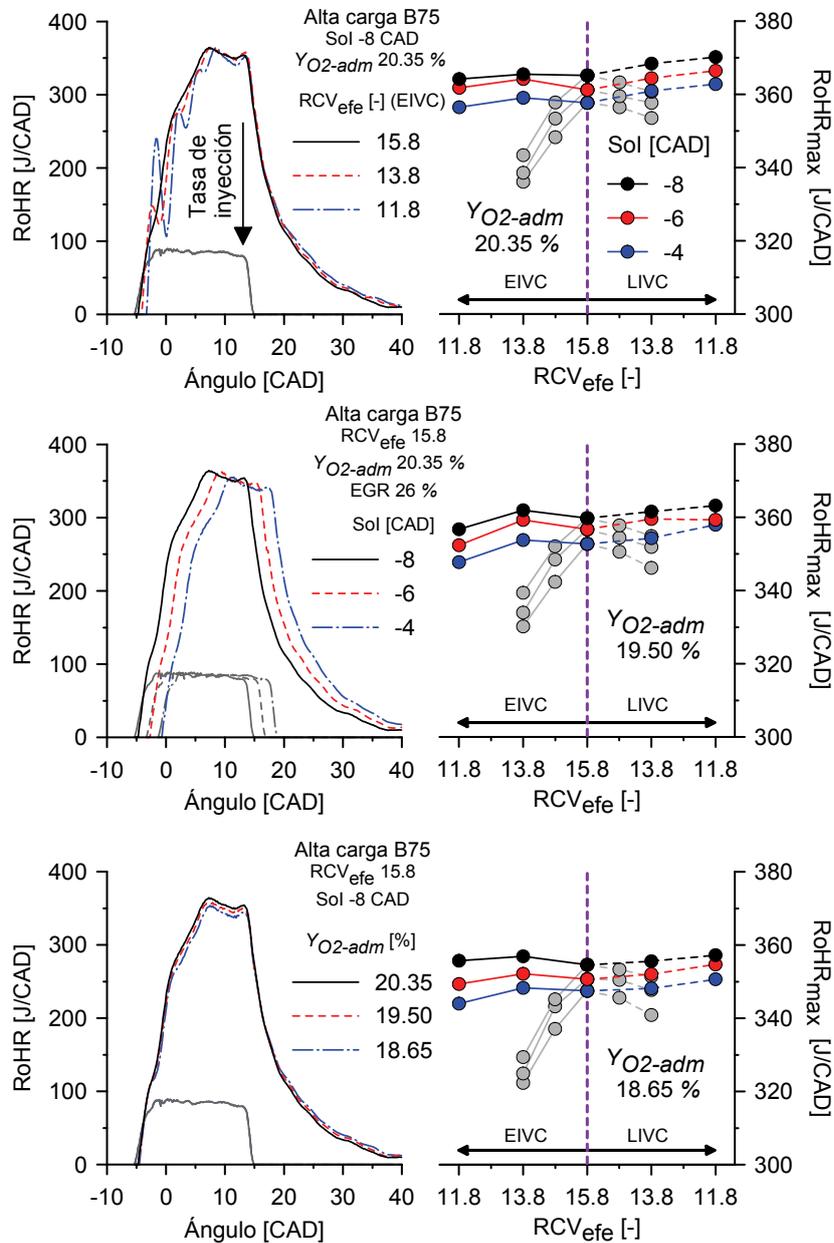


Figura 6.15. Evolución temporal de la tasa de liberación de calor (RoHR) durante el proceso de combustión (a modo de referencia se ha representado también la tasa de inyección) junto con su valor máximo para todas las condiciones de operación ensayadas. Se han incluido a modo de referencia (en gris) los resultados obtenidos implementando un ciclo Atkinson.

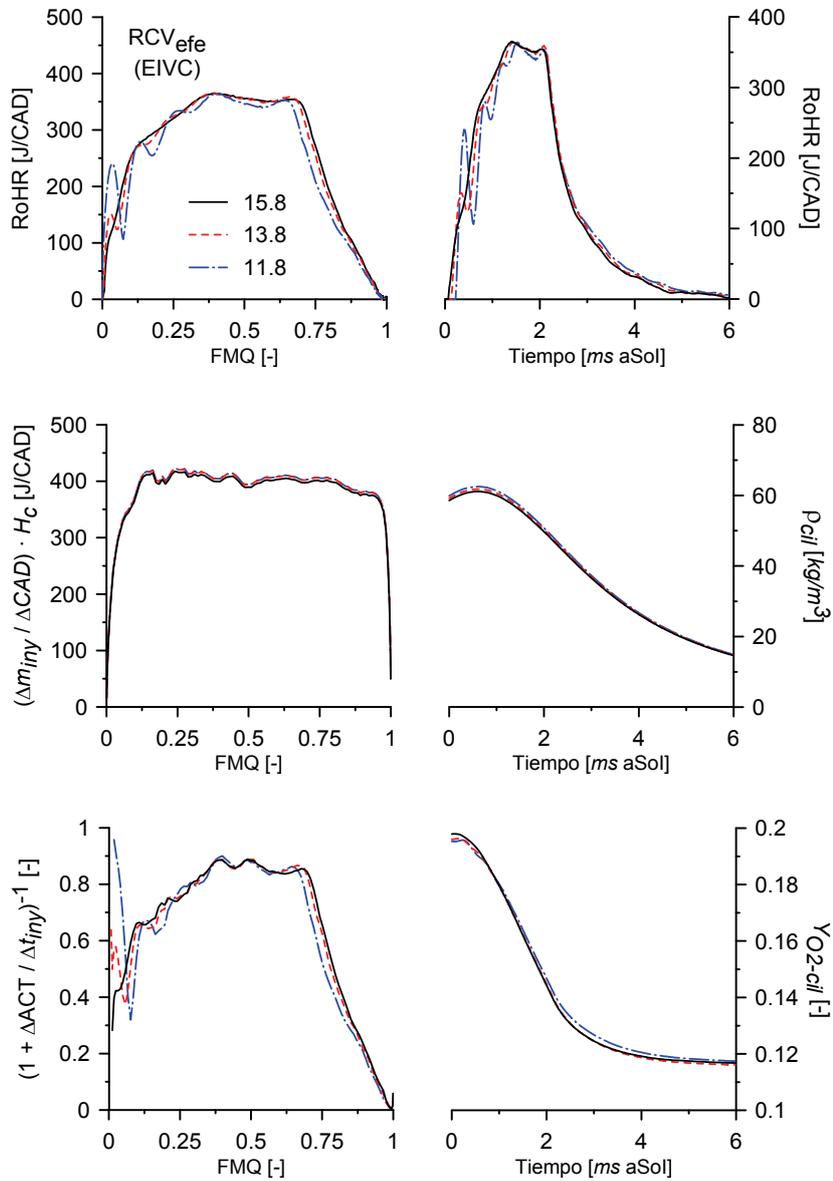


Figura 6.16. Descomposición de la tasa de liberación de calor en el término de tasa y el término de mezcla. Se ha añadido la información correspondiente a la evolución temporal de la densidad y de la fracción másica de oxígeno para relacionar la tasa de liberación de calor con el proceso de mezcla..

correspondiente a la fase de combustión en premezcla y el establecimiento de la llama de difusión comentadas previamente, su valor máximo es prácticamente el mismo independientemente de la RCV_{efe} del ensayo. Por el contrario, cuando se implementa un ciclo Atkinson claramente este valor máximo disminuye a medida que lo hace RCV_{efe} , lo que implica una diferencia importante entre ambos ciclos.

Para explicar esta diferencia fundamental entre el ciclo Atkinson y el ciclo Miller se recurre a la descomposición de la tasa de liberación de calor en el término de tasa y el término de mezcla según la expresión 6.2 propuesta por González [11].

$$\dot{m}_q = \dot{m}_{iny} \cdot \frac{1}{1 + \frac{dACT}{dt_{iny}}} \xrightarrow[\text{Considerando } n]{\text{Considerando } H_c} RoHR = \overbrace{\frac{\Delta m_{iny} \cdot H_c}{\Delta CAD}}^{\text{Inyección}} \cdot \overbrace{\frac{1}{1 + \frac{\Delta ACT}{\Delta t_{iny}}}}^{\text{Mezcla}} \quad (6.2)$$

Se observa en la expresión anterior que el término de mezcla depende únicamente de la variación del tiempo aparente de combustión con el tiempo. Si se recurre al modelo que relaciona este tiempo característico con las condiciones termodinámicas del gas en el cilindro, el término de mezcla se puede expresar de acuerdo con la relación 6.3.

$$\frac{1}{1 + \frac{\Delta ACT}{\Delta t_{iny}}} = \frac{1}{1 + \frac{\Delta K_{mix} \cdot [\rho_{cil}^{0.5} \cdot u_o \cdot Y_{O_2-cil}^{0.5} \cdot \phi_o^{-1}]_{FOI \rightarrow POC}^{-1}}{\Delta t_{iny}}} \quad (6.3)$$

Según la expresión anterior, para unas condiciones de inyección constantes (velocidad de inyección y diámetro de la tobera) el término de mezcla depende fundamentalmente de la variación temporal de la densidad y la fracción másica de oxígeno en la cámara de combustión durante el tiempo que transcurre desde que se inyecta una determinada cantidad de combustible hasta que ésta se quema.

En la figura 6.16 se ha representado la información necesaria para confirmar esta relación entre la tasa de liberación de calor y las condiciones termodinámicas en el cilindro. En esta figura es evidente que el término de tasa sólo depende de las condiciones de inyección y por lo tanto no varía cuando se implementa un ciclo Miller.

Por otra parte, el término de mezcla sí que depende de la variación de la densidad del gas y su fracción másica de oxígeno con el tiempo según la expresión 6.3. De acuerdo con la figura 6.16 durante la zona cuasiestacionaria

del proceso de combustión el término de mezcla llega a ser idéntico y no presenta variaciones al implementar un ciclo Miller. Observando ahora la evolución temporal tanto de la densidad como de la fracción másica de oxígeno resulta que es muy parecida para los tres casos y por lo tanto también lo es su variación con el tiempo durante la combustión. Esto explica la similitud observada en el término de mezcla calculado de forma experimental a partir de la descomposición de la tasa de liberación de calor.

De aquí se concluye que pese a que el comportamiento del tiempo aparente de combustión no puede ser explicado a partir del análisis del proceso de mezcla, la tasa de liberación de calor (o por lo menos su valor máximo cuando se alcanzan las condiciones cuasiestacionarias) sí que se puede explicar a partir de la evolución del proceso de mezcla con el tiempo que depende fundamentalmente de la variación de la densidad y la fracción másica de oxígeno del gas. Se ha demostrado que en el caso del ciclo Miller y combustión fundamentalmente difusiva se consigue mantener la variación temporal de estos dos parámetros.

6.4.3. Temperatura adiabática de llama

Se dedica este apartado a describir brevemente el comportamiento de la temperatura adiabática de llama calculada para condiciones estequiométricas, ya que este parámetro es representativo de la temperatura máxima que se alcanza en la zona de reacción durante el proceso de combustión. Para trazar el comportamiento de este parámetro y cómo se ve influenciado por la implementación de un ciclo Miller, en la figura 6.17 se ha representado gráficamente su valor máximo (T_{ad-max}) para todas las condiciones de operación.

En este caso el comportamiento de este parámetro es predecible puesto que depende fundamentalmente de evolución temporal de la temperatura de los gases sin quemar y de la fracción másica de oxígeno inicial, antes de que comience el proceso de combustión. Se recuerda que esta temperatura de los gases sin quemar se estima asumiendo que una vez comienza el proceso de combustión, estos gases siguen una evolución adiabática en función de las variaciones temporales de presión en el cilindro. Por lo tanto, la temperatura de los gases en condiciones sin quemar depende fundamentalmente de la temperatura media del gas en la cámara de combustión y de su exponente adiabático al inicio del proceso de combustión, y de la evolución temporal de la presión en el cilindro durante el proceso de combustión.

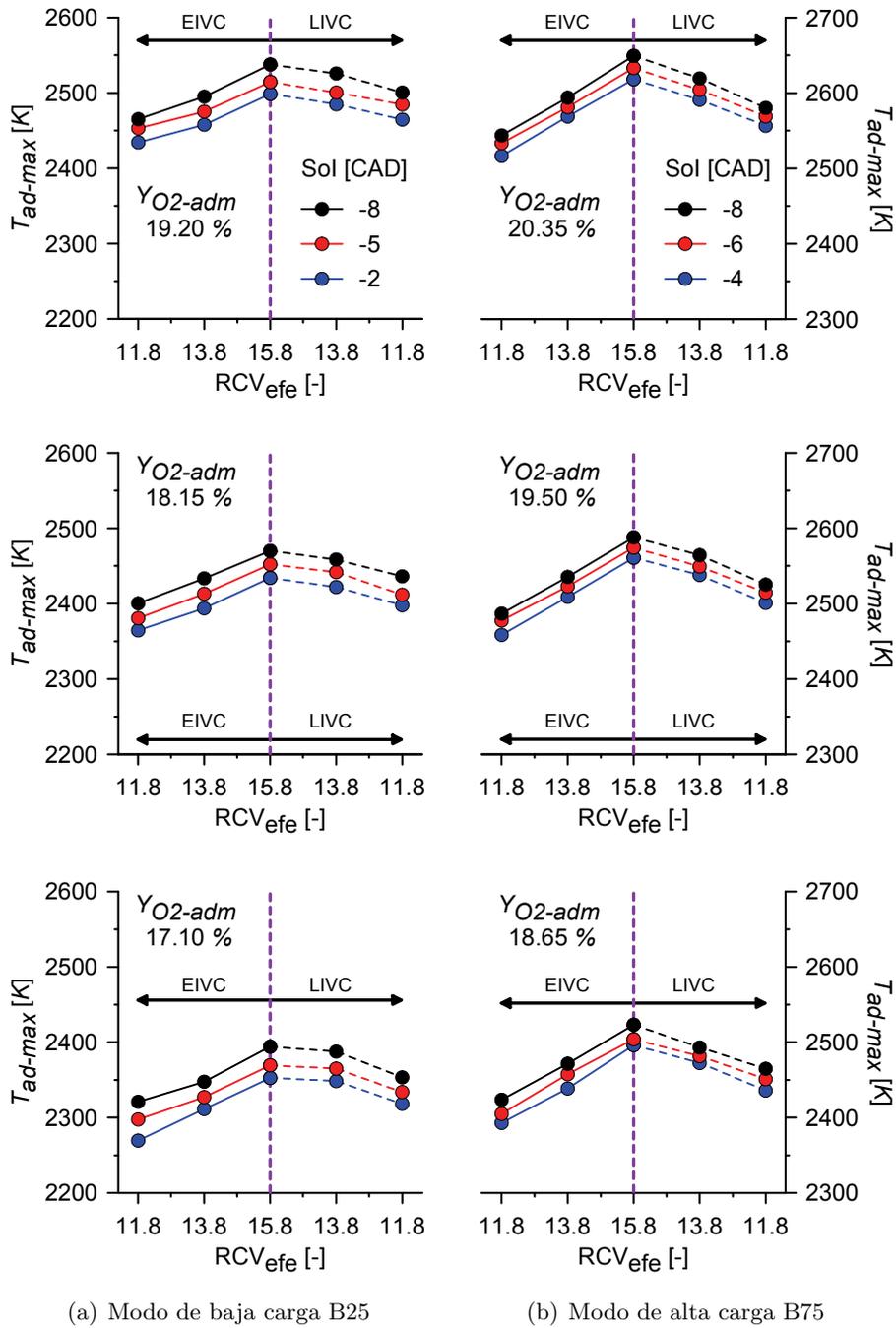


Figura 6.17. Influencia de RCV_{efe} , SOI e Y_{O_2-adm} sobre la temperatura adiabática de llama máxima.

Al igual que cuando se aplica un ciclo tipo Atkinson, con la condición impuesta en este trabajo de investigación que consiste en mantener la fracción másica inicial de oxígeno del gas, el ciclo Miller permite reducir la temperatura adiabática de llama debido a que disminuye la temperatura que se alcanza en el instante en el que comienza el proceso tanto de inyección como de combustión debido a la reducción de RCV_{efe} .

Para concluir este apartado se debe resaltar que a partir de los resultados experimentales obtenidos se confirma que el ciclo Miller es una estrategia que permite reducir las temperaturas locales que se alcanzan en condiciones de combustión Diesel convencional.

6.5. Formación de contaminantes

Tras el análisis del proceso de combustión tanto en condiciones de baja como de alta carga, el siguiente paso siguiendo de acuerdo con la estructura secuencial propuesta para describir y analizar los resultados consiste en relacionar los efectos observados sobre el proceso de combustión cuando se implementa un ciclo Miller sobre la formación de contaminantes.

Al igual que en el capítulo anterior, se incluyen en este análisis los óxidos de nitrógeno y el hollín por tratarse de los contaminantes más relevantes para el caso de motores Diesel.

Nuevamente, a lo largo de este apartado se prefiere realizar el estudio en base a los índices de emisiones (en g/kg_{fuel}) en lugar de sus correspondientes valores específicos (en g/kWh) ya que de esta forma se establece una relación intrínseca entre los niveles de emisiones y las características propias del proceso de combustión, sin introducir efectos colaterales asociados a las prestaciones del motor.

6.5.1. Óxidos de nitrógeno

Según se expone en el apartado dedicado a revisar la bibliografía existente sobre ciclos Atkinson y Miller del capítulo 2, en ambos casos uno de los objetivos que se persigue cuando se implementan estos ciclos tanto en motores MEP como MEC es casos la reducción en la formación de óxidos de nitrógeno.

Por ello, el objetivo de este apartado es confirmar que efectivamente el ciclo Miller permite reducir las emisiones de óxidos de nitrógeno y para ello, en la figura 6.18 se han representado las emisiones de INO_x registradas para todas las condiciones de operación. Es de esperar que la reducción de las

temperaturas de combustión que se genera cuando se implementa un ciclo tipo Miller produzca una disminución en las emisiones de óxidos de nitrógeno, y efectivamente este resultado es el que se observa en la figura 6.18.

Para analizar en detalle la relación entre la temperatura de combustión estimada a partir de la temperatura adiabática de llama máxima y las emisiones de INO_x se han obtenido una correlaciones de tipo Arrhenius similares a las propuestas en el apartado 5.5.1 del capítulo anterior, diferenciando entre condiciones de baja carga (gráfica 6.19(a)) y alta carga (gráfica).

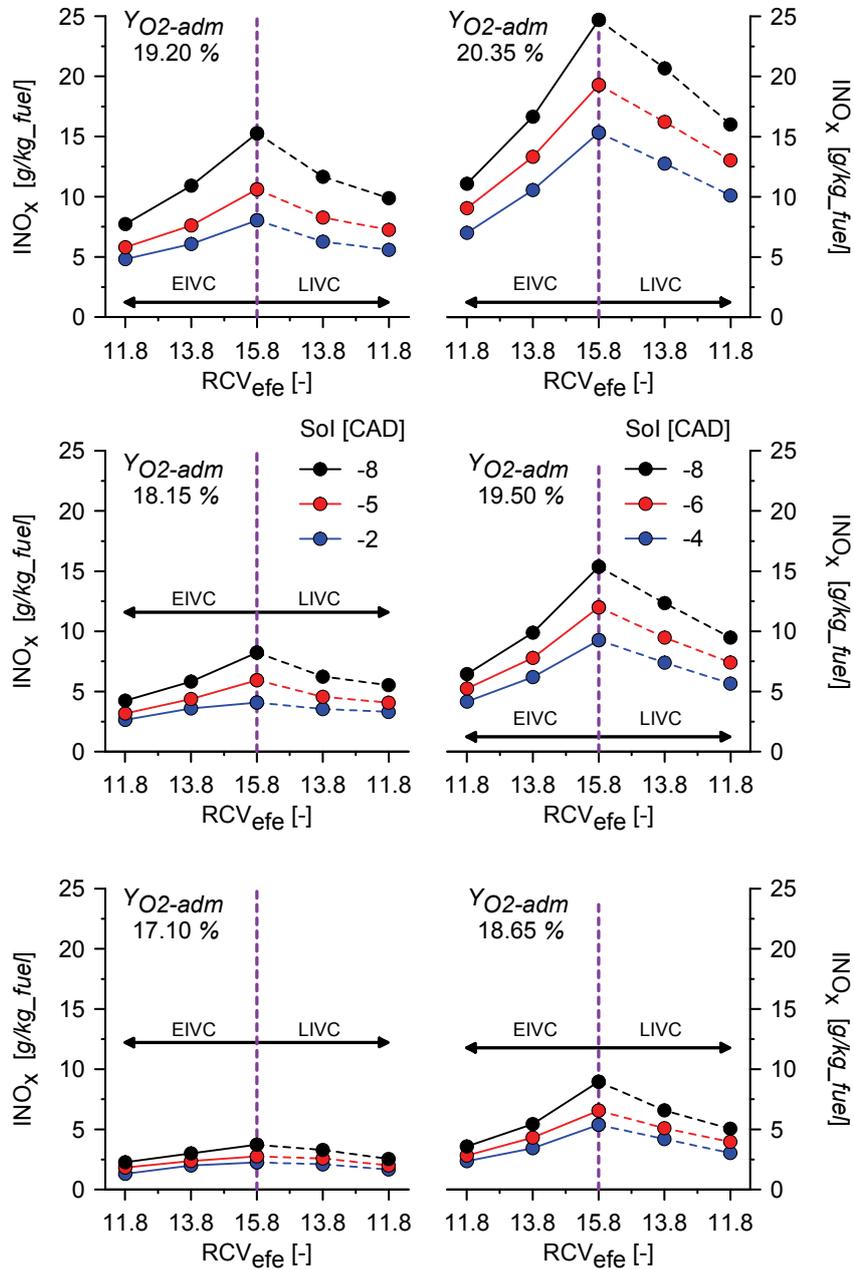
Las expresiones obtenidas tras realizar estos ajustes estadísticos se muestran en la figura 6.19, donde se han incluido los resultados correspondientes al ciclo Atkinson⁶ sin que existan discrepancias importantes en el comportamiento de los óxidos de nitrógeno y su relación con la temperatura de combustión.

El comportamiento asintótico que muestran las emisiones de INO_x en función de la temperatura adiabática de llama máxima en la figura 6.19 implica que el efecto principal que se consigue cuando se implementa tanto un ciclo Atkinson como Miller consiste en la reducción de la formación de óxidos de nitrógeno por la vía térmica, ya que este mecanismo de formación es fuertemente dependiente de la temperatura [12, 13].

Sin embargo, tanto cuando se implementa un ciclo Atkinson como Miller en las condiciones correspondientes a bajas temperaturas de combustión (extremo derecho de la gráfica 5.28(a)) el mecanismo térmico pierde relevancia en favor de la formación de óxidos de nitrógeno por las vías *prompt* y N_2O que ya no son tan dependientes de la temperatura [14]. Por ello en esta zona, las emisiones de INO_x son prácticamente independientes de la temperatura de combustión y la reducción de esta temperatura por medio de la implementación de ciclos Atkinson o Miller es mucho menos efectiva para reducir los óxidos de nitrógeno.

Para finalizar este análisis, se comenta que según los resultados que se han obtenido en esta tesis, para la misma RCV_{efe} la implementación de un ciclo Miller proporciona niveles menores de INO_x que el ciclo Atkinson tanto en alta como en baja carga, comportamiento que se explica por la menor temperatura adiabática de llama máxima que se alcanza con el ciclo Miller y en definitiva por la menor temperatura de los gases sin quemar. Esta temperatura de los gases sin quemar es más baja para el caso del ciclo Miller que para el ciclo Atkinson porque la variación de presión que genera la combustión es también

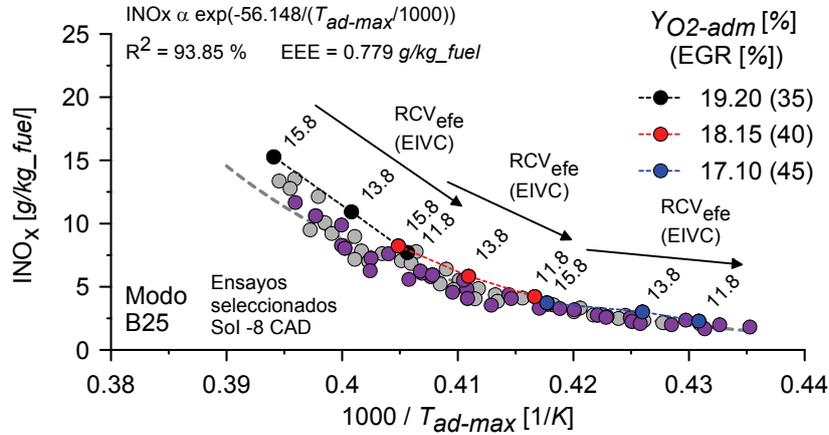
⁶Los datos correspondientes al ciclo Atkinson se han incluido en la figura, pero no en el proceso de ajuste de las correlaciones en los que únicamente se han considerado los resultados correspondientes al ciclo Miller.



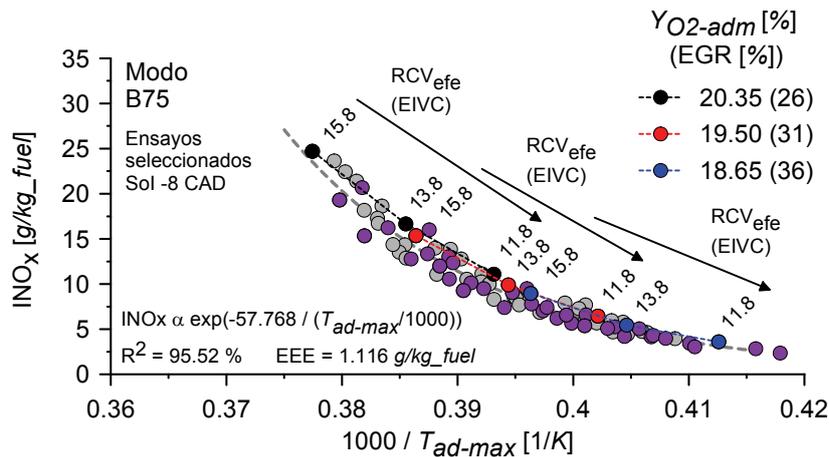
(a) Modo de baja carga B25

(b) Modo de alta carga B75

Figura 6.18. Influencia de RCV_{efe} , SOI e Y_{O_2-adm} sobre las emisiones de INO_x .



(a) Modo de baja carga B25



(b) Modo de alta carga B75

Figura 6.19. Relación entre la temperatura adiabática de llama máxima y la producción de óxidos de nitrógeno para condiciones de baja y alta carga. Se han incluido a modo de referencia (en gris) los resultados obtenidos implementando un ciclo Atkinson.

menor y con ello también disminuye la compresión que sufren estos gases sin quemar. A pesar de que para confirmar este resultado es conveniente ampliar el rango de condiciones de contorno y probar en motores con características diferentes, se asume como generalizable puesto que para todas las condiciones de operación se ha observado este mismo comportamiento.

6.5.2. Hollín

El análisis de las emisiones de hollín es de especial interés cuando se pretende establecer una comparación entre los ciclos Atkinson y Miller aplicados a motores Diesel⁷. Esto se debe a que una de las potenciales ventajas que presenta el ciclo Miller frente al Atkinson consiste precisamente en la recuperación de la masa admitida por el motor y con ello de dos parámetros que se encuentran íntimamente relacionados con los procesos de formación y oxidación del hollín, que son el dosado relativo por un lado y la densidad del gas atrapado en la cámara de combustión por otro.

Para describir el comportamiento de este contaminante cuando se aplica un ciclo Miller, en la figura 6.20 se han representado las emisiones de Ihollín en función de RCV_{efe} para todas las condiciones de contorno objeto de estudio, tanto de baja carga (gráfica 6.20(a)) como de alta carga (gráfica 6.20(b))⁸.

Según se muestra en la figura 6.20(a) los valores de Ihollín obtenidos en baja carga son erráticos y no siguen ningún patrón, por ello sólo se puede concluir que reducir RCV_{efe} mediante un ciclo Miller no produce incrementos relevantes en las emisiones de Ihollín, siendo los niveles de este contaminante siempre muy bajos.

Por el contrario, los valores de Ihollín para condiciones de alta carga que se muestran en la figura 6.20(b) sí que presentan una tendencia claramente definida. En estas condiciones, las emisiones de Ihollín se incrementan cuando se reduce RCV_{efe} mediante la implementación de un ciclo Miller. Así pues, para el análisis de las emisiones de Ihollín únicamente se van a considerar estas condiciones de alta carga.

Antes de analizar estos resultados, se recuerda que según se discute en el apartado 5.5.2 del capítulo anterior, las emisiones finales de hollín en condiciones de combustión convencional son el resultado de la diferencia entre el proceso de formación en el seno del chorro y el de oxidación en la superficie de reacción, por lo que ambos procesos deben de ser considerados en el análisis.

Comenzando por el proceso de formación de hollín, se asume que éste se encuentra controlado fundamentalmente por el dosado relativo medio en la longitud de *lift-off*. Inicialmente, al implementar un ciclo Miller se reduce RCV_{efe} y con ello la temperatura del gas atrapado en el cilindro. De acuerdo

⁷Debido a la similitud entre el ciclo Atkinson y el ciclo Miller, este análisis es formalmente muy similar al ya realizado en el apartado 5.5.2 del capítulo anterior.

⁸En este caso no se han incluido los resultados correspondientes al ciclo Atkinson en la figura 6.20 ya que los valores de Ihollín son mucho más elevados y existen problemas de escala.

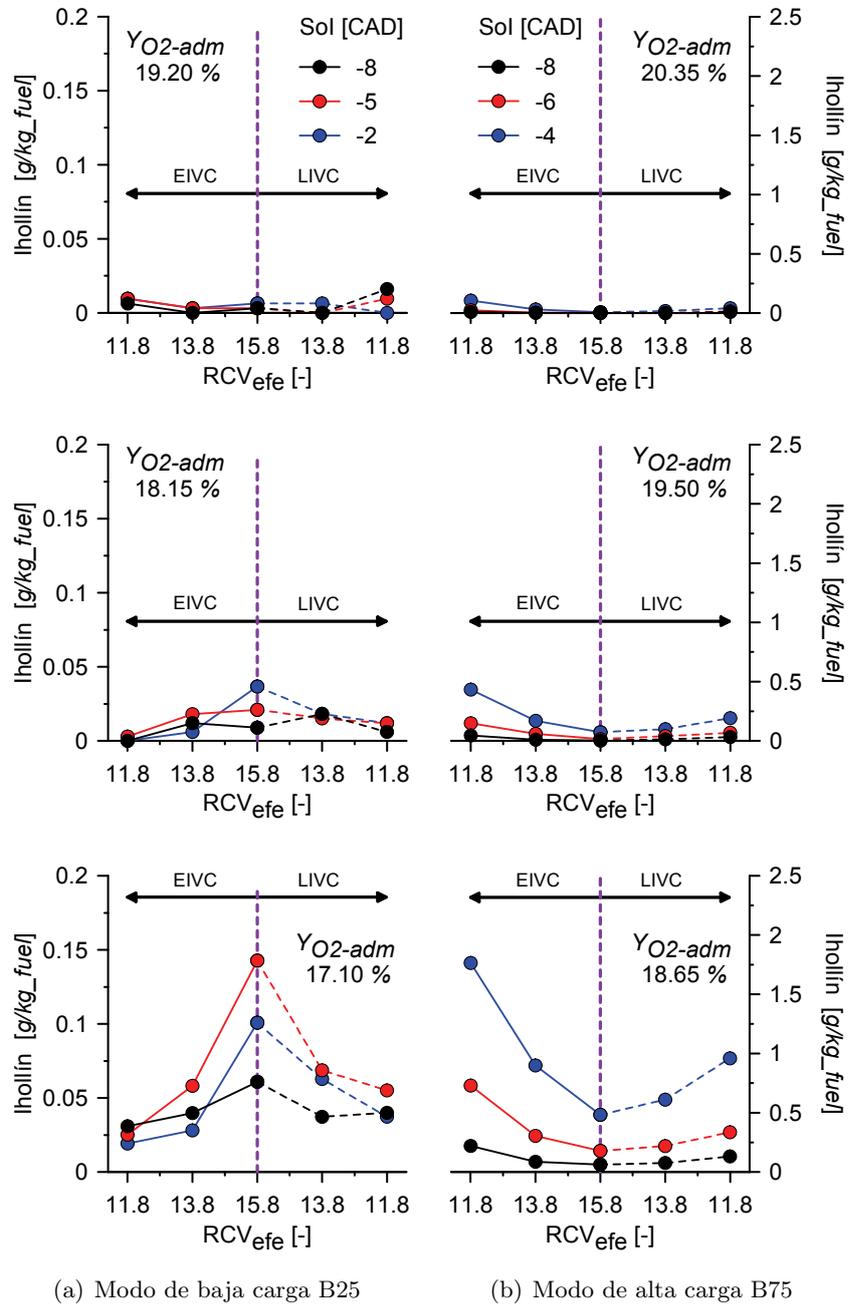


Figura 6.20. Influencia de RCV_{efe} , SOI e Y_{O_2-adm} sobre las emisiones de I_{hollin} .

con Siebers y Higgins [15] la reducción de esta temperatura implica un incremento de la longitud de *lift-off*. Por otra parte, ya se ha discutido previamente que ni el englobamiento [9] ni la tasa de mezcla [16] dependen de la temperatura del gas. Por lo tanto, una mayor longitud de *lift-off* implica directamente un dosado relativo más bajo en dicha sección y tal y como indican Siebers y Pikett [17, 18] una reducción de la formación de precursores de hollín.

Para estimar de forma cualitativa la importancia de la formación de hollín sobre las emisiones finales de este contaminante, se ha calculado la longitud de *lift-off* utilizando la correlación propuesta por Pickett *et al.* [19], para posteriormente evaluar el dosado relativo medio en la sección correspondiente a esta longitud de *lift-off* por medio de la expresión deducida por Siebers y Higgins [15]. A partir de esta estimación, para condiciones de alta carga los valores obtenidos se encuentran en el rango comprendido entre 3.8 y 6.5. En este caso los valores se encuentran muy por encima de 2, que es el valor límite por debajo del cual no existe formación de precursores [15].

Considerando este resultado previo junto con el hecho de que a medida que se reduce RCV_{efe} disminuye el dosado relativo en el *lift-off* pero sin embargo aumentan las emisiones de Ihollín, se asume que las posibles diferencias en la formación de hollín no son relevantes para las emisiones finales de este contaminante, sino éstas están controladas por el proceso de oxidación durante la etapa de combustión por difusión lenta, una vez finalizado el proceso de inyección.

En este sentido, se utiliza como estimador del proceso de oxidación la temperatura adiabática de llama en el instante en el que finaliza el proceso de combustión⁹ (T_{ad-EoC}). En la figura 6.21 se muestra la relación que existe entre esta temperatura característica del proceso de combustión y las emisiones de Ihollín.

En la gráfica 6.21(a) se observa que efectivamente en baja carga el comportamiento de las emisiones de Ihollín no siguen ningún tipo de tendencia, mientras que en la gráfica 6.21(b) se confirma que el incremento en las emisiones de Ihollín cuando se implementa un ciclo Miller se debe fundamentalmente a la reducción de la temperatura de llama durante la etapa final del proceso de combustión que produce un deterioro del proceso de oxidación.

Como conclusión, resaltar que los resultados obtenidos en esta tesis indican sin lugar a dudas que en condiciones de combustión Diesel convencional, para

⁹Para este trabajo de investigación se considera que el proceso de combustión finaliza cuando se ha quemado el 95 % del combustible inyectado.

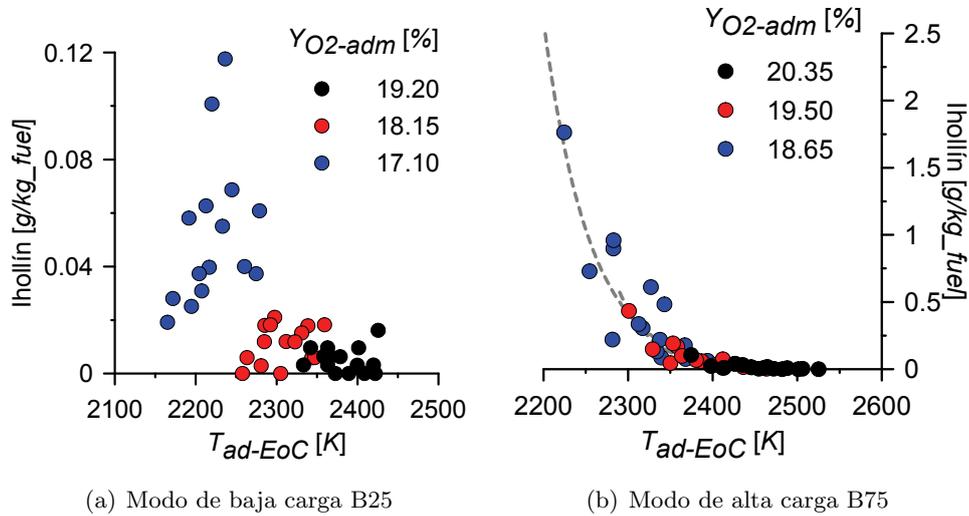


Figura 6.21. Relación entre la temperatura adiabática de llama al final del proceso de combustión y las emisiones de I_{hollín}.

la misma ley de inyección incluido mismo SOI, las emisiones de I_{hollín} son mucho más elevadas cuando se reduce RCV_{efe} mediante un ciclo Atkinson que en el caso de implementar el ciclo Miller equivalente. La explicación de este resultado se basa en que el ciclo Atkinson induce un deterioro en el proceso de mezcla del chorro que el ciclo Miller no produce, y con ello incrementa el tiempo aparente de combustión de forma que el final de la combustión se retrasa hacia la etapa de expansión. Durante la última etapa del proceso de combustión el proceso de mezcla es más lento y además las temperaturas de combustión disminuyen rápidamente, con lo que el proceso de oxidación se ve comprometido.

6.6. Rendimiento térmico y consumo

Al igual que para el caso del ciclo Atkinson, la influencia del ciclo Miller sobre el rendimiento térmico del motor y con ello sobre el consumo de combustible genera cierta controversia. Si bien según la revisión bibliográfica presentada en el capítulo 2 generalmente se asume que el ciclo Miller ofrece mejor rendimiento que los ciclos Otto o Diesel.

Sin embargo, el rendimiento térmico final de los motores tanto MEP como MEC que operan con un ciclo Miller está condicionado por la eficiencia

del turbogrupo o del compresor volumétrico necesario para sobrealimentar el motor y recuperar la masa original admitida por el motor Otto o Diesel¹⁰ originales.

Debido a la condición anterior, es realmente difícil establecer una base de comparación que permita obtener resultados generalizables en relación con el comportamiento del rendimiento térmico del motor cuando se implementa un ciclo Miller. En este caso al igual que en el capítulo anterior se propone realizar inicialmente un estudio teórico mediante el modelo de acción de ondas asumiendo las mismas serie de hipótesis que se listan a continuación.

- *No se considera el efecto del rendimiento del turbogrupo sobre el trabajo de bombeo.* Para comparar entre el ciclo Diesel y las dos versiones del ciclo Miller (adelantando o retrasando el cierre de las válvulas de admisión) en términos de trabajo indicado, no se va a tener en cuenta el incremento en la diferencia entre las presiones de admisión y escape producido por las variaciones en el comportamiento del turbogrupo. Además, como se muestra en la figura 6.22, al igual que para el ciclo Atkinson considerar únicamente el ciclo de alta presión no es suficiente y es necesario considerar el trabajo de bombeo para evitar errores. Por ello en las simulaciones se ha mantenido en todo momento una diferencia de presiones entre admisión y escape lo más pequeña posible para evitar la interferencia del trabajo de bombeo en los resultados.
- *El efecto sobre el proceso de combustión.* En el caso de implementar un ciclo Miller en un motor real, inevitablemente se producen efectos colaterales sobre el proceso de combustión que ya se han visto a lo largo de este capítulo que son moderados pero negativos. Por lo tanto, cuando se analizan resultados experimentales en términos de rendimiento, éstos están influenciados por dichos efectos y por ello no es posible determinar si el ciclo Miller en sí mismo es termodinámicamente favorable.

Tras realizar las simulaciones pertinentes modificando el ángulo de cierre de las válvulas de admisión para un rango suficientemente amplio de relación de compresión volumétrica efectiva, los resultados obtenidos en términos de trabajo neto (W_n) se muestran en la figura 6.23, donde se han diferenciado los casos de baja carga (figura 6.23(a)) y de alta carga (figura 6.23(b)).

¹⁰En un motor Diesel que ya dispone de turbogrupo, es igualmente necesario incrementar el nivel de sobrealimentación cuando se implementa un ciclo Miller para recuperar la masa admitida.

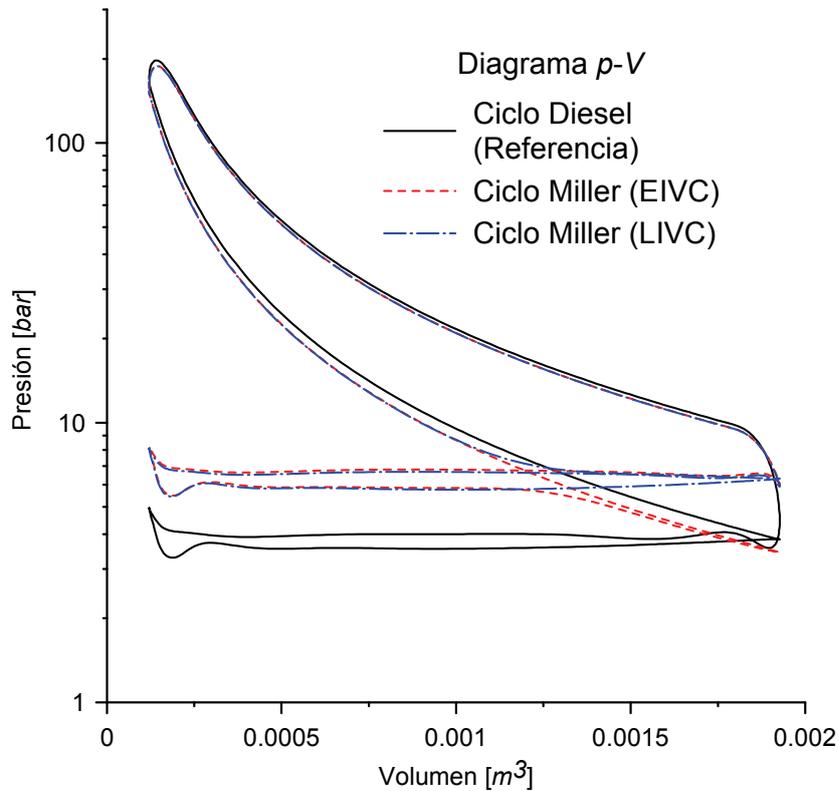


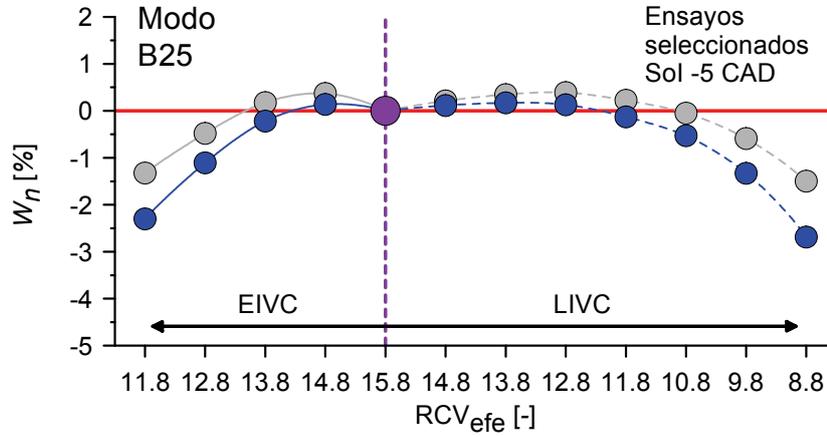
Figura 6.22. Comparación entre los diagramas indicadores generados por el ciclo Diesel y las dos versiones del ciclo Atkinson (EIVC y LIVC).

A partir de los resultados que se muestran en la gráfica 6.23(a) se concluye que en baja carga reducir moderadamente RCV_{efe} mediante un ciclo Miller puede generar un ligero beneficio en términos de trabajo indicado neto¹¹, si bien este incremento de trabajo neto es pequeño. Además, si se sigue reduciendo RCV_{efe} el trabajo indicado neto se disminuye rápidamente.

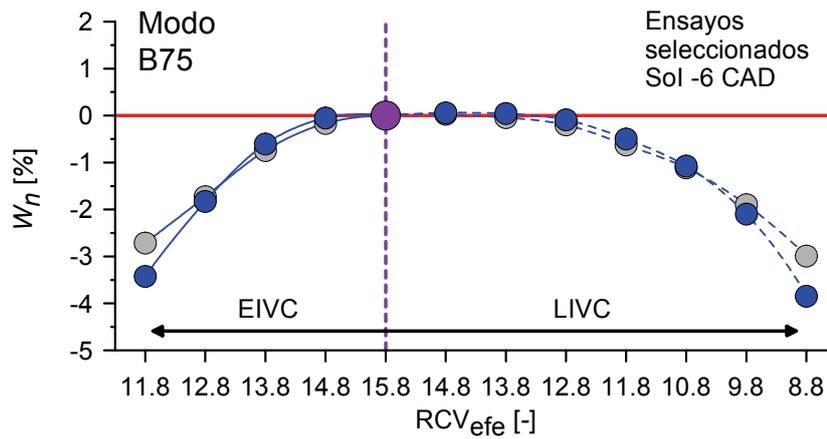
Respecto al comportamiento en condiciones de alta carga, en la gráfica 6.23(b) se observa cómo el trabajo indicado neto siempre disminuye cuando se reduce RCV_{efe} implementando un ciclo Miller.

Este resultado teórico es relevante puesto que en el caso de motores Diesel la implementación de un ciclo Miller para conseguir una relación de compresión

¹¹Más adelante los resultados experimentales muestran también este ligero beneficio.



(a) Modo de baja carga B25



(b) Modo de alta carga B75

Figura 6.23. Resultados de trabajo indicado neto obtenidos mediante el modelo de acción de ondas. Se han incluido a modo de referencia (en gris) los resultados obtenidos implementando un ciclo Atkinson.

menor que la de expansión no implica una mejora del rendimiento térmico, sino que resulta termodinámicamente desfavorable.

La figura 6.23 también permite comparar entre los resultados teóricos que se obtienen implementando un ciclo Atkinson y aquellos correspondientes al ciclo Miller. Para las condiciones simplificadas consideradas en este estudio

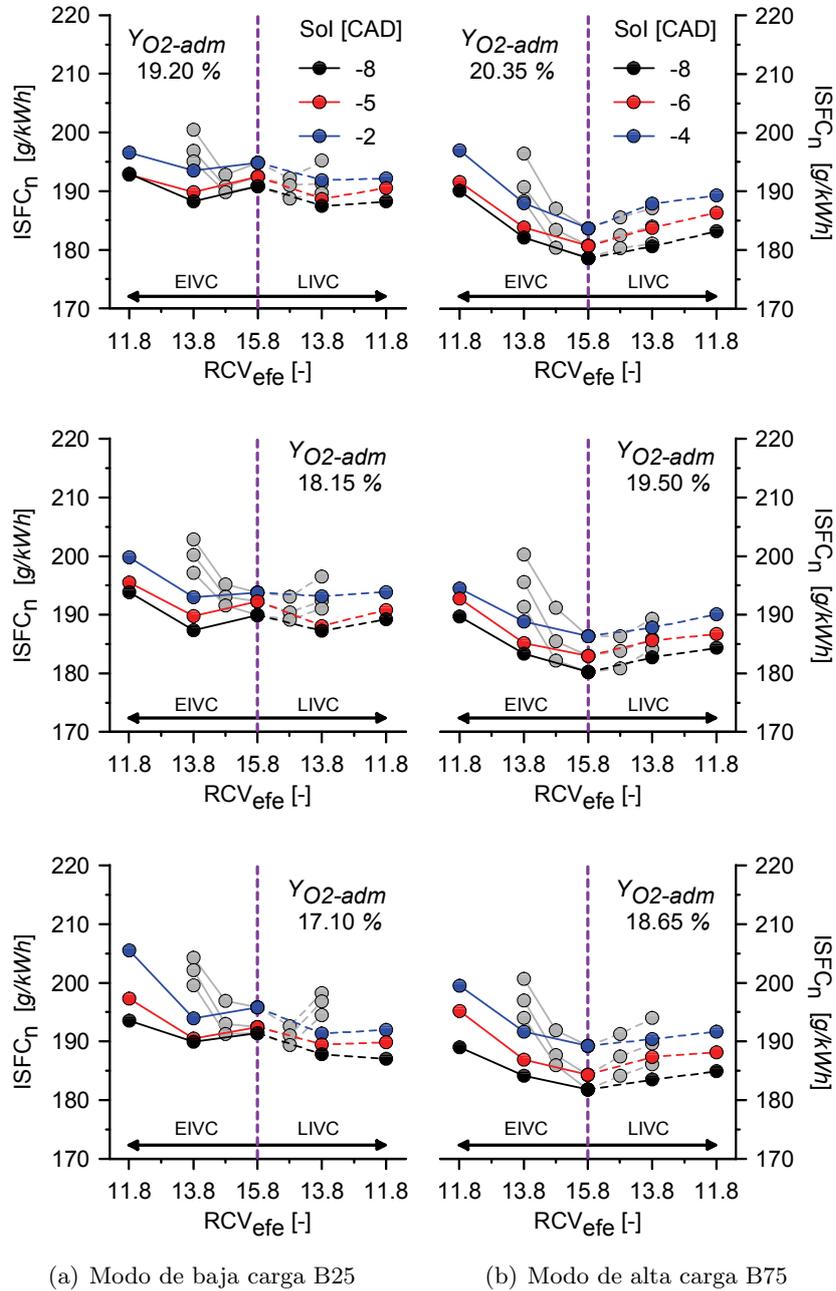


Figura 6.24. Influencia de RCV_{efe} , SOI e Y_{O_2-adm} sobre el consumo indicado neto. Se han incluido a modo de referencia (en gris) los resultados obtenidos implementando un ciclo Atkinson.

mediante el modelo de acción de ondas, ambos ciclos proporcionan resultados muy similares en términos de trabajo indicado neto.

Finalmente, los resultados de consumo indicado neto de combustible ($ISFC_n$) al aplicar un ciclo Miller se muestran en la figura 6.24. Estos resultados son coherentes con los obtenidos de forma teórica en el sentido de que en baja carga se observa que al reducir RCV_{efe} inicialmente el ($ISFC_n$) disminuye ligeramente para luego aumentar cuando se sigue reduciendo RCV_{efe} , mientras que para el caso de alta carga el ($ISFC_n$) siempre aumenta al reducir RCV_{efe} .

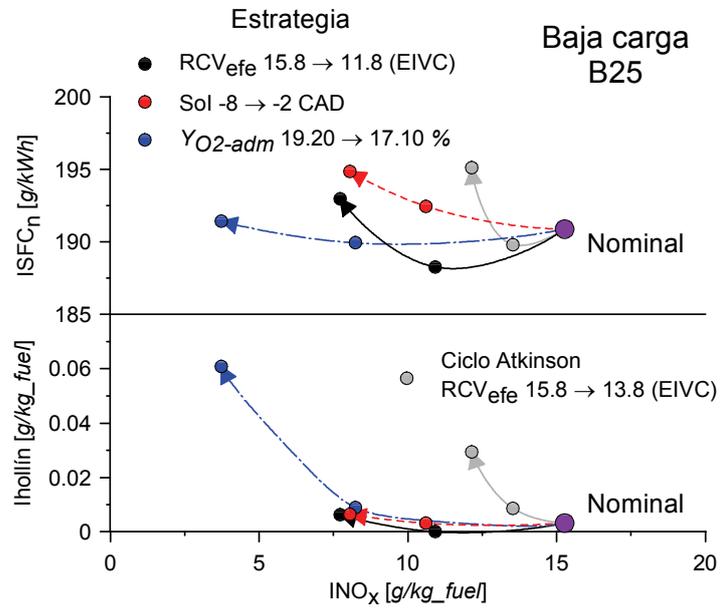
Por otra parte, otro resultado interesante que se deduce combinando las figuras 6.23 y 5.33 es la importancia que tiene el deterioro del proceso de combustión sobre el rendimiento del motor. Si bien en el estudio teórico donde la ley de combustión se ha mantenido constante muestra resultados similares para ambos ciclos en términos de trabajo indicado neto, los valores experimentales demuestran que el incremento del consumo indicado es significativamente mayor implementando un ciclo Atkinson en comparación con el ciclo Miller.

6.7. Comparación entre estrategias

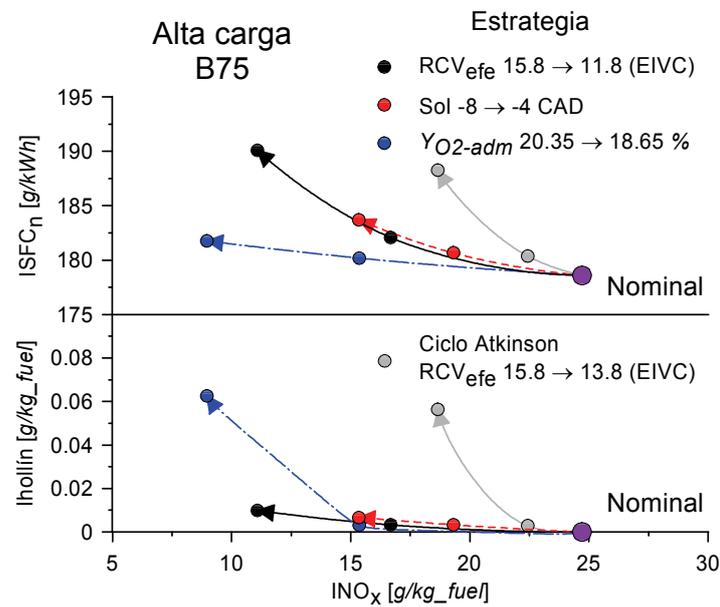
Finalmente, para cerrar el análisis de resultados se propone una comparación entre las diferentes estrategias investigadas, incluyendo los ciclos Atkinson y Miller¹² junto con el retraso del SOI y la reducción de Y_{O_2-adm} . Esta comparación se va a realizar en base a los resultados experimentales de emisiones de INO_x e hollín, y de prestaciones considerando para esto último el consumo de combustible indicado neto. Para llevar a cabo esta comparación se consideran los *trade-off* que se muestran en la figura 6.25.

Se comparan en primer lugar los resultados obtenidos mediante la implementación de un ciclo Miller con aquellos correspondientes a estrategias más convencionales (retraso del SOI y reducción de Y_{O_2-adm}) tanto en baja como en alta carga. De acuerdo con la figura 6.25 se demuestra que el ciclo Miller es una estrategia competitiva para reducir las emisiones de óxidos de nitrógeno puesto que las emisiones de hollín permanecen bajo control. Es más, en el rango objeto de estudio el comportamiento de estos dos

¹²Es importante recordar una vez más que en esta tesis se ha asumido la hipótesis de que el turbogrupo es capaz de aportar la presión de admisión adicional necesaria para recuperar la masa admitida cuando se implementa un ciclo Miller sin producir modificaciones en el trabajo de bombeo, manteniéndose en todo momento la diferencia de presiones entre admisión y escape. Si esta condición no se cumple, los resultados de potencia tanto indicada como específica pueden variar significativamente.



(a) Modo de baja carga B25



(b) Modo de alta carga B75

Figura 6.25. Comparación entre el ciclo Miller, el ciclo Atkinson y las otras dos estrategias más convencionales objeto de estudio.

contaminantes es similar para las tres estrategias. Por otra parte, en relación con el consumo de combustible indicado neto también el ciclo Miller ofrece resultados competitivos.

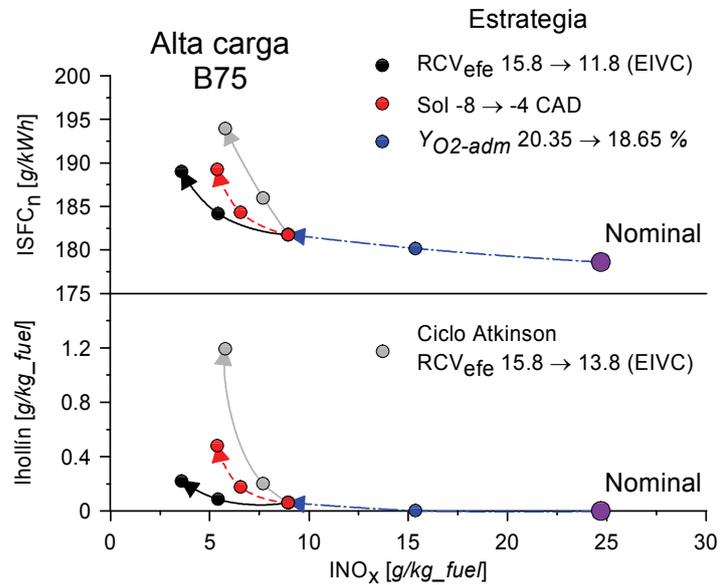
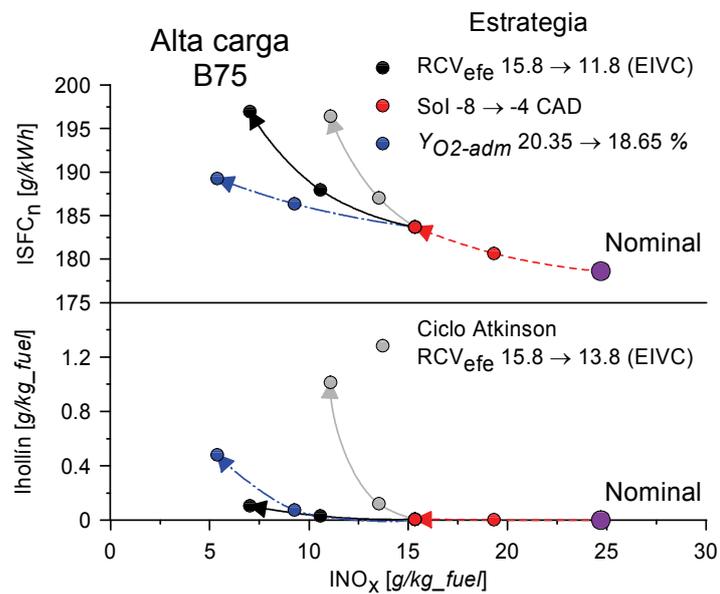
Sin embargo, es evidente que únicamente con la información disponible en la figura 6.25 no es posible determinar el potencial del ciclo Miller comparado con el retraso del SOI y con la reducción de Y_{O_2-adm} de forma concluyente. Para resolver este inconveniente, se ha realizado esta comparación para condiciones de alta carga¹³ de forma ligeramente diferente con el apoyo de la figura 6.26.

De acuerdo con la gráfica 6.26(a), una vez se alcanzan condiciones de baja Y_{O_2-adm} mediante la recirculación de gases de escape y los niveles de INO_x son razonablemente bajos, el ciclo Miller es una estrategia más favorable que retrasar el SOI para seguir disminuyendo las emisiones de INO_x . En este caso se observa en la gráfica cómo en condiciones iso INO_x las emisiones de Ihollín se mantienen en niveles más bajos cuando se implementa un ciclo Miller que cuando se retrasa el SOI. Esto mismo es válido para el consumo de combustible indicado neto, siendo el ciclo Miller el que produce mejores resultados también en este parámetro.

Atendiendo ahora a la gráfica 6.26(b), una vez retrasado el SOI para reducir moderadamente los niveles de INO_x , el ciclo Miller proporciona niveles menores de Ihollín que la reducción de Y_{O_2-adm} , pero por el contrario proporciona peores resultados en términos de consumo de combustible indicado neto. Es decir, cuando se reducen las emisiones de INO_x disminuyendo Y_{O_2-adm} , se sacrifican las emisiones de Ihollín y se acota la pérdida de rendimiento térmico del motor mientras que si se implementa un ciclo Miller la situación es exactamente la opuesta. En este caso no es posible afirmar que una de las dos estrategias es más conveniente que la otra.

Una vez contextualizado el ciclo Miller en relación con las otras estrategias convencionales objeto de estudio, la siguiente etapa consiste en comparar los ciclos Atkinson y Miller también considerando la emisión de contaminantes y el rendimiento térmico. En una primera aproximación, en los *trade-offs* que se muestran en las figuras 6.25 y 6.26 se observa que, como es de esperar tras el análisis desarrollado durante la presente tesis, en todos los casos el ciclo Atkinson produce peores resultados que el ciclo Miller.

¹³Se justifica el hecho de considerar únicamente condiciones de alta carga en esta segunda comparación en base a que de acuerdo con los resultados experimentales las conclusiones obtenidas son extrapolables a baja carga (siempre que no se alcancen condiciones de combustión con la fase de premezcla extendida), pero más evidentes.

(a) Comparación entre estrategias para baja Y_{O_2-adm} 

(b) Comparación entre estrategias para SOI retrasado

Figura 6.26. Comparación entre el ciclo Miller, el ciclo Atkinson y las otras dos estrategias más convencionales objeto de estudio en condiciones de alta carga.

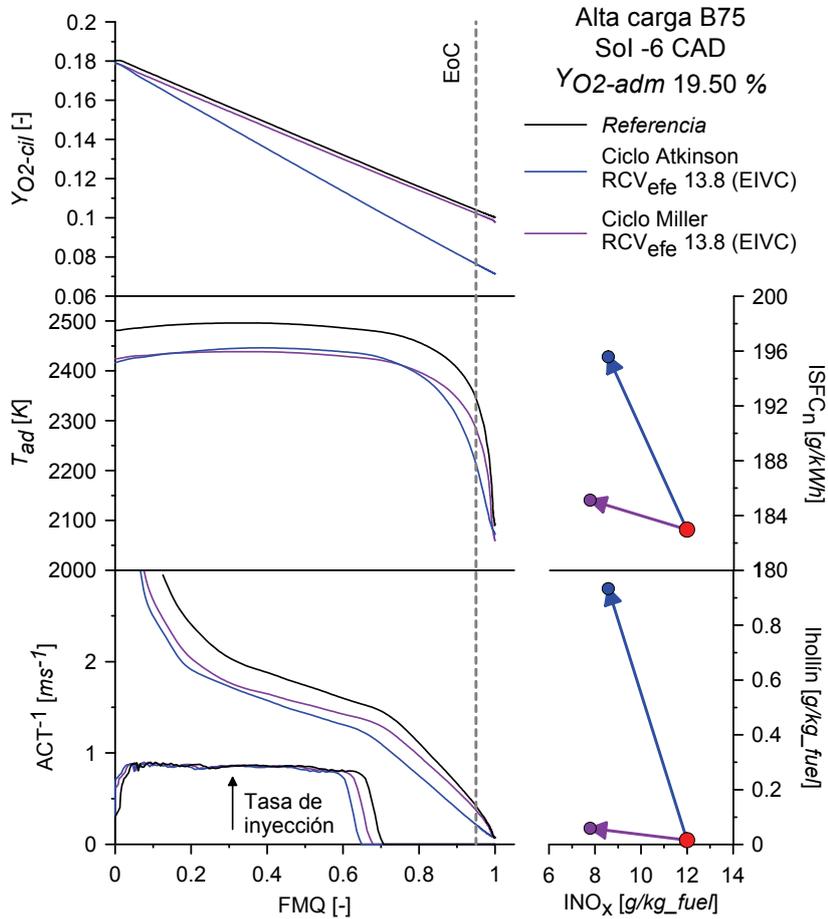


Figura 6.27. Comparación entre el ciclo Miller y el ciclo Atkinson en términos de emisiones y consumo de combustible.

Las diferencias en el proceso de combustión que existen entre los dos ciclos en condiciones de alta carga (combustión fundamentalmente controlada por mezcla) se pueden observar de forma resumida en la figura 6.27, junto con su relación con la emisión de contaminantes y el rendimiento térmico del motor. En esta figura se confirma que partiendo de las condiciones nominales, ambos ciclos reducen la temperatura adiabática de llama hasta valores muy similares durante la etapa cuasiestacionaria del proceso de combustión, mientras coexisten los procesos de inyección y combustión. Como consecuencia, la reducción en INO_x es también razonablemente parecida.

Por otra parte, en el transitorio final del proceso de combustión tras el final de la etapa de inyección, se observa cómo ambos ciclos reducen tanto la temperatura adiabática de llama como el valor del parámetro ACT^{-1} . Además, esta reducción es mucho más acusada para el caso del ciclo Atkinson que para el ciclo Miller. Relacionando estos efectos con las emisiones de $I_{\text{hollín}}$, es evidente que el deterioro del proceso de oxidación es el responsable del aumento de éstas cuando se compara el caso nominal con ambos ciclos, y también cuando se comparan los resultados de ambos ciclos entre sí.

Finalmente, el incremento del consumo de combustible indicado neto se explica fundamentalmente a partir de las diferencias en el parámetro ACT^{-1} . En este caso, durante la etapa inicial del proceso de combustión ambos ciclos influyen negativamente sobre este parámetro produciendo un retraso temporal del proceso de combustión junto con una mayor duración del mismo, y en consecuencia una disminución del rendimiento térmico del motor. Sin embargo, a medida que progresa la combustión y se quema más masa de combustible, es evidente que en el caso del ciclo Miller se produce una *recuperación* en el parámetro ACT^{-1} debido a que el proceso de mezcla del chorro no se deteriora en comparación con el caso nominal mientras que para el ciclo Atkinson sí que existe este deterioro.

6.8. Síntesis y conclusiones

A lo largo del presente capítulo se ha realizado una descripción en detalle junto con un análisis profundo sobre la influencia de la implementación de un ciclo Miller adelantando o retrasando el ángulo de cierre de las válvulas de admisión e incrementando la presión de sobrealimentación hasta mantener constante la masa admitida por el motor sobre las condiciones termodinámicas del gas atrapado en el cilindro, el proceso de combustión, la formación de contaminantes y el rendimiento térmico del motor. Esto ha sido posible mediante la adecuada combinación de diferentes herramientas teóricas y experimentales.

Siguiendo la estructura secuencial adoptada para el presente capítulo, en primer lugar se ha centrado el estudio en la evolución de las condiciones termodinámicas del gas atrapado en el cilindro. Los resultados tanto teóricos como experimentales han demostrado la posibilidad de mantener la densidad del gas en la cámara de combustión combinando la reducción de la relación de compresión volumétrica efectiva mediante el avance o el retraso del cierre de las válvulas de admisión, junto con el incremento de la presión de sobrealimentación. El efecto principal que se consigue en este caso es

la reducción de la temperatura del gas durante la carrera de compresión y especialmente al final de ésta, cuando comienza el proceso de inyección e instantes después el proceso de combustión. Obviamente, la evolución de la presión muestra una ligera reducción ya que para la misma densidad las temperaturas del gas son menores.

En la siguiente etapa dedicada al estudio del proceso de combustión Diesel se ha incidido sobre la relación entre las diferencias observadas en las condiciones termodinámicas del gas y las características del proceso de mezcla en condiciones de baja y alta carga. De este análisis se concluye que el proceso de mezcla del chorro Diesel no se modifica significativamente puesto que depende fundamentalmente de la evolución temporal de la densidad y de la fracción másica de oxígeno en el gas y en este caso ambos parámetros permanecen prácticamente constantes. Precisamente ésta es la principal diferencia entre el ciclo Miller y el ciclo Atkinson equivalente (misma relación de compresión volumétrica efectiva), ya que este último sí que produce un deterioro importante del proceso de mezcla del chorro.

En relación con las características propias del proceso de combustión, en condiciones de baja carga se observa que al igual que cuando se implementa un ciclo Atkinson, el efecto más importante del ciclo Miller consiste en su influencia sobre el tiempo de retraso por ser fuertemente dependiente de la temperatura del gas. Como resultado se extiende la fase de combustión en premezcla y se acortan progresivamente las fases de combustión por difusión por lo que, al igual que el ciclo Atkinson, resulta una estrategia interesante para favorecer la transición entre combustión Diesel convencional y combustión con la fase de premezcla extendida.

En condiciones de alta carga se ha centrado el análisis sobre las fases de combustión por difusión rápida y lenta al ser el tiempo de retraso siempre muy corto en relación con el tiempo de inyección. Se observa en este caso un incremento en el tiempo aparente de combustión a pesar de que el proceso de mezcla no se modifica sustancialmente. En esta tesis se asocia este comportamiento al efecto de la temperatura del gas sobre los procesos de autoencendido del combustible y establecimiento de la llama de difusión, aunque se asume que es una teoría que no puede ser confirmada a partir de los resultados disponibles y debe ser investigada en el futuro. En relación con la tasa de liberación de calor, el valor máximo que se alcanza cuando la llama Diesel se encuentra en condiciones cuasiestacionarias no se modifica apreciablemente. Este valor máximo permanece razonablemente constante porque depende de la variación temporal del tiempo aparente de combustión que a su vez es función de la evolución temporal de la densidad y la fracción

másica de oxígeno del gas, y se ha demostrado que cuando se implementa un ciclo Miller la evolución de estos dos últimos parámetros es similar.

En términos de emisiones contaminantes y rendimiento térmico, se ha constatado experimentalmente el potencial del ciclo Miller para reducir las temperaturas de combustión y en consecuencia la formación de óxidos de nitrógeno. Además, aunque las emisiones de hollín tienden a aumentar, este incremento es generalmente pequeño debido a que no se produce un deterioro del proceso de mezcla del chorro.

Por otra parte, el rendimiento térmico disminuye o en el mejor de los casos se mantiene constante (sólo en baja carga) cuando se implementa un ciclo Miller debido fundamentalmente a dos razones. En primer lugar se ha demostrado que, bajo las hipótesis asumidas en esta tesis, termodinámicamente el ciclo Miller no presenta ventaja alguna. Por otra parte, el incremento del tiempo aparente de combustión asociado a la reducción de la temperatura del gas comentada previamente desplaza la ley de liberación de calor hacia la carrera de expansión. Ambos aspectos contribuyen a la reducción observada en el trabajo indicado neto y al aumento el consumo de combustible indicado neto.

En la última etapa del estudio se compara el ciclo Miller con otras estrategias más convencionales como son el retraso del SOI y la reducción de Y_{O_2-adm} mediante la recirculación de gases de escape. A partir de esta comparación se concluye que el ciclo Miller es una estrategia competitiva para el control de emisiones en motores Diesel tanto en baja como en alta carga. Los resultados que se alcanzan implementando un ciclo Miller son indudablemente mejores que los obtenidos retrasando el SOI tanto en emisiones de hollín como en consumo de combustible indicado neto, especialmente en condiciones de bajas emisiones de óxidos de nitrógeno. Cuando se compara con la reducción de Y_{O_2-adm} los resultados no son tan concluyentes ya que el ciclo Miller produce menores emisiones de hollín pero sin embargo el consumo de combustible indicado neto es mayor.

Comparando los ciclos Atkinson y Miller equivalentes (misma relación de compresión volumétrica efectiva) entre sí, resulta evidente que el potencial del ciclo Miller para ser aplicado con éxito en motores Diesel y condiciones de combustión convencional es mayor, especialmente para alta carga donde el proceso de combustión es fundamentalmente difusivo y las características del proceso de mezcla son fundamentales.

Para finalizar, se resalta que la aplicabilidad del ciclo Miller depende en gran medida del aporte energético requerido por el sistema de sobrealimentación para producir el incremento en la presión de admisión que permita

recuperar la masa admitida. Si como es de esperar este aporte energético se incrementa, los resultados en términos de los parámetros específicos del motor (emisiones y rendimiento) se ven comprometidos.

Bibliografía

- [1] Benajes J., Molina S., Novella R. y Riesco J. M. “Improving pollutant emissions in Diesel engines for heavy-duty transportation using retarded intake valve closing strategies”. *International Journal of Automotive Technology*, Vol. 9 n° 3, pp. 257–265, 2008.
- [2] Heywood J. B. *Internal combustion engine fundamentals*. McGraw-Hill Publishing, 1988.
- [3] Assanis D. N., Filipi Z. S., Fiveland S. B. y Syrimis M. “A predictive ignition delay correlation under steady-state and transient operation of a direct injection Diesel engine”. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 125 n° 2, pp. 450–457, 2003.
- [4] Ricou F. P. y Spalding D. B. “Measurements of entrainment by axisymmetrical turbulent jets”. *Journal of Fluid Mechanics*, Vol. 11 n° 01, pp. 21–32, 1961.
- [5] Spalding D. B. *Combustion and Mass Transfer*. Elsevier, 7 1978.
- [6] Fenollosa C. *Aportacion a la descripcion fenomenologica del proceso de combustion por difusion diesel*. Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 2003.
- [7] Arrègle J., López J. J., García J. M. y Fenollosa C. “Development of a zero-dimensional Diesel combustion model. Part 1: Analysis of the quasi-steady diffusion combustion phase”. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 23 n° 11, pp. 1301–1317, 2003.
- [8] Arrègle J., López J. J., García J. M. y Fenollosa C. “Development of a zero-dimensional Diesel combustion model: Part 2: Analysis of the transient initial and final diffusion combustion phases”. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 23 n° 11, pp. 1319–1331, 2003.
- [9] Han D. y Mungal M. G. “Direct measurement of entrainment in reacting/nonreacting turbulent jets”. *Combustion and Flame*, Vol. 124 n° 3, pp. 370–386, 2001.
- [10] García J. M. *Aportaciones al estudio del proceso de combustión turbulenta de chorros en motores Diesel de inyección directa*. Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 2004.
- [11] González C. A. *Estudio de la influencia de la geometría de la tobera de inyección en la combustión y emisión de contaminantes de un motor Diesel*. Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 2005.
- [12] Lavoie G. A., Heywood J. B. y Keck J. C. “Experimental and theoretical study of nitric oxide formation in internal combustion engines”. *Combustion Science and Technology*, Vol. 1 n° 4, pp. 313–326, 1970.
- [13] Turns S. R. “Understanding NOx formation in nonpremixed flames: Experiments and modeling”. *Progress in Energy and Combustion Science*, Vol. 21 n° 5, pp. 361–385, 1995.
- [14] Andersson M., Johansson B. y Hultqvist A. “A predictive real time NOx model for conventional and partially premixed Diesel combustion”. *SAE Paper 2006-01-0195*, 2006.

-
- [15] Siebers D. y Higgins B. “Flame lift-off on direct-injection diesel sprays under quiescent conditions”. *SAE Paper 2001-01-0530*, 2001.
- [16] López J. J. *Estudio teórico-experimental del chorro libre diesel no evaporativo y de su interacción con el movimiento del aire*. Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 2003.
- [17] Siebers D. L. y Pickett L. M. “Aspects of soot formation in Diesel fuel jets”. *Proceedings of THIESEL conference*, pp. 213–227, 2004.
- [18] Pickett L. M. y Siebers D. L. “Soot in diesel fuel jets: effects of ambient temperature, ambient density, and injection pressure”. *Combustion and Flame*, Vol. 138 n° 1-2, pp. 114–135, 2004.
- [19] Pickett L. M., Siebers D. L. e Idicheria C. A. “Relationship between ignition processes and the lift-off length of Diesel fuel jets”. *SAE Paper 2005-01-3843*, 2005.

Capítulo 7

Conclusiones y trabajos futuros

Contenido

7.1. Introducción	287
7.2. Conclusiones	288
7.3. Trabajos futuros	293

7.1. Introducción

Como capítulo final de la presente tesis y con el objetivo de cerrar el trabajo de investigación, en primer lugar se sintetizan las principales conclusiones obtenidas. El objetivo no es únicamente establecer siempre que sea posible relaciones entre dichas conclusiones, sino también contextualizarlas en el marco del estado actual del conocimiento tanto en el ámbito de la aplicación de sistemas de distribución variable a motores Diesel como en el del análisis del proceso de combustión convencional en este tipo de motores.

En una segunda etapa se proponen aquellas líneas de investigación que, a partir de las conclusiones principales previamente establecidas, resultan más prometedoras o generan mayores expectativas de éxito con la intención de promover la continuidad en el futuro del trabajo de investigación iniciado con la presente tesis.

7.2. Conclusiones

En el momento de sintetizar las conclusiones más relevantes de la presente tesis es conveniente recordar que, según se expone en el capítulo de introducción, el objetivo global planteado consiste en *determinar y analizar la influencia de los ciclos Atkinson y Miller sobre el proceso de combustión Diesel y su potencial para controlar el nivel de emisiones contaminantes y el consumo de combustible en un motor Diesel de transporte pesado*. Para implementar dichos ciclos se ha modificado el diagrama de distribución adelantando o retrasando el ángulo de cierre de las válvulas de admisión y por lo tanto, se ha equipado el motor con un sistema de distribución variable tipo *camless* que es absolutamente flexible. En el caso del ciclo Atkinson la presión de admisión permanece constante, mientras que para el ciclo Miller ésta se incrementa hasta que se recupera la masa admitida por el motor correspondiente al ángulo de cierre de las válvulas de admisión de referencia.

En el capítulo 1 se detalla la metodología empleada para asegurar en la medida de lo posible la consecución del objetivo propuesto para la tesis. Por coherencia, en este apartado se presentan las conclusiones de este trabajo de investigación siguiendo una estructura acorde con dicha metodología.

De este modo, en primer lugar se ha realizado una *revisión bibliográfica sobre la aplicación de los sistemas de distribución variable en motores Diesel* a partir de la cual se han identificado las diferentes estrategias basadas en la gestión de la distribución que podrían ser interesantes para su implementación en este tipo de motores. A partir de esta revisión ha sido posible extraer las siguientes conclusiones principales que han servido como punto de partida para plantear los objetivos de la tesis.

- La gestión del ángulo de cierre de las válvulas de admisión para implementar ciclos Atkinson o Miller es una estrategia que podría ser de aplicación en un futuro para modificar las características del proceso de combustión y/o la formación de contaminantes en el ámbito de los motores Diesel. Sin embargo, la documentación que existe en relación con la aplicación de estos ciclos en motores Diesel es escasa y en muchos casos ambigua, y se basa en resultados teóricos obtenidos mediante modelos.
- A pesar de ello, el estudio bibliográfico ha confirmado la posibilidad de controlar las condiciones termodinámicas del gas atrapado en el cilindro mediante la implementación de ciclos Atkinson y Miller. Por otra parte, la influencia sobre el proceso de combustión Diesel y la formación de contaminantes es mucho menos evidente en la literatura.

El único resultado realmente concluyente es la capacidad de ambos ciclos para reducir las emisiones de óxidos de nitrógeno, mientras que apenas existe información sobre el comportamiento de las emisiones de hollín. Otro tema de fuerte controversia es la capacidad de estos ciclos para incrementar el rendimiento térmico de un motor Diesel, ya que los resultados encontrados en la bibliografía a este respecto no son suficientemente explícitos.

A partir de esta revisión sobre el estado del arte, se ha detectado una falta evidente de información sobre la aplicación de los ciclos Atkinson y Miller en motores Diesel, lo cual justifica el objetivo global planteado para la presente tesis. Para profundizar sobre este tema se ha establecido una metodología de trabajo basada en la combinación inteligente de diferentes herramientas experimentales y teóricas, manteniendo un adecuado compromiso entre complejidad y aporte de resultados. Las principales conclusiones sobre la metodología se presentan a continuación:

- La planificación del trabajo experimental ha resultado una etapa compleja debido a los numerosos grados de libertad disponibles y especialmente por la posibilidad de alcanzar condiciones de operación inadecuadas o incluso peligrosas para la mecánica del motor. Para resolver estos inconvenientes se ha desarrollado una metodología específica que, mediante la integración de los mapas de funcionamiento del motor junto con un modelo de acción de ondas, permite planificar los ensayos en base a parámetros físicos en lugar de motorísticos (por ejemplo concentración de oxígeno en lugar de porcentaje de EGR). Gracias a ello, se establecen relaciones entre los parámetros de operación que limitan los grados de libertad y además el plan de ensayos se define de forma que se asegura que en todas las condiciones de operación el motor se encuentra funcionando de forma segura.
- El análisis del proceso de combustión, la formación de contaminantes y el rendimiento térmico se ha realizado utilizando herramientas teóricas sencillas (modelos 0D y 1D) a partir de los resultados experimentales obtenidos en un motor monocilíndrico de investigación, donde las condiciones de contorno están perfectamente controladas. De este modo, ha sido posible establecer sistemáticamente relaciones causa-efecto generalizables y por ello se considera que esta metodología ha sido adecuada según los objetivos de la tesis y probablemente sea transferible a estudios similares al aquí propuesto.

Finalmente, tras describir y analizar en detalle los resultados obtenidos, las principales conclusiones de la tesis se resumen a continuación siguiendo la misma estructura secuencial que se ha mantenido durante la presente tesis. Según esta estructura, se parte de las condiciones al cierre de las válvulas de admisión para seguir la evolución temporal de las condiciones termodinámicas del gas atrapado en el cilindro hasta llegar al instante en el que comienza el proceso de inyección. Sigue después el análisis del proceso de mezcla del chorro y del proceso de combustión en términos energéticos a partir de la ley y la tasa de liberación de calor, para en la última etapa describir el comportamiento de las emisiones contaminantes (óxidos de nitrógeno y hollín) y del rendimiento térmico (trabajo indicado neto y consumo de combustible indicado neto).

- Se ha confirmado la posibilidad de implementar los ciclos Atkinson y Miller tanto adelantando como retrasando el ángulo de cierre de las válvulas de admisión, reduciéndose en ambos casos la relación de compresión volumétrica efectiva del motor. Sin embargo, debido a la asimetría del movimiento de las válvulas respecto al punto muerto inferior se ha demostrado que para la misma reducción en la relación de compresión volumétrica efectiva, los efectos observados adelantando el ángulo de cierre de las válvulas de admisión son mucho mayores que aquellos producidos retrasando dicho ángulo.
- La implementación de un ciclo Atkinson disminuye la masa atrapada por el motor y con ello de la densidad en cámara, mientras que la menor relación de compresión volumétrica efectiva del motor da como resultado una reducción de la temperatura del gas tras el proceso de compresión. La presión del gas tras el proceso de compresión también es menor como consecuencia del efecto combinado de una menor densidad y temperatura. La implementación de un ciclo Miller únicamente produce un efecto importante en la temperatura del gas causada por la menor relación de compresión volumétrica efectiva, mientras que la densidad del gas se mantiene constante. Por ello, la presión disminuye ligeramente para compensar el descenso de temperatura.
- Combinando modelos teóricos con resultados experimentales se ha demostrado cómo la implementación de un ciclo Atkinson deteriora el proceso de mezcla del chorro debido principalmente a la reducción de la densidad del gas, y también a la evolución desfavorable de la fracción másica de oxígeno a medida que progresa la combustión (para la misma fracción másica de oxígeno inicial y la misma masa de combustible quemada, la fracción másica de oxígeno en el gas es menor en el caso

de implementar un ciclo Atkinson). Se ha demostrado también que al implementar un ciclo Miller se resuelven ambos problemas y con ello se evita el deterioro del proceso de mezcla del chorro.

- En condiciones de *baja carga* ambos ciclos incrementan la duración del tiempo de retraso y con ello consiguen extender la fase de combustión en premezcla al ser fuertemente dependiente de la temperatura. Además, para la misma relación de compresión volumétrica efectiva este efecto es mayor en el caso de implementar un ciclo Atkinson ya que el tiempo de retraso también es función de la presión del gas. Como consecuencia, se incrementan tanto la fracción de masa quemada en premezcla como el valor máximo de la tasa de liberación de energía durante la fase de combustión en premezcla.
- En condiciones de *alta carga* donde predominan las etapas de combustión por difusión rápida y lenta, se ha demostrado que la influencia de ambos ciclos sobre el proceso de combustión está íntimamente ligada a los efectos introducidos sobre el proceso de mezcla. De este modo, al implementar un ciclo Atkinson se reduce la tasa de liberación de calor y con ello se incrementa la duración del proceso de combustión. Al implementar un ciclo Miller, la tasa máxima de liberación de calor permanece prácticamente constante aunque se observa un retraso temporal de la ley de liberación de calor a pesar de que el proceso de mezcla no se modifica sustancialmente. Por ello, se asocia este retraso temporal del proceso de combustión a las diferencias observadas en la tasa de liberación de calor durante el autoencendido y establecimiento de la llama.
- Se ha confirmado el potencial de ambos ciclos para reducir las temperaturas locales máximas durante la combustión y con ello las emisiones de óxidos de nitrógeno. Por otro lado, en condiciones de combustión Diesel convencional el ciclo Atkinson produce un incremento acusado de las emisiones de hollín que se asocia al deterioro del proceso de oxidación de estas emisiones causado por el retraso del final de la combustión hacia la carrera de expansión. Este inconveniente se subsana cuando se aplica un ciclo Miller y se recuperan las condiciones de mezcla, aunque las emisiones de hollín siguen siendo ligeramente más altas debido al desplazamiento temporal de la combustión hacia la etapa de expansión que implica nuevamente un deterioro del proceso de oxidación de hollín.
- Se ha demostrado mediante un modelo teórico de acción de ondas que manteniendo constante el proceso de combustión y eliminando

la influencia del trabajo de bombeo, ni el ciclo Atkinson ni el ciclo Miller presentan beneficio alguno en términos de rendimiento térmico comparando con el ciclo Diesel original, a pesar de que la relación de compresión es menor que la de expansión. Los resultados experimentales corroboran la afirmación anterior ya que el consumo de combustible indicado neto se incrementa o en el mejor de los casos permanece prácticamente constante (sólo en baja carga) cuando se aplican estos ciclos. Además, el deterioro del proceso de combustión también contribuye al aumento del consumo y por ello los resultados para el ciclo Atkinson son peores que los obtenidos aplicando un ciclo Miller.

Para finalizar, se resaltan las conclusiones que se han obtenido al comparar en términos de emisiones contaminantes y consumo de combustible indicado neto los ciclos Atkinson y Miller entre sí, y también con otras estrategias más convencionales como el retraso del inicio de inyección y la reducción de la concentración de oxígeno del gas mediante la recirculación de gases de escape.

- Para las condiciones de operación objeto de estudio en la presente tesis, el ciclo Atkinson siempre produce unos resultados globales menos favorables que las otras estrategias debido principalmente al incremento tanto de las emisiones de hollín como del consumo de combustible.
- Por el contrario, aplicando un ciclo Miller se obtienen resultados mucho más competitivos. De hecho, los resultados en emisiones de hollín y consumo de combustible son mejores que los observados retrasando el inicio de inyección. Comparando con la recirculación de gases de escape, el ciclo Miller reduce los niveles de hollín pero sin embargo aumenta el consumo de combustible, por lo que no es posible establecer cual de las dos estrategias es mejor en términos absolutos.

Como síntesis final de las conclusiones anteriores cabe afirmar que, la implementación de un ciclo Atkinson en un motor Diesel no ha resultado ventajosa, mientras que el potencial del ciclo Miller depende fundamentalmente de su impacto sobre el consumo de combustible (que está condicionado por el comportamiento del turbogrupo que en este trabajo no ha sido considerado) puesto que las emisiones de hollín se mantienen en niveles razonables.

7.3. Trabajos futuros

Cuando finaliza un trabajo de investigación siempre quedan ciertos aspectos sobre los que es difícil profundizar y que por lo tanto deben ser abordados en investigaciones posteriores. Además, tras evaluar críticamente los logros alcanzados surgen nuevos retos que también es necesario plantear a la comunidad científica. La visión de conjunto obtenida tras la síntesis de las conclusiones más relevantes del presente estudio permite mirar hacia el futuro y proponer nuevas líneas de investigación que continúen en la dirección establecida en la presente tesis.

A partir de aquí, para estructurar convenientemente los desarrollos futuros, se plantean líneas de investigación propias para cada uno de los ciclos en función de las características particulares que los diferencian.

- *Líneas de investigación basadas en el ciclo Atkinson*

Considerando *condiciones de combustión Diesel convencional*, el deterioro del proceso de mezcla del chorro se ha identificado como la limitación más importante cuando se implementa un ciclo Atkinson. A pesar de que se considera un inconveniente difícil de subsanar, se propone continuar investigando esta estrategia en condiciones de baja o a lo sumo media carga ya que la duración del proceso de combustión es razonablemente moderada y por ello está menos condicionado por el proceso de mezcla. En estas condiciones se propone combinar el ciclo Atkinson con otras estrategias orientadas a reducir los tiempos característicos de mezcla del chorro como el incremento en la presión de inyección o la reducción del diámetro del orificio de la tobera y de este modo tratar de mejorar los resultados en términos de emisiones de hollín y consumo de combustible. También se propone como segunda alternativa combinar el ciclo Atkinson junto con la modificación del *swirl*, ya que esta estrategia podría mejorar los resultados obtenidos en emisiones al favorecer la oxidación del hollín, si bien en consumo no se esperan efectos relevantes.

También resulta de interés investigar la influencia de implementar un ciclo Atkinson para determinados *conceptos avanzados de combustión*. En este caso para evitar los problemas asociados al deterioro del proceso de mezcla, se plantea preferentemente el estudio de aquellos conceptos en los que las características de mezcla del chorro tienen una influencia limitada sobre la combustión y la formación de contaminantes, es decir, cuando el proceso de combustión se desarrolla en condiciones de premezcla suficientemente pobre. Así pues, considerando la capacidad

del ciclo Atkinson para modificar las condiciones termodinámicas del gas atrapado en el cilindro durante la carrera de compresión, una propuesta consiste en evaluar la posibilidad de controlar el autoencendido del combustible para condiciones de combustión homogénea (HCCI).

En esta misma dirección, otra posibilidad con mayor aplicabilidad en condiciones reales de motor consiste en realizar un estudio similar pero en lugar de en condiciones de combustión homogénea, en condiciones de combustión parcialmente premezclada. Existen fundamentalmente dos posibilidades para alcanzar este tipo de combustiones, adelantar el inicio de inyección (PCI o PCCI) o retrasarlo (MK). Recordando que el ciclo Atkinson generalmente retrasa el proceso de combustión y deteriora el rendimiento del motor, se considera más conveniente investigar el concepto PCI o PCCI puesto que al retrasar el proceso de combustión se aproxima éste al punto muerto superior con el posible beneficio en términos de rendimiento. Sin embargo, en el concepto (MK) el proceso de combustión está retrasado hacia la carrera de expansión y el rendimiento ya está comprometido.

- *Líneas de investigación basadas en el ciclo Miller*

El ciclo Miller es una estrategia más adecuada para su aplicación en *condiciones de combustión Diesel convencional* que el ciclo Atkinson puesto que prácticamente no tiene influencia sobre el proceso de mezcla, aunque sí que retrasa temporalmente el proceso de combustión y generalmente deteriora el rendimiento térmico del motor. En definitiva, considerando el proceso de combustión Diesel convencional, el ciclo Miller no presenta graves inconvenientes. Sin embargo, pese a tratarse de una estrategia competitiva, la aplicabilidad o no del ciclo Miller depende directamente del trabajo que requiere el sistema de sobrealimentación para proporcionar la presión de admisión necesaria. Por ello, aunque queda lejos del estudio del proceso de combustión, se propone como línea de investigación para el futuro la implementación de un ciclo Miller en un motor policilíndrico para diferentes grados de carga, junto con la evaluación y optimización de diferentes soluciones para sobrealimentar el motor bien sea por medio de compresores mecánicos o de turbocompresores.

En el ámbito de los *conceptos avanzados de combustión*, también es posible modificar las condiciones termodinámicas del gas atrapado en el cilindro durante la carrera de compresión, en este caso presión y temperatura. Por ello es posible plantear nuevamente como línea de investigación el estudio de la capacidad del ciclo Miller para

controlar el proceso de autoencendido en condiciones de combustión homogénea o parcialmente premezclada. Sin embargo, se considera mucho más interesante el análisis del potencial de la influencia de implementar un ciclo Miller sobre el proceso de combustión por difusión a baja temperatura, ya que para esta tipología de combustión resulta especialmente conveniente reducir la temperatura del gas atrapado en el cilindro sin disminuir su densidad.

Índice Bibliográfico

- .
AVL 364 angular encoder.
Información técnica disponible en <http://www.avl.com>. (citado en p. 123)

- .
AVL 415 Smoke meter.
Información técnica disponible en <http://www.avl.com>. (citado en p. 127)

- .
AVL 442 blow-by meter.
Información técnica disponible en <http://www.avl.com>. (citado en p. 127)

- .
AVL 733S fuel balance.
Información técnica disponible en <http://www.avl.com>. (citado en p. 125)

- .
DieselNet: Diesel emissions online.
Información disponible en <http://www.dieselnets.com>. (citado en p. 4)

- .
Elster RVG G16-G400 mechanical flow meter.
Información técnica disponible en <http://www.elster-instromet.com>. (citado en p. 125)

- .
HBM T10F torque flanges.
Información técnica disponible en <http://www.hbm.com>. (citado en p. 123)

- .
Horiba MEXA 7100 DEGR exhaust gas analyzer.
Información técnica disponible en <http://www.ats.horiba.com>. (citado en p. 125)

- .
Measurement of intake air or exhaust gas flow of Diesel engines.
SAE Standards J244, 1992. (citado en p. 116)

- .
Instrumentation and techniques for exhaust gas emissions measurement.
SAE Standards J254, 1993. (citado en p. 126)

-

Directive 2005/55/EC of the European Parliament and of the Council of 28 September 2005 on the approximation of the laws of the Member States relating to the measures to be taken against the emission of gaseous and particulate pollutants from compression-ignition engines for use in vehicles, and the emission of gaseous pollutants from positive-ignition engines fuelled with natural gas or liquefied petroleum gas for use in vehicles.

Official Journal of the European Union, Vol. 48 n° L275, pp. 1–163, 2005.

(citado en pp. 127, 157)

Abraham J., Khan A. y Magi V.

Jet-jet and jet-wall interactions of transient jets from multi-hole injectors.

SAE Paper 1999-01-0513, 1999.

(citado en p. 179)

Adolph D., Rezaei R., Pischinger S., Adomeit P., Körfer T., Kolbeck A., Lamping M., Tatur M. y Tomazic D.

Gas exchange optimization and the impact on emission reduction for HSDI Diesel engines.

SAE Paper 2009-01-0653, 2009.

(citado en p. 26)

Aggarwal S. K.

Review of spray ignition phenomena: present status and future research.

Progress in Energy and Combustion Science, Vol. 24 n° 6, pp. 565–600, 1998.

(citado en pp. 59, 61, 174)

Aizawa T., Kosaka H. y Matsui Y.

2-D imaging of soot formation process in a transient spray flame by laser-induced fluorescence and incandescence techniques.

SAE Paper 2002-01-2669, 2002.

(citado en pp. 66, 89)

Albrecht W., Dohle U., Gombert R., Krauss J., Leonhard R. y Wannenwetsch P.

Innovative BOSCH common rail injection system CRSN4.2 for the new generation of Daimler-Chrysler heavy duty diesel-engines.

28th International Vienna Motor Symposium, 2007.

(citado en p. 105)

Alger Terrence, Hall Matthew y Matthews Ronald D.

Effects of swirl and tumble on in-cylinder fuel distribution in a central injected DISI engine.

SAE Paper 2000-01-0533, 2000.

(citado en p. 24)

Anca R., Haas M., Rauch M. y Padroni G.

UniAir - A fully variable valve train system for gasoline and Diesel engines.

SIA Conference on Variable Valve Actuation, 2006.

(citado en p. 33)

Andersson M., Johansson B. y Hultqvist A.

A predictive real time NOx model for conventional and partially premixed Diesel combustion.

SAE Paper 2006-01-0195, 2006.

(citado en pp. 206, 265)

Armas O.

Diagnóstico experimental del proceso de combustión en motores Diesel de inyección directa.

Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 1998.

(citado en pp. 57, 136)

Arnau F. J.

Aportaciones al cálculo numérico para el modelado del flujo compresible unidimensional en conductos de MCIA.

Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 2003.

(citado en p. 132)

- Arrègle J., López J. J., García J. M. y Fenollosa C.**
Development of a zero-dimensional Diesel combustion model. Part 1: Analysis of the quasi-steady diffusion combustion phase.
Applied Thermal Engineering, Vol. 23 n° 11, pp. 1301–1317, 2003.
(citado en pp. 55, 141, 192, 254)
- Arrègle J., López J. J., García J. M. y Fenollosa C.**
Development of a zero-dimensional Diesel combustion model: Part 2: Analysis of the transient initial and final diffusion combustion phases.
Applied Thermal Engineering, Vol. 23 n° 11, pp. 1319–1331, 2003.
(citado en pp. 55, 86, 141, 192, 254)
- Arrègle J., López J. J., Guardiola C. y Monin C.**
Sensitivity study of a NOx estimation model for on-board applications.
SAE Paper 2008-01-0640, 2008. (citado en p. 201)
- Arrègle Jean, Pastor José V. y Ruiz Santiago.**
The influence of injection parameters on diesel spray characteristics.
SAE Paper 1999-01-0200, 1999. (citado en p. 52)
- Assanis D. N., Filipi Z. S., Fiveland S. B. y Syrimis M.**
A predictive ignition delay correlation under steady-state and transient operation of a direct injection Diesel engine.
Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 125 n° 2, pp. 450–457, 2003.
(citado en pp. 174, 176, 243)
- Atkinson J.**
Gas-Engine.
US Patent Number 367496, 1887. (citado en p. 26)
- Bae Choongsik y Kang Jinsuk.**
The structure of a break-up zone in the transient diesel spray of a valve-covered orifice nozzle.
International Journal of Engine Research, Vol. 7 n° 4, pp. 319–334, 2006.
(citado en p. 47)
- Baumgarten Henning, Bozelie Peter, Geiger José y Wolters Peter.**
Vehicle application of a 4-cylinder tumble DISI engine.
SAE Paper 2001-01-0735, 2001. (citado en p. 24)
- Benajes J., López J. J., Novella R. y García A.**
Advanced methodology for improving testing efficiency in a single-cylinder research Diesel engine.
Experimental Techniques, Vol. 32 n° 6, pp. 41–47, 2008. (citado en pp. 145, 150)
- Benajes J., Luján J. M. y Serrano J. R.**
Predictive modeling study of the transient load response in a heavy-duty turbocharged diesel engine.
SAE Paper 2000-01-0583, 2000. (citado en p. 34)
- Benajes J., Molina S., García J. M. y Riesco J. M.**
The effect of swirl on combustion and exhaust emissions in heavy-duty diesel engines.
Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, Vol. 218 n° 10, pp. 1141–1148, 2004. (citado en p. 25)

Benajes J., Molina S., Martín J. y Novella R.

Effect of advancing the closing angle of the intake valves on diffusion-controlled combustion in a HD diesel engine.

Applied Thermal Engineering, Vol. 29 n° 10, pp. 1947–1954, 2009.

(citado en pp. 194, 197, 201, 205, 206)

Benajes J., Molina S., Novella R. y Riesco J. M.

Improving pollutant emissions in Diesel engines for heavy-duty transportation using retarded intake valve closing strategies.

International Journal of Automotive Technology, Vol. 9 n° 3, pp. 257–265, 2008.

(citado en p. 234)

Benajes J., Molina S., Riesco J. M. y Novella R.

Enhancement of the premixed combustion in a HD Diesel engine by adjusting injection conditions.

Proceedings of THIESEL conference, pp. 511–523, 2004.

(citado en p. 176)

Benajes J., Reyes E. y Luján J. M.

Intake valve pre-lift effect on the performance of a turbocharged Diesel engine.

SAE Paper 960950, 1996.

(citado en p. 22)

Benajes J., Serrano J. R., Dolz V. y Novella R.

Analysis of an extremely fast valve opening camless system to improve transient performance in a turbocharged high speed direct injection diesel engine.

International Journal of Vehicle Design, Vol. 49 n° 1-3, pp. 192–213, 2009.

(citado en p. 34)

Benajes J., Serrano J. R., Molina S. y Novella R.

Potential of Atkinson cycle combined with EGR for pollutant control in a HD diesel engine.

Energy Conversion and Management, Vol. 50 n° 1, pp. 174–83, 2009.

(citado en pp. 174, 201, 205, 206)

Benson R. S., H. Horlock J. y Winterbone D. E.

The thermodynamics and gas dynamics of internal-combustion engines. Vol I.

Clarendon Press Oxford, 1982.

(citado en p. 131)

Bianchi G. M., Minelli F., Scardovelli R. y Zaleski S.

3D large-scale simulation of the high-speed Liquid jet atomization.

SAE Paper 2007-01-0244, 2007.

(citado en p. 47)

Bosch W.

Fuel rate indicator is a new measuring instrument for display of the characteristics of individual injection.

SAE Paper 660749, 1966.

(citado en p. 128)

Bruneaux G.

Liquid and vapor spray structure in high-pressure common rail diesel injection.

Atomization and Sprays, Vol. 11 n° 5, pp. 533–556, 2001.

(citado en p. 56)

Bruneaux G.

Mixing Process in High-Pressure Diesel Jets by Normalized Laser- Induced Exciplex Fluorescence Part I: Free Jet.

SAE Paper 2005-01-2100, 2005.

(citado en p. 87)

Bruneaux G.

Mixing process in high pressure diesel jets by normalized laser- induced exciplex fluorescence. Part II: Wall impinging versus free jet.

SAE Paper 2005-01-2097, 2005.

(citado en pp. 77, 179)

Bruneaux G.

Study of the correlation between mixing and auto-ignition processes in high-pressure Diesel jets.

SAE Paper 2007-01-0650, 2007.

(citado en p. 60)

Bruneaux G.

Combustion structure of free and wall-impinging diesel jets by simultaneous laser-induced fluorescence of formaldehyde, poly-aromatic hydrocarbons, and hydroxides.

International Journal of Engine Research, Vol. 9 n° 3, pp. 249–265, 2008.

(citado en pp. 67, 68, 70)

Bruneaux G., Auge M. y Lemenand C.

A study of combustion structure in high pressure single hole common rail direct Diesel injection using laser induced fluorescence of radicals.

Proceedings of COMODIA conference. The 6th international symposium on diagnostics and modeling of combustion in internal combustion engines, Vol. 2004 n° 6, pp. 551–559, 2004.

(citado en p. 68)

Carnot S.

Reflections on the Motive Power of Fire: And Other Papers on the Second Law of Thermodynamics.

Dover Publications, 2005.

(citado en p. 1)

Charlton S. J.

Developing diesel engines to meet ultra-low emission standards.

SAE Paper 2005-01-3628, 2005.

(citado en pp. 6, 10)

Chen G.

Study of fuel temperature effects on fuel injection, combustion, and emissions of direct-injection diesel engines.

Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 131 n° 2, 2009.

(citado en p. 120)

Christian R., Knopf F., Jasmek A. y Schindler W.

A new method for the filter smoke number measurement with improved sensitivity.

MTZ Motortechnische Zeitschrift, Vol. 54, pp. 16–22, 1993.

(citado en p. 127)

Cleary D. y Silvas G.

Unthrottled engine operation with variable intake valve lift, duration, and timing.

SAE Paper 2007-01-1282, 2007.

(citado en p. 28)

Correas D.

Estudio teórico-experimental del chorro libre Diesel isoterma.

Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 1998.

(citado en p. 47)

Curran H. J., Gaffuri P., Pitz W. J. y Westbrook C. K.

A Comprehensive Modeling Study of n-Heptane Oxidation.

Combustion and Flame, Vol. 114 n° 1-2, pp. 149–177, 1998.

(citado en p. 60)

de Rudder K.

An approach to low-temperature combustion in a small HSDI diesel engine.

Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 2007. (citado en p. 120)

de Villiers E., Gosman A. D. y Weller H. G.

Large eddy simulation of primary diesel spray atomization.

SAE Paper 2004-01-0100, 2004. (citado en p. 47)

Dec J. E.

A conceptual model of DI diesel combustion based on laser-sheet imaging.

SAE Paper 970873, 1997. (citado en pp. 44, 64, 68, 71)

Dec J. E. y Canaan R. E.

PLIF imaging of NO formation in a DI diesel engine.

SAE Paper 980147, 1998. (citado en pp. 65, 72, 89)

Dec J. E. y Espey C.

Ignition and early soot formation in a D.I. diesel engine using multiple 2-D imaging diagnostics.

SAE Paper 950456, 1995. (citado en pp. 59, 63, 66, 67)

Dec J. E. y Espey C.

Chemiluminescence imaging of autoignition in a DI diesel engine.

SAE Paper 982685, 1998. (citado en pp. 59, 60, 63)

Dec J. E. y Kelly-Zion P. L.

The effects of injection timing and diluent addition on late-combustion soot burnout in a DI diesel engine based on simultaneous 2-D imaging of OH and soot.

SAE Paper 2000-01-0238, 2000. (citado en pp. 87, 89, 209)

Dec J. E. y Tree D. R.

Diffusion-flame/wall interactions in a heavy-duty DI diesel engine.

SAE Paper 2001-01-1295, 2001. (citado en pp. 74, 75, 76)

Dec John E. y Coy Edward B.

OH radical imaging in a DI diesel engine and the structure of the early diffusion flame.

SAE Paper 960831, 1996. (citado en p. 67)

Degobert P.

Automobiles and pollution.

Editions Technip, 1995. (citado en p. 126)

Degraeuwe B.

Contribution to the thermal management of DI Diesel engines.

Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 2007. (citado en p. 138)

Delacourt E., Desmet B. y Besson B.

Characterisation of very high pressure diesel sprays using digital imaging techniques.

Fuel, Vol. 84 n° 7-8, pp. 859 – 867, 2005. (citado en p. 52)

Desantes J. M., Arrègle J., Fenollosa C. y Salvador F. J.

Analysis of the influence of injection rate and running conditions on the heat release rate in a D.I. diesel engine.

SAE Paper 2001-01-3185, 2001. (citado en p. 141)

- Desantes J. M., Lopez J. J., Garcia J. M. y Pastor J. M.**
Evaporative diesel spray modeling.
Atomization and Sprays, Vol. 17 n° 3, pp. 193–231, 2007. (citado en p. 56)
- Desantes J. M., Pastor J. V., García-Oliver J. M. y Pastor J. M.**
A 1D model for the description of mixing-controlled reacting diesel sprays.
Combustion and Flame, Vol. 156 n° 1, pp. 234–249, 2009. (citado en p. 52)
- Desantes J. M., Pastor J. V., Garcia-Oliver J. M. y Pastor J. M.**
A 1D model for the description of mixing-controlled reacting diesel sprays.
Combustion and Flame, Vol. 156 n° 1, pp. 234–249, 2009. (citado en p. 144)
- Desantes J. M., Payri R., Salvador F. J. y Soare V.**
Study of the influence of geometrical and injection parameters on Diesel sprays characteristics in isothermal conditions.
SAE Paper 2005-01-0913, 2005. (citado en p. 49)
- Desantes J.M., Payri R., Salvador F.J. y Gil A.**
Development and validation of a theoretical model for diesel spray penetration.
Fuel, Vol. 85 n° 7-8, pp. 910–917, 2006. (citado en p. 49)
- Diesel R.**
Internal combustion engine.
US Patent Number 608845, 1898. (citado en p. 1)
- Dolz V.**
Contribución al modelado de la transmisión de calor en los MCIA y su aplicación en el aprovechamiento energético de los gases de escape durante los transitorios de carga.
Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 2006. (citado en p. 132)
- Dzida M. y Prusakiewicz P.**
The effect of temperature and pressure on the physicochemical properties of petroleum diesel oil and biodiesel fuel.
Fuel, Vol. 87 n° 10-11, pp. 1941–1948, 2008. (citado en p. 121)
- El-Hannouny E. M., Gupta S., Powell C. F., Cheong S. K., Liu J., Wang J. y Sekar R. R.**
Near-nozzle spray characteristics of heavy-duty diesel injectors.
SAE Paper 2003-01-3150, 2003. (citado en p. 47)
- Espey C., Dec J. E., Litzinger T. A. y Santavicca D. A.**
Planar laser rayleigh scattering for quantitative vapor-fuel imaging in a diesel jet.
Combustion and Flame, Vol. 109 n° 1-2, pp. 65–78, 1997. (citado en pp. 60, 64, 189)
- Fairbanks J. W.**
The Diesel engine's challenge in the new millenium.
6th Diesel Engine Emissions Reduction (DEER) Conference, 2000. (citado en p. 4)
- Fenollosa C.**
Aportacion a la descripcion fenomenologica del proceso de combustion por difusion diesel.
Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 2003. (citado en pp. 54, 55, 62, 141, 182, 192, 245, 254)
- Fessler H. y Genova M.**
An electro-hydraulic "Lost Motion" VVA System for a 3.0-Liter Diesel engine.
SAE Paper 2004-01-3018, 2004. (citado en pp. 33, 35, 36)

Fischer J., Kettner M., Nauwerck A., Pfeil J. y Spicher U.

Influence of an adjustable tumble-system on in-cylinder air motion and stratification in a gasoline direct injection engine.

SAE Paper 2002-01-1645, 2002.

(citado en p. 24)

Flynn P. F., Durrett R. P., Hunter G. L., zur Loye A. O., Akinyemi O. C., Dec J. E. y Westbrook C. K.

Diesel combustion: An integrated view combining laser diagnostics, chemical kinetics, and empirical validation.

SAE Paper 1999-01-0509, 1999.

(citado en pp. 63, 66, 68, 69, 72)

Galindo J., Luján J. M., Serrano J. R., Dolz V. y Guilain S.

Description of a heat transfer model suitable to calculate transient processes of turbocharged diesel engines with one-dimensional gas-dynamic codes.

Applied Thermal Engineering, Vol. 26 n° 1, pp. 66–76, 2006.

(citado en p. 132)

Galindo J., Serrano J. R., Arnau F. J. y Piqueras P.

Description and analysis of a one-dimensional gas-dynamic model with independent time discretization.

Proceedings of the ASME Internal Combustion Engine Division 2008 Spring Technical Conference, 2008.

(citado en p. 131)

García J. M.

Aportaciones al estudio del proceso de combustión turbulenta de chorros en motores Diesel de inyección directa.

Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 2004.

(citado en pp. 46, 47, 63, 186, 257)

Gascón L. y Corberán J. M.

Construction of second-order TVD schemes for non-homogeneous hyperbolic conservation law.

Journal of Computational Physics, Vol. 172 n° 1, pp. 261–297, 2001.

(citado en p. 132)

Glassman I. y Yetter R.

Combustion, 4 Ed.

Academic Press, 2008.

(citado en pp. 58, 201)

González C. A.

Estudio de la influencia de la geometría de la tobera de inyección en la combustión y emisión de contaminantes de un motor Diesel.

Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 2005.

(citado en pp. 102, 197, 261)

Gupta S., Poola R. y Sekar R.

Effect of injection parameters on diesel spray characteristics.

SAE Paper 2000-01-1600, 2000.

(citado en p. 52)

Han D. y Mungal M. G.

Direct measurement of entrainment in reacting/nonreacting turbulent jets.

Combustion and Flame, Vol. 124 n° 3, pp. 370–386, 2001.

(citado en pp. 55, 81, 257, 270)

Hannibal W., Flierl R., Stiegler L. y Meyer R.

Overview of current continuously variable valve lift systems for four-stroke, spark-ignition engines and the criteria for their design ratings.

SAE Paper 2004-01-1263, 2004.

(citado en pp. 107, 108)

Hattori H., Narumiya K., Tsue M. y Kadota T.

Analysis of initial breakup mechanism of diesel spray injected into high-pressure ambience.
SAE Paper 2004-01-0528, 2004. (citado en p. 47)

He Y., Selamet A., Reese R. A., Vick R. K. y Amer A. A.

Impact of tumble on combustion in SI engines: Correlation between flow and engine experiments.
SAE Paper 2007-01-4003, 2007. (citado en p. 24)

Heywood J. B.

Internal combustion engine fundamentals.
McGraw-Hill Publishing, 1988. (citado en pp. 44, 57, 58, 61, 62, 78, 176, 243)

Higgins B., Siebers D. y Aradi A.

Diesel-spray ignition and premixed-burn behavior.
SAE Paper 2000-01-0940, 2000. (citado en pp. 59, 62, 63, 66)

Hill P. G. y Zhang D.

The effects of swirl and tumble on combustion in spark-ignition engines.
Progress in Energy and Combustion Science, Vol. 20 n° 5, pp. 373–429, 1994.
(citado en p. 24)

Hiroyasu H. y Arai M.

Structures of fuel sprays in diesel engines.
SAE Paper 900475, 1990. (citado en pp. 49, 51)

Hoppie L. O.

The Influence of Initial Fuel Temperature on Ignition Delay.
SAE Paper 820356, 1982. (citado en p. 120)

Horiuchi H., Ihara Y., Shimizu T., Niino S. y Shoyama K.

The Hino E13C: A heavy-duty diesel engine developed for extremely low emissions and superior fuel economy.
SAE Paper 2004-01-1312, 2004. (citado en p. 23)

Hou S. S.

Comparison of performances of air standard Atkinson and Otto cycles with heat transfer considerations.
Energy Conversion and Management, Vol. 48 n° 5, pp. 1683–1690, 2007.
(citado en p. 26)

Hountalas D. T., Mavropoulos G. C. y Binder K. B.

Effect of exhaust gas recirculation (EGR) temperature for various EGR rates on heavy duty DI diesel engine performance and emissions.
Energy, Vol. 33 n° 2, pp. 272–283, 2008. (citado en p. 23)

Hu H., Israel M. A. y Vorih J. M.

Variable valve actuation and diesel engine retarding performance.
SAE Paper 970342, 1997. (citado en p. 35)

Hu H., Vorih J. M. e Israel M. A.

The integrated lost motion VVT diesel engine retarder.
SAE Paper 973180, 1997. (citado en p. 36)

Huestis E., Erickson P. A. y Musculus M. P. B.

In-cylinder and exhaust soot in low-temperature combustion using a wide-range of EGR in a heavy-duty Diesel engine.

SAE Paper 2007-01-4017, 2007. (citado en pp. 86, 209)

Idicheria C. A. y Pickett L. M.

Soot formation in Diesel combustion under high-EGR conditions.

SAE Paper 2005-01-3834, 2005. (citado en pp. 23, 84)

Idicheria C. A. y Pickett L. M.

Formaldehyde visualization near lift-off location in a Diesel jet.

SAE Paper 2006-01-3434, 2006. (citado en p. 71)

Idicheria C. A. y Pickett L. M.

Effect of EGR on diesel premixed-burn equivalence ratio.

Proceedings of the Combustion Institute, Vol. 31 n° 2, pp. 2931–2938, 2007. (citado en pp. 62, 64, 67)

Idicheria C. A. y Pickett L. M.

Quantitative mixing measurements in a vaporizing diesel spray by Rayleigh imaging.

SAE Paper 2007-01-0647, 2007. (citado en pp. 64, 65, 67)

Ito T., Hosaka T., Ueda M., Senda J. y Fujimoto H.

Detailed kinetic modelling and laser diagnostics of soot formation process in diesel jet flame.

SAE Paper 2004-01-1398, 2004. (citado en p. 74)

Johnson T. V.

Diesel emission control in review.

SAE Paper 2007-01-0233, 2007. (citado en p. 8)

Kamiuto K.

Comparison of basic gas cycles under the restriction of constant heat addition.

Applied Energy, Vol. 83 n° 6, pp. 583–593, 2006. (citado en p. 26)

Kapus P., Fraild G., Sams T. y Kammerdiener T.

Potential of VVA systems for improvement of CO₂, pollutant emission and performance of combustion engines.

SIA Conference on Variable Valve Actuation, 2006. (citado en pp. 18, 33)

Kastner L.

An investigation of the airbox method of measuring the air consumption of internal combustion engines.

Proceedings of the institution of mechanical engineers, Vol. 157, pp. 387–404, 1947. (citado en p. 116)

Kimura S., Aoki O., Ogawa H., Muranaka S. y Enomoto Y.

New combustion concept for ultra-clean and high efficiency small DI Diesel engines.

SAE Paper 1999-01-3681, 1999. (citado en p. 207)

Kimura S., Ogawa H., Matsui Y. y Enomoto Y.

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 n° 4, pp. 249–259, 2002. (citado en p. 207)

Kosaka H., Aizawa T. y Kamimoto T.

Two-dimensional imaging of ignition and soot formation processes in a diesel flame.
International Journal of Engine Research, Vol. 6 n° 1, pp. 21–42, 2005.

(citado en pp. 74, 75, 89)

Kosaka H., Drewes V. H., Catalfamo L., Aradi A. A., Iida N. y Kamimoto T.

Two-dimensional imaging of formaldehyde formed during the ignition process of a diesel fuel spray.

SAE Paper 2000-01-0236, 2000.

(citado en p. 60)

Kosaka H., Nishigaki T., Kamimoto T., Sano T., Matsutani A. y Harada S.

Simultaneous 2-D imaging of OH radicals and soot in a diesel flame by laser sheet techniques.

SAE Paper 960834, 1996.

(citado en p. 74)

Kreuter P., Heuser P., Reinicke-Murmann J., Erz R., Stein P. y Peter U.

Meta-CVD system-An electro-mechanical cylinder and valve deactivation system.

SAE Paper 2001-01-0240, 2001.

(citado en p. 35)

Kubota M., Yoshida K., Shoji H. y Tanaka H.

A study of the influence of fuel temperature on emission characteristics and engine performance of compression ignition engine.

SAE Paper 2002-32-1777, 2002.

(citado en p. 120)

Kutlar O. A., Arslan H. y Calik A. T.

Methods to improve efficiency of four stroke, spark ignition engines at part load.

Energy Conversion and Management, Vol. 46 n° 20, pp. 3202–3220, 2005.

(citado en p. 27)

Ladommatos N., Abdelhalim S. M. y Zhao H.

Effects of exhaust gas recirculation temperature on diesel engine combustion and emissions.

Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, Vol. 212 n° 6, pp. 479–500, 1998.

(citado en p. 23)

Ladommatos N., Abdelhalim S. M., Zhao H. y Hu Z.

The effects on diesel combustion and emissions of reducing inlet charge mass due to thermal throttling with hot EGR.

SAE Paper 980185, 1998.

(citado en p. 23)

Ladommatos N., Balian R., Horrocks R. y Cooper L.

The effect of exhaust gas recirculation on combustion and NOx emissions in a high-speed direct-injection diesel engine.

SAE Paper 960840, 1996.

(citado en p. 23)

Ladommatos N., Balian R., Horrocks R. y Cooper L.

The effect of exhaust gas recirculation on soot formation in a high-speed direct-injection diesel engine.

SAE Paper 960841, 1996.

(citado en p. 23)

Lancefield T., Lawrence N., Ahmed A. y Hamouda H. B. H.

'VLD' a flexible, modular, cam operated VVA system giving variable valve lift and duration and controlled secondary valve openings.

SIA Conference on Variable Valve Actuation, 2006.

(citado en p. 18)

Lancefield T., Methley I., Råse U. y Kuhn T.

The application of variable event valve timing to a modern diesel engine.

SAE Paper 2000-01-1229, 2000.

(citado en pp. 29, 32, 206)

Lapuerta M.

Un modelo de combustión fenomenológico para un motor Diesel de inyección directa rápido.
Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores
Térmicos, 1988. (citado en p. 136)

Lapuerta M., Armas O. y Hernández J. J.

Diagnosis of DI Diesel combustion from in-cylinder pressure signal by estimation of mean
thermodynamic properties of the gas.
Applied Thermal Engineering, Vol. 19 n° 5, pp. 513–529, 1999. (citado en pp. 136, 137)

Lapuerta M., Ballesteros R. y Agudelo J. R.

Effect of the gas state equation on the thermodynamic diagnostic of diesel combustion.
Applied Thermal Engineering, Vol. 26 n° 14-15, pp. 1492–1499, 2006. (citado en p. 137)

Lavoie G. A., Heywood J. B. y Keck J. C.

Experimental and theoretical study of nitric oxide formation in internal combustion engines.
Combustion Science and Technology, Vol. 1 n° 4, pp. 313–326, 1970.
(citado en pp. 206, 265)

Lee K., Bae C.k y Kang K.g.

The effects of tumble and swirl flows on flame propagation in a four-valve S.I. engine.
Applied Thermal Engineering, Vol. 27 n° 11-12, pp. 2122–2130, 2007. (citado en p. 24)

Leet J. A., Simescu S., Froelund K., Dodge L. G. y Roberts C. E.

Emissions solutions for 2007 and 2010 heavy-duty diesel engines.
SAE Paper 2004-01-0124, 2004. (citado en p. 35)

Lefebvre A.

Atomization and Sprays.
CRC, 1988. (citado en p. 47)

Leone T. G. y Pozar M.

Fuel economy benefit of cylinder deactivation-Sensitivity to vehicle application and operating
constraints.
SAE Paper 2001-01-3591, 2001. (citado en p. 35)

Leroy T., Bitauld M., Chauvin J. y Petit N.

In-cylinder burned gas rate estimation and control on VVA Diesel engines.
SAE Paper 2009-01-0366, 2009. (citado en p. 22)

Lienemann H. y Shrimpton J. S.

In-cylinder tumble flow characteristics and implications for fuel/air mixing in direct injection
gasoline engines.
SAE Paper 2003-01-3104, 2003. (citado en p. 24)

Lombard B. y Le Forrestier R.

Advanced combustion and engine integration of a Hydraulic Valve Actuation system
(camless).
Proceedings of the SIA Conference on Variable Valve Actuation, 2006.
(citado en pp. 29, 111, 112)

Lopez J. J. y Pickett L. M.

Jet/wall interaction effects on soot formation in a diesel fuel jet.
*Proceedings of COMODIA conference. The 6th international symposium on diagnostics and
modeling of combustion in internal combustion engines*, Vol. 2004 n° 6, pp. 387–394, 2004.
(citado en p. 77)

López J. J.

Estudio teórico-experimental del chorro libre diesel no evaporativo y de su interacción con el movimiento del aire.

Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 2003. (citado en pp. 45, 81, 270)

Luján J. M.

Recirculación interna de gases de combustión en motores diesel sobrealimentados.

Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 1998. (citado en p. 22)

Lyons K. M.

Toward an understanding of the stabilization mechanisms of lifted turbulent jet flames: Experiments.

Progress in Energy and Combustion Science, Vol. 33 n° 2, pp. 211–231, 2007.

(citado en p. 79)

Mansurov Z.A.

Soot formation in combustion processes (review).

Combustion, Explosion and Shock Waves, Vol. 41 n° 6, pp. 727–744, 2005.

(citado en pp. 66, 207)

Martín J.

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

Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 2007. (citado en p. 138)

Martyr A.J. y Plint M.A.

Engine testing: Theory and practice, 3 Ed.

Elsevier Science and Technology Books, Butterworth-Heinemann, 2007.

(citado en p. 126)

Matsuki M., Nakano K., Amemiya T., Tanabe Y., Shimizu D. y Ohmura I.

Development of a lean-burn engine with a variable valve timing mechanism.

SAE Paper 960583, 1996.

(citado en p. 24)

McCracken M. E. y Abraham J.

Characterization of mixing enhancement in swirl-spray interactions in diesel engines.

Combustion Science and Technology, Vol. 174 n° 10, pp. 93–124, 2002.

(citado en p. 25)

McGeehan J. A.

Diesel engines have a future and that future is clean.

SAE Paper 2004-01-1956, 2004.

(citado en p. 8)

Meistrick Z., Usko J., Shoyama K., Kijima K., Okazaki T. y Maeda Y.

Integrated internal EGR and compression braking system for Hino's E13C engine.

SAE Paper 2004-01-1313, 2004.

(citado en pp. 23, 35)

Miller R. H.

Supercharging and internal cooling cycle for high output.

Transactions of ASME, Vol. 69, pp. 453–457, 1947.

(citado en p. 30)

Miller R. H. y Lieberherr H.

The Miller supercharging system for Diesel and gas engines operating characteristics.

International Congress of Combustion Engine Conference, CIMAC, pp. 787–803, 1957.

(citado en p. 30)

Millo F., Mallamo F., Arnone L., Bonanni M. y Franceschini D.

Analysis of different internal EGR solutions for small Diesel engines.

SAE Paper 2007-01-0128, 2007.

(citado en p. 22)

Millo F., Mallamo F. y Mego G. Ganio.

The potential of dual-stage turbocharging and Miller cycle for HD Diesel engines.

SAE Paper 2005-01-0221, 2005.

(citado en p. 30)

Molina S., Novella R. y Riesco J. M.

Analysis of the highly premixed combustion attained by a late injection strategy in an HD diesel engine.

International Journal of Vehicle Design, Vol. 40 n° 4, pp. 327–348, 2006.

(citado en pp. 8, 207)

Molina S. A.

Influencia de los parámetros de inyección y la recirculación de gases de escape sobre el proceso de combustión en un motor Diesel.

Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 2003.

(citado en pp. 62, 72, 73, 102, 145, 146, 205)

Monin C.

Estudio de la formación de hollín en procesos de combustión de baja temperatura en motores diesel.

Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 2009.

(citado en p. 201)

Moser F. X., Sams T. y Cartellieri W.

Impact of future exhaust gas emission legislation on the heavy-duty truck engine.

SAE Paper 2001-01-0186, 2001.

(citado en p. 8)

Musculus M. P. B.

Effects of the in-cylinder environment on diffusion flame lift-off in a DI diesel engine.

SAE Paper 2003-01-0074, 2003.

(citado en p. 80)

Musculus M. P. B.

On the correlation between NO_x emissions and the diesel premixed burn.

SAE Paper 2004-01-1401, 2004.

(citado en pp. 66, 190)

Musculus M. P. B., Lachaux T., Pickett L. M. e Idicheria C. A.

End-of-Injection Over-Mixing and Unburned Hydrocarbon Emissions in Low-Temperature-Combustion Diesel Engines.

SAE Paper 2007-01-0907, 2007.

(citado en pp. 87, 88)

Naber J. D. y Siebers D. L.

Effects of gas density and vaporization on penetration and dispersion of diesel sprays.

SAE Paper 960034, 1996.

(citado en pp. 50, 51, 52, 179)

Parvate-Patil G. B., Hong H. y Gordon B.

Analysis of variable valve timing events and their effects on single-cylinder Diesel engine.

SAE Paper 2004-01-2965, 2004.

(citado en pp. 29, 206)

Pastor J. V., Lopez J. J., Garcia J. M. y Pastor J. M.

A 1D model for the description of mixing-controlled inert diesel sprays.

Fuel, Vol. 87 n° 13-14, pp. 2871–2885, 2008.

(citado en p. 144)

- Pauls C., Grünefeld G., Vogel S. y Peters N.**
Combined simulations and OH chemiluminescence measurements of the combustion process using different fuels under Diesel-engine like conditions.
SAE Paper 2007-01-0020, 2007. (citado en p. 80)
- Payri F., Desantes J. M. y Arrègle J.**
Characterization of D.I. diesel sprays in high density conditions.
SAE Paper 960774, 1996. (citado en p. 47)
- Payri F., Desantes J. M. y Torregrosa A. J.**
Acoustic boundary condition for unsteady one-dimensional flow calculations.
Journal of Sound and Vibration, Vol. 188 n° 1, pp. 85–110, 1995. (citado en p. 224)
- Payri F., Galindo J., Serrano J. R. y Arnau F. J.**
Analysis of numerical methods to solve one-dimensional fluid-dynamic governing equations under impulsive flow in tapered ducts.
International Journal of Mechanical Sciences, Vol. 46 n° 7, pp. 981–1004, 2004.
(citado en p. 132)
- Payri F., Lapuerta M. y Cazaux P.**
Insight into the combustion process of a Diesel engine with exhaust gas recirculation.
SIA Paper 9506A13. Proceedings of 5th International EAEC Congress, 1995.
(citado en p. 169)
- Payri F., Margot X., Gil A. y Martin J.**
Computational study of heat transfer to the walls of a DI diesel engine.
SAE Paper 2005-01-0210, 2005. (citado en p. 138)
- Payri F., Pastor J.V., Pastor J.M. y Julia J.E.**
Diesel spray analysis by means of planar laser-induced exciplex fluorescence.
International Journal of Engine Research, Vol. 7 n° 1, pp. 77–89, 2006.
(citado en pp. 50, 56)
- Payri R., Salvador F. J., Gimeno J. y de la Morena J.**
Macroscopic behavior of Diesel sprays in the near-nozzle field.
SAE Paper 2008-01-0929, 2008. (citado en p. 49)
- Payri R., Salvador F. J., Gimeno J. y Zapata L. D.**
Diesel nozzle geometry influence on spray liquid-phase fuel penetration in evaporative conditions.
Fuel, Vol. 87 n° 7, pp. 1165–1176, 2008. (citado en p. 56)
- Peng H. Y., Cui Y., Deng K. Y., Shi L. y Li L. G.**
Combustion and emissions of a direct-injection diesel engine during cold start under different exhaust valve closing timing conditions.
Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D (Journal of Automobile Engineering), Vol. 222 n° D1, pp. 119–29, 2008. (citado en p. 33)
- Peters N.**
Turbulent Combustion.
Cambridge University Press, 1 2000. (citado en pp. 79, 83)
- Pickett L. M. e Idicheria C. A.**
Effects of ambient density and temperature on soot formation under high-EGR conditions.
12th Annual Diesel Engine Emissions Reduction (DEER) Conference, 2006.
(citado en p. 84)

Pickett L. M. e Idicheria C. A.

Effects of ambient temperature and density on soot formation under high-EGR conditions.
Proceedings of THIESEL conference, pp. 353–366, 2006. (citado en pp. 84, 85)

Pickett L. M., Kook S., Persson H. y Andersson Ö.

Diesel fuel jet lift-off stabilization in the presence of laser-induced plasma ignition.
Proceedings of the Combustion Institute, Vol. 32 n° 2, pp. 2793–2800, 2009.
(citado en p. 52)

Pickett L. M. y López J. J.

Jet-wall Interaction effects on Diesel combustion and soot formation.
SAE Paper 2005-01-0921, 2005. (citado en pp. 77, 80)

Pickett L. M. y Siebers D. L.

An investigation of diesel soot formation processes using micro-orifices.
Proceedings of the Combustion Institute, Vol. 29 n° 1, pp. 655–662, 2002.
(citado en p. 81)

Pickett L. M. y Siebers D. L.

Soot in diesel fuel jets: effects of ambient temperature, ambient density, and injection pressure.
Combustion and Flame, Vol. 138 n° 1-2, pp. 114–135, 2004. (citado en pp. 81, 84, 270)

Pickett L. M. y Siebers D. L.

Orifice diameter effects on diesel fuel jet flame structure.
Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 127 n° 1, pp. 187–196, 2005.
(citado en p. 81)

Pickett L. M. y Siebers D. L.

Soot formation in diesel fuel jets near the lift-off length.
International Journal of Engine Research, Vol. 7 n° 2, pp. 103 – 130, 2006.
(citado en p. 73)

Pickett L. M., Siebers D. L. e Idicheria C. A.

Relationship between ignition processes and the lift-off length of Diesel fuel jets.
SAE Paper 2005-01-3843, 2005. (citado en pp. 79, 207, 270)

Plazas A. H.

Modelado unidimensional de inyectoros common-rail Diesel.
Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores
Térmicos, 2005. (citado en p. 128)

Plee S. L. y Ahmad T.

Relative roles of premixed and diffusion burning in Diesel combustion.
SAE Paper 831733, 1983. (citado en p. 63)

Powell C. F., Yue Y., Poola R. y Wang J.

Time-resolved measurements of supersonic fuel sprays using synchrotron X-rays.
Journal of Synchrotron Radiation, Vol. 7 n° 6, pp. 356–360, 2000. (citado en p. 47)

Powell C. F., Yue Y., Poola R., Wang J., Lai M. C. y Schaller J.

X-ray measurements of high pressure diesel sprays.
SAE Paper 2001-01-0531, 2001. (citado en p. 47)

Primo Yúfera E.

Introducción a la investigación científica y tecnológica.
Alianza Editorial, 1994. (citado en p. 44)

- Rebbert M., Kreusen G. y Lauer S.**
A new cylinder deactivation by FEV and Mahle.
SAE Paper 2008-01-1354, 2008. (citado en p. 35)
- Reitz R. D. y Bracco F. B.**
On the dependence of spray angle and other spray parameters on nozzle design and operating conditions.
SAE Paper 790494, 1979. (citado en p. 47)
- Ricou F. P. y Spalding D. B.**
Measurements of entrainment by axisymmetrical turbulent jets.
Journal of Fluid Mechanics, Vol. 11 n° 01, pp. 21–32, 1961. (citado en pp. 53, 182, 245)
- Riesco J. M.**
Estrategias para promover la fase de combustión en premezcla.
Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 2004. (citado en pp. 29, 102)
- Rodríguez-Antón L. M., Casanova-Kindelan J. y Tardajos G.**
High pressure physical properties of fluids used in diesel injection systems.
SAE Paper 2000-01-2046, 2000. (citado en p. 121)
- Rosseel E. y Sierens R.**
The physical and the chemical part of the ignition delay in diesel engines.
SAE Paper 961123, 1996. (citado en p. 61)
- Ruiz F. y Chigier N.**
Parametric experiments on liquid jet atomization spray angle.
Atomization and Sprays, Vol. 1, pp. 23–45, 1991. (citado en p. 52)
- Ruiz S.**
Estudio teórico-experimental de los procesos de atomización y de mezcla en los chorros diesel DI.
Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 2003. (citado en p. 45)
- Sauer C., Kulzer A., Rauscher M. y Hettinger A.**
Analysis of different gasoline combustion concepts with focus on gas exchange.
SAE Paper 2008-01-0427, 2008. (citado en p. 28)
- Schwoerer J., Dodi S., Fox M., Huang S. y Yang Z.**
Internal EGR systems for NOx emission reduction in heavy-duty diesel engines.
SAE Paper 2004-01-1315, 2004. (citado en pp. 21, 22, 23)
- Serrano J. R.**
Análisis y modelado del transitorio de carga en M.E.C. turboalimentados.
Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 1998. (citado en p. 33)
- Sher E. y Bar-Kohany T.**
Optimization of variable valve timing for maximizing performance of an unthrottled SI engine—a theoretical study.
Energy, Vol. 27 n° 8, pp. 757–775, 2002. (citado en p. 28)
- Siebers D. y Higgins B.**
Flame lift-off on direct-injection diesel sprays under quiescent conditions.
SAE Paper 2001-01-0530, 2001. (citado en pp. 78, 79, 81, 82, 83, 85, 207, 270)

Siebers D., Higgins B. y Pickett L. M.

Flame lift-off on direct-injection diesel fuel jets: Oxygen concentration effects.
SAE Paper 2002-01-0890, 2002. (citado en pp. 79, 83, 84, 85)

Siebers D. L.

Liquid-phase fuel penetration in diesel sprays.
SAE Paper 980809, 1998. (citado en pp. 48, 55)

Siebers D. L.

Scaling liquid-phase fuel penetration in diesel sprays based on mixing-limited vaporization.
SAE Paper 1999-01-0528, 1999. (citado en pp. 48, 56)

Siebers D. L. y Higgins B. S.

Effects of injector conditions on the flame lift-off length of DI Diesel sprays.
Proceedings of THIESEL conference, pp. 303–321, 2000. (citado en p. 81)

Siebers D. L. y Pickett L. M.

Injection pressure and orifice diameter effects on soot in DI Diesel fuel jets.
Proceedings of THIESEL conference, pp. 199–213, 2002. (citado en p. 81)

Siebers D. L. y Pickett L. M.

Aspects of soot formation in Diesel fuel jets.
Proceedings of THIESEL conference, pp. 213–227, 2004. (citado en pp. 81, 82, 83, 84, 270)

Silvis W. M.

An algorithm for calculating the air/fuel ratio from exhaust emissions.
SAE Paper 970514, 1997. (citado en p. 126)

Smallwood G. J. y Gülder Ö. L.

Views on the structure of transient diesel sprays.
Atomization and Sprays: Journal of the International Institutions for Liquid Atomization and Spray Systems, Vol. 10 n° 3-5, pp. 355–386, 2000. (citado en p. 47)

Soare V.

Phase doppler measurements in Diesel dense sprays: optimisation of measurements and study of the orifice geometry influence over the spray at microscopic level.
Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 2007. (citado en p. 47)

Sommer A., Stiegler L., Wormbs T., Kabitzke J. y Buschmann G.

Will we need variable valve trains for passenger-car diesel engines in the future?
SIA Conference on Variable Valve Actuation, 2006. (citado en pp. 21, 33)

Spalding D. B.

Combustion and Mass Transfer.
Elsevier, 7 1978. (citado en pp. 53, 182, 245)

Suh H. K. y Lee C. S.

Effect of cavitation in nozzle orifice on the diesel fuel atomization characteristics.
International Journal of Heat and Fluid Flow, Vol. 29 n° 4, pp. 1001–1009, 2008. (citado en p. 47)

Tai C., Tsao T. C., Schörn N. A. y Levin M. B.

Increasing torque output from a turbodiesel with camless valvetrain.
SAE Paper 2002-01-1108, 2002. (citado en p. 32)

Taylor C. F.

The internal Combustion Engine in Theory and Practice Vol 2, 2 Ed. Revisada.
The MIT Press, 1985. (citado en p. 57)

Torregrosa A. J., Olmeda P., Degraeuwe B. y Reyes M.

A concise wall temperature model for DI Diesel engines.
Applied Thermal Engineering, Vol. 26 n° 11-12, pp. 1320–1327, 2006. (citado en p. 138)

Tree D. R. y Dec J. E.

Extinction measurements of in-cylinder soot deposition in a heavy-duty DI diesel engine.
SAE Paper 2001-01-1296, 2001. (citado en p. 77)

Tree D. R. y Svensson K. I.

Soot processes in compression ignition engines.
Progress in Energy and Combustion Science, Vol. 33 n° 3, pp. 272–309, 2007.
(citado en p. 207)

Turner C. W., Babbitt G. R., Balton C. S., Raimao M. A. y Giordano D. D.

Design and control of a two-stage, electro-hydraulic valve actuation system.
SAE Paper 2004-01-1265, 2004. (citado en p. 109)

Turner C. W., Raimao M. A. y Babbitt G. R.

Hydraulic valve actuation systems and methods.
US Patent App. 10/164,046, Patent Number 6739293, 2002. (citado en p. 109)

Turns S. R.

Understanding NO_x formation in nonpremixed flames: Experiments and modeling.
Progress in Energy and Combustion Science, Vol. 21 n° 5, pp. 361–385, 1995.
(citado en p. 265)

Turns S. R.

An introduction to combustion, 2 Ed.
McGraw-Hill Publishing, 2000. (citado en pp. 58, 201)

Venugopal R. y Abraham J.

A review of fundamental studies relevant to flame lift-off in Diesel jets.
SAE Paper 2007-01-0134, 2007. (citado en p. 79)

Verbiezen K., Donkerbroek A. J., Klein-Douwel R. J. H., van Vliet A. P., Frijters P. J. M., Seykens X. L. J., Baert R. S. G., Meerts W. L., Dam N. J. y ter Meulen J. J.

Diesel combustion: In-cylinder NO concentrations in relation to injection timing.
Combustion and Flame, Vol. 151 n° 1-2, pp. 333–346, 2007. (citado en pp. 66, 205)

Verbiezen K., Klein-Douwel R. J. H., van Vliet A. P., Donkerbroek A. J., Meerts W. L., Dam N. J. y ter Meulen J. J.

Quantitative laser-induced fluorescence measurements of nitric oxide in a heavy-duty Diesel engine.
Proceedings of the Combustion Institute, Vol. 31 n° 1, pp. 765–773, 2007.
(citado en p. 66)

Wakuri Y., Fujii M., Amitani T. y Tsuneya R.

Studies on the penetration of fuel spray in a diesel engine.
Bulletin of Japan Society of Mechanical Engineers, Vol. 3 n° 9, pp. 123–130, 1960.
(citado en p. 49)

Wallace W. E., Keane M. J., Murray D. K., Chisholm W. P., Maynard A. D. y Ong T.-M.

Phospholipid lung surfactant and nanoparticle surface toxicity: Lessons from diesel soots and silicate dusts.

Journal of Nanoparticle Research, Vol. 9 n° 1, pp. 23–38, 2007. (citado en p. 3)

Watanabe S., Koga H. y Kono S.

Research on Extended Expansion General-Purpose Engine. Theoretical Analysis of Multiple Linkage System and Improvement of Thermal Efficiency.

SAE Paper 2006-32-0101, 2006. (citado en p. 26)

Way R. J. B.

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 n° 60, pp. 686–697, 1976. (citado en p. 141)

Woschni G.

A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engines.

SAE Paper 670931, 1967. (citado en p. 138)

Xi J. y Zhong B. J.

Soot in diesel combustion systems.

Chemical Engineering and Technology, Vol. 29 n° 6, pp. 665–673, 2006. (citado en p. 66)

Yang Z.

A study of two-stroke engine braking for HD Diesel engines.

SAE Paper 2002-01-0487, 2002. (citado en p. 36)

Yue Y., Powell C. F., Poola R., Wang J. y Schaller J. K.

Quantitative measurements of diesel fuel spray characteristics in the near-nozzle region using X-ray absorption.

Atomization and Sprays, Vol. 11 n° 4, pp. 471–490, 2001. (citado en p. 47)