

Universitat Politècnica de València  
Departamento de Máquinas y Motores Térmicos

---



ESTUDIO DEL PROCESO DE COMBUSTIÓN  
PREMEZCLADA CONTROLADA POR LA  
REACTIVIDAD DEL COMBUSTIBLE EN UN MOTOR  
DE ENCENDIDO POR COMPRESIÓN

TESIS DOCTORAL

Realizada por:

D. Eduardo Belarte Mañes

Dirigida por:

Dr. D. Santiago Alberto Molina Alcaide

Valencia, Febrero de 2015



TESIS DOCTORAL

ESTUDIO DEL PROCESO DE COMBUSTIÓN  
PREMEZCLADA CONTROLADA POR LA  
REACTIVIDAD DEL COMBUSTIBLE EN UN MOTOR  
DE ENCENDIDO POR COMPRESIÓN

presentada por

D. Eduardo Belarte Mañes

en el

Departamento de Máquinas y Motores Térmicos de la  
Universitat Politècnica de València

para la obtención del grado de

Doctor por la Universitat Politècnica de València

TRIBUNAL CALIFICADOR:

Presidente: Dr. D. Jose Vicente Pastor Soriano  
Secretario: Dr. D. Octavio Armas Vergel  
Vocal: Dr. D. Francisco Vicente Tinaut Fluixá

EVALUADORES EXTERNOS:

Evaluador 1: Dr. D. Octavio Armas Vergel  
Evaluador 2: Dra. D<sup>a</sup>. Blanca Giménez Olavarría  
Evaluador 3: Dr. D. Francisco Javier Martos Ramos

Valencia, Febrero de 2015



## Resumen

En la actualidad, los fabricantes de motores necesitan satisfacer al usuario mediante tecnologías que cumplan con las regulaciones medioambientales vigentes y que demuestren un consumo de combustible contenido, sin que ésto suponga una merma en prestaciones. Para ello, la comunidad científica ha realizado un importante esfuerzo de investigación, en busca de soluciones limpias y eficientes. Fruto de dicho esfuerzo ha surgido un nuevo modo de combustión, el cual agrupa las principales estrategias de control aplicables a los procesos de combustión premezclados en motores de encendido por compresión: *la combustión premezclada controlada por la reactividad del combustible (RCCI)*.

Así pues, el objetivo de esta tesis doctoral es determinar y analizar el potencial del modo de combustión RCCI, para controlar el nivel de emisiones y el consumo de combustible, en un motor de encendido por compresión para el transporte pesado por carretera.

Para abordar dicho objetivo, la presente tesis se ha desarrollado en tres etapas. En la primera, se ha realizado una aproximación experimental desde una combustión Diesel convencional hasta una combustión RCCI, cuya fenomenología se ha estudiado en detalle mediante modelado 3D-CFD. Con este análisis se ha obtenido una descripción fundamental del proceso de combustión RCCI, que constituye la base de la investigación.

En la segunda etapa, se han llevado a cabo estudios paramétricos para las distintas variables de control del proceso de combustión objeto de estudio, analizando de forma secuencial el proceso de mezcla, el de combustión, las prestaciones y las emisiones contaminantes, mediante el uso combinado de fuentes de información experimental y teórica. De este modo, se ha identificado cómo afecta la actuación sobre las distintas variables de control del proceso de combustión RCCI, a las prestaciones y emisiones contaminantes del mismo.

Finalmente, para alcanzar el objetivo de la tesis doctoral, se ha comprobado la viabilidad de este modo de combustión para operar en todo el rango de carga del motor. Aplicando un algoritmo de optimización multi-objetivo de acuerdo con el contexto socio-económico, se ha definido la combinación de estrategias de control a emplear en función de las condiciones de operación. Y por último, se ha comparado críticamente dicha operación en modo RCCI frente a una combustión Diesel convencional, en todo el rango de carga del motor. Con esta evaluación, se ha demostrado que el modo de combustión RCCI tiene un gran potencial tecnológico para su implementación en los motores futuros para el transporte pesado por carretera.

# Resum

En l'actualitat, els fabricants de motors necessiten satisfer l'usuari per mitjà de tecnologies que complisquen amb les regulacions mediambientals vigents i que mostren un consum de combustible contingut, sense que açò supose una minva en prestacions. Per a això, la comunitat científica ha realitzat un important esforç d'investigació, a la cerca de solucions netes i eficients. Fruit d'eixe esforç, ha sorgit un nou mode de combustió, el qual agrupa les principals estratègies de control aplicables als processos de combustió premesclats en motors d'encesa per compressió: *la combustió premesclada controlada per la reactivitat del combustible (RCCI)*.

Així, l'objectiu d'esta tesi doctoral és determinar i analitzar el potencial del mode de combustió RCCI, per a controlar el nivell d'emissions i el consum de combustible, en un motor d'encesa per compressió per al transport pesat per carretera.

Per a abordar eixe objectiu, aquesta tesi s'ha desenvolupat en tres etapes. En la primera, s'ha realitzat una aproximació experimental des d'una combustió Diesel convencional fins una combustió RCCI, la fenomenologia de la qual s'ha estudiat en detall per mitjà de modelatge 3D-CFD. Amb aquest anàlisi s'ha obtingut una descripció fonamental del procés de combustió RCCI, que constitueix la base de la investigació.

En la segona etapa, s'han dut a terme estudis paramètrics per a les distintes variables de control del procés de combustió objecte d'estudi, analitzant de forma seqüencial el procés de mescla, el de combustió, les prestacions i les emissions contaminants, per mitjà de l'ús combinat de fonts d'informació experimental i teòrica. D'aquesta manera, s'ha identificat com afecta l'actuació sobre les distintes variables de control del procés de combustió RCCI, a les prestacions i emissions contaminants del mateix.

Finalment, per a aconseguir l'objectiu de la tesi doctoral, s'ha comprovat la viabilitat d'aquest mode de combustió per a operar en tot el rang de càrrega del motor. Aplicant un algoritme d'optimització multi-objectiu d'acord amb el context socioeconòmic, s'ha definit la combinació d'estratègies de control a emprar en funció de les condicions d'operació. I finalment, s'ha comparat críticament la dita operació en mode RCCI amb una combustió Diesel convencional, en tot el rang de càrrega del motor. Amb aquesta avaluació, s'ha demostrat que el mode de combustió RCCI té un gran potencial tecnològic per a la seua implementació en els motors futurs per al transport pesat per carretera.

# Abstract

Nowadays, engine manufacturers ought to satisfy the final user by means of fuel efficient technologies, able to meet emissions mandates, without worsening engine performance. In this sense, scientific community has carried out an important effort, researching for clean and efficient solutions. From the mentioned effort, a new combustion mode has arisen, which gathers the major combustion control strategies available for advanced compression ignition engines: *the Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI) combustion*.

Thus, the objective of this doctoral thesis is to analyse and to determine the potential of the RCCI combustion mode, in order to control the level of engine-out emissions and fuel consumption, using a heavy-duty compression ignition engine.

To deal with this objective, the analysis has been developed in three stages. In the first one, starting from a conventional Diesel combustion, an experimental approach has been followed to reach the RCCI combustion, whose phenomenology has been deeply studied by means of 3D-CFD modelling. This analysis has resulted in a fundamental description of the RCCI combustion process, which is the base of the research.

In the second stage, parametrical studies have been performed for the different variables that control the RCCI combustion process. There have been sequentially analysed mixing and combustion processes, performance and engine-out emissions, combining experiments with theoretical tools. By this way, it has been identified how the actuation over the variables controlling the RCCI combustion affects to its performance and emissions.

Finally, to reach the objective of this doctoral thesis, the viability of the RCCI combustion mode to operate into the whole engine load range, has been checked. According with the current context, a multiple objective optimization algorithm has been used to define the best combination of engine control strategies, for the mentioned range of operation. To conclude the research work, that RCCI operation has been critically compared with conventional Diesel combustion, at analogue operating conditions. Results have demonstrated that the RCCI combustion mode has a great technological potential to be implemented in future heavy-duty compression-ignition engines.



## Agradecimientos - *Acknowledgements*

Con la redacción de la presente tesis doctoral finaliza una etapa en mi vida. Es momento de reflexión, en el que quisiera agradecer la colaboración de todos aquellos que han contribuido a que alcance esta meta.

En primer lugar agradecer a la dirección del Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, en especial a Jesús Benajes, la confianza depositada en mí, al darme la oportunidad de formar parte de la línea de investigación de combustión. Quisiera destacar la figura de mi director de tesis, Santiago Alberto Molina, que siempre ha apostado por mí en los diferentes proyectos en los que hemos trabajado. Muchas gracias Santi.

*I also would like to express my sincere gratitude to Volvo Group Trucks Technology for funding the work in this thesis, as well as the whole investigation developed together. In particular, Iyad Balloul and Michel Vanvolsem. Without your support and willpower this thesis would not have been possible. Thank you very much.*

También me gustaría agradecer a los miembros de la línea de combustión y al personal de secretaría su apoyo en el día a día. Es increíble lo que uno llega a apreciar que te digan “*ey Edu, bon dia*”, “*qué pasa xiquet*” o “*venga que son las siete*”. Quisiera hacer especial énfasis en el agradecimiento a las siguientes personas. Ricardo Novella: Ha sido un lujo el tener tu puerta abierta siempre que lo he necesitado. Guardo todos y cada uno de tus consejos a buen recaudo. Un millón de gracias. Antonio García: Fuiste mi brújula cuando lo necesité. Muchas gracias por tu ayuda en este trabajo y por contagiarme tu tenacidad. Jose Manuel Pastor: Fuiste fundamental en mi PFC y también lo has sido en esta tesis doctoral. Tutor, compañero y amigo. Sinceramente, gracias. Gabriel Alcantarilla: La única persona que conozco con el don de la ubicuidad... Sin estar, siempre has estado cuando te he necesitado. Gracias *nen*.

Sin duda, de lo mejor de estos años ha sido conocer a mis compañeros CMTeros. Mariany, Simon, Jean-Gui, Chris, Vicent, Johannes, Carlos, Daniela, Manu, Adrián, Javi, Petar, Mattia... no estáis todos los que sois, pero os aseguro que todos habéis aportado a mi persona. Nunca olvidaré nuestras cenas por Valencia, nuestros partidos de *futsal*, ni las *torrás* en Viver. Quisiera destacar mi agradecimiento hacia dos personas. Simon Arthozoul: Mi mentor, no sólo desde el punto de vista técnico, sino muy especialmente en el humano. *Merci beaucoup mon ami*. Vicent Doménech: El precursor de todo ésto, uno de los pilares fundamentales en esta etapa de mi vida. *Moltes gràcies amic meu, mai t'oblidaré*.

*I can not forget to thank the colleagues that I met during my internship within the Combustion and Simulation Team at Volvo Group Trucks Technology. Iyad, César, Nacho, PEG, Olivier, Bruno... I have learned a lot working with you, and I will never forget your kind hospitality. Thank you very much friends.*

Asimismo, me gustaría dar las gracias a todos aquellos que forman parte del Club Deportivo Viver y de la Unión Musical Santa Cecilia de Viver. Sin poder estar tanto como me hubiera gustado, siempre me he sentido como uno más y me habéis facilitado vías de escape a la tensión de la investigación.

Por último, me gustaría expresar mi más profundo agradecimiento a mi familia por su apoyo incondicional. A mis padres, las personas que más admiro; nunca podré agradecerlos todo lo que habéis hecho por mí, sólo espero conseguir que os sintáis siempre orgullosos de vuestro hijo. A Isa, mi hermana, quien siempre ha sido y será, el ejemplo a seguir; y quien me ha dado una razón más para ser mejor: el pequeño César. Y a Laura, quien ha disfrutado de mis buenos momentos, quien me ha soportado en los malos y con quien voy a compartir los de nuestro futuro, que aquí empieza. *Ich liebe dich.*

Sin vosotros, nada de ésto habría sido posible, ni habría tenido sentido. Muchísimas gracias.

Esta tesis ha sido posible gracias a la financiación del Ministerio de Economía y Competitividad del Gobierno de España, como parte de las becas para la Formación de Personal Investigador (ayuda: BES-2011-047073).

*El destino une y separa a las personas,  
pero no existe ninguna fuerza que sea tan grande  
que haga olvidar a las personas que, por algún motivo,  
algún día nos hicieron felices.*



# Índice general

<b>1. Introducción</b>	<b>1</b>
1.1. Introducción .....	2
1.2. Contextualización de los motores de encendido por compresión	2
1.3. Marco de trabajo .....	9
1.4. Desarrollo del documento .....	10
Bibliografía .....	13
<b>2. Evolución de los procesos de combustión en MEC</b>	<b>15</b>
2.1. Introducción .....	17
2.2. Combustión Diesel convencional .....	17
2.2.1. Modelo conceptual .....	18
2.2.2. Fortalezas y debilidades .....	22
2.3. Nuevos conceptos de combustión en MEC .....	23
2.3.1. Combustión de baja temperatura controlada por mezcla	25
2.3.2. Combustión premezclada .....	28
2.4. Planteamiento de la tesis doctoral .....	42
2.4.1. Justificación de la tesis .....	42
2.4.2. Objetivos del estudio .....	45
2.4.3. Metodología general de la investigación .....	45
Bibliografía .....	48

<b>3. Herramientas</b>	<b>53</b>
3.1. Introducción	55
3.2. Herramientas experimentales	55
3.2.1. Motor monocilíndrico de investigación	56
3.2.2. Características de la sala de ensayo	65
3.2.3. Instrumentación y equipos de medida	74
3.2.4. Consideraciones sobre la metodología experimental	80
3.3. Herramientas teóricas	82
3.3.1. Modelo de diagnóstico del proceso de combustión	82
3.3.2. Estimación de la temperatura adiabática de llama	86
3.3.3. Modelo de dinámica de fluidos computacional	89
3.4. Síntesis y conclusión	100
Bibliografía	100
<b>4. Descripción del proceso de combustión RCCI</b>	<b>105</b>
4.1. Introducción	106
4.2. Transición de CDC a RCCI	107
4.2.1. Metodología general del estudio	108
4.2.2. Efecto de la variación del ratio de mezcla entre combustibles sobre el proceso de combustión	111
4.3. Descripción fenomenológica de la combustión RCCI	117
4.3.1. Metodología general del estudio	117
4.3.2. Condiciones parcialmente premezcladas	120
4.3.3. Condiciones altamente premezcladas	127
4.4. Síntesis y conclusiones	133
Bibliografía	135
<b>5. Estudio de la influencia de las variables de control RCCI</b>	<b>139</b>
5.1. Introducción	141
5.2. Metodología general del estudio	143
5.3. Influencia de la reactividad de la mezcla de combustibles	147

---

5.3.1. Análisis del proceso de mezcla . . . . .	147
5.3.2. Estudio del proceso de combustión . . . . .	150
5.3.3. Evaluación de prestaciones . . . . .	152
5.3.4. Discusión sobre emisiones contaminantes . . . . .	154
5.4. Influencia de la estrategia de inyección directa . . . . .	158
5.4.1. Análisis del proceso de mezcla . . . . .	159
5.4.2. Estudio del proceso de combustión . . . . .	163
5.4.3. Evaluación de prestaciones . . . . .	167
5.4.4. Discusión sobre emisiones contaminantes . . . . .	169
5.5. Influencia de la reactividad del aire . . . . .	174
5.5.1. Análisis del proceso de mezcla . . . . .	175
5.5.2. Estudio del proceso de combustión . . . . .	177
5.5.3. Evaluación de prestaciones . . . . .	180
5.5.4. Discusión sobre emisiones contaminantes . . . . .	183
5.6. Síntesis y conclusiones . . . . .	185
5.A. Anexo al estudio de influencia de la reactividad del ICFB . . .	187
5.B. Anexo al estudio de influencia de la inyección directa . . . . .	191
5.C. Anexo al estudio de influencia de la reactividad del aire . . . . .	194
Bibliografía . . . . .	198
<b>6. Evaluación del potencial tecnológico RCCI</b> . . . . .	<b>199</b>
6.1. Introducción . . . . .	200
6.2. Metodología general del estudio . . . . .	201
6.3. Extensión del rango de operación RCCI . . . . .	207
6.3.1. Condiciones de operación de baja carga . . . . .	207
6.3.2. Condiciones de operación de media carga . . . . .	210
6.3.3. Condiciones de operación de alta carga . . . . .	214
6.3.4. Condiciones de operación de plena carga . . . . .	219
6.4. Comparación entre combustión CDC y RCCI . . . . .	224
6.4.1. Descripción de las estrategias . . . . .	224

---

6.4.2. Resultados obtenidos .....	227
6.5. Síntesis y conclusiones .....	231
Bibliografía .....	234
<b>7. Conclusiones y trabajos futuros</b>	<b>235</b>
7.1. Introducción .....	236
7.2. Síntesis y conclusiones .....	236
7.3. Trabajos futuros .....	243
<b>Índice Bibliográfico</b>	<b>247</b>

# Índice de Figuras

1.1. Evolución cronológica del precio del barril de petróleo Brent .	4
1.2. Histórico de temperatura media de la Tierra y previsión de tendencias futuras . . . . .	5
1.3. Esquema de la línea argumental seguida a lo largo de la tesis doctoral . . . . .	11
2.1. Fases de la combustión Diesel convencional . . . . .	19
2.2. Estructura de la llama difusiva Diesel durante la etapa cuasi-estacionaria. Modelo de Dec . . . . .	21
2.3. Régimen de operación de la CDC y los nuevos modos de combustión en un mapa $F_r$ -T . . . . .	24
2.4. Efectos de la reducción de la $YO_{2,IVC}$ . . . . .	26
2.5. Efectos de la reducción de la $CR_{ef}$ . . . . .	27
2.6. Grado de carga y régimen de giro para un motor HCCI, en el ciclo de homologación NEDC . . . . .	30
2.7. Esquema de los sistemas PREDIC y MULDIC. <i>Hardware</i> y emplazamiento de las inyecciones . . . . .	32
2.8. Técnica UNIBUS. Descripción de la estrategia y mapa de aplicación en motor . . . . .	33
2.9. Técnica MULINBUMP. Cámara de combustión y efectos de la variación del SoI multi-pulso . . . . .	34
2.10. Resultados de la aplicación de la técnica NADI . . . . .	35
2.11. Estrategia MK. Tasa de liberación de calor y mapa de aplicación en motor . . . . .	36
2.12. Estrategia PPC. Definición en función del SoI y resultados a baja carga . . . . .	38

2.13. Tiempos de retraso simulados, a volumen constante, para 3 combustibles diferentes . . . . .	40
2.14. Estrategia RCCI. Esquema de la implementación y principales resultados . . . . .	41
2.15. Diagrama de la metodología para el estudio integral del proceso de combustión RCCI . . . . .	46
3.1. Esquema de la geometría del conjunto formado por el pistón y el <i>bowl</i> . . . . .	58
3.2. Perfiles de levantamiento de válvulas correspondientes al sistema <i>camless</i> HVA 4A y al original . . . . .	59
3.3. Sección del motor que muestra el posicionamiento de los inyectores . . . . .	60
3.4. Esquema del sistema de inyección directa instalado en el motor	61
3.5. Esquema del sistema de inyección directa instalado en el motor	63
3.6. Esquema de la sala de ensayo . . . . .	66
3.7. Esquema de funcionamiento de la balanza gravimétrica modelo AVL 733S . . . . .	77
3.8. Metodología para la realización de los ensayos . . . . .	81
3.9. Parámetros características del proceso de combustión . . . . .	86
3.10. Diferentes refinamientos de malla obtenidos mediante el AMR de CONVERGE . . . . .	93
3.11. Resultados de la comparación entre las distintas configuraciones de malla, para un caso de media carga, altamente premezclada	96
3.12. Resultados de la comparación entre los distintos mecanismos de reacción, para un caso de baja carga, parcialmente premezclada	97
3.13. Resultados de la comparación entre los distintos niveles de discretización del modelo multizona, para un caso de media carga, altamente premezclada . . . . .	98
3.14. Resultados de la comparación entre el uso del modelo de <i>blow-by</i> o no, para un caso de media carga, altamente premezclada . . .	99
4.1. Efecto del ICFB sobre el proceso de combustión . . . . .	113
4.2. Prestaciones de la combustión en función del ICFB . . . . .	114

---

4.3. Emisiones de la combustión en función del ICFB .....	114
4.4. Esquema de la estrategia de inyección. Condiciones parcialmente premezcladas .....	121
4.5. Validación del caso modelado en condiciones parcialmente premezcladas, frente a su homólogo medido experimentalmente	121
4.6. Secuencia de imágenes de distribución de n-heptano, dosado e ICFB, en condiciones parcialmente premezcladas .....	122
4.7. Evolución de las especies clave, representativas de la fenomenología del proceso de combustión, en condiciones parcialmente premezcladas .....	124
4.8. Secuencia de imágenes de temperatura, dosado e isoctano, en condiciones parcialmente premezcladas .....	126
4.9. Esquema de la estrategia de inyección. Condiciones altamente premezcladas .....	127
4.10. Validación del caso modelado en condiciones altamente premezcladas, frente a su homólogo medido experimentalmente .....	128
4.11. Secuencia de imágenes de distribución de n-heptano, dosado e ICFB, en condiciones altamente premezcladas .....	129
4.12. Evolución de las especies clave, representativas de la fenomenología del proceso de combustión, en condiciones altamente premezcladas .....	131
4.13. Secuencia de imágenes de temperatura, dosado e isoctano, en condiciones altamente premezcladas .....	132
5.1. Esquema de inyección y secuencia de imágenes de distribución de n-heptano y dosado, para ICFB 60 e ICFB 80 .....	149
5.2. Variables representativas del proceso de combustión, en función de la variable objeto de estudio (ICFB) .....	151
5.3. Resultados de liberación de calor y presión en cámara, medidos y modelados, para los casos ICFB 60 e ICFB 80 .....	152
5.4. Variables indicativas de las prestaciones de la combustión, en función del AQ50, para el estudio de la influencia de la reactividad de la mezcla de combustibles .....	153
5.5. Secuencia de imágenes de distribución de temperatura y dosado, para ICFB 60 e ICFB 80 .....	155

5.6. Variables indicativas de las emisiones de la combustión, en función del AQ50, para el estudio de la influencia de la reactividad de la mezcla de combustibles .....	156
5.7. Esquema de inyección y secuencia de imágenes de distribución de n-heptano y dosado, para condiciones PPC y HPC .....	160
5.8. Esquema de inyección y secuencia de imágenes de distribución de n-heptano y dosado, para condiciones HPC, con SoI2 adelantado y cercano a PMS .....	162
5.9. Variables representativas del proceso de combustión, en función de las variables de control de la estrategia de inyección directa	164
5.10. Resultados de liberación de calor y presión en cámara, medidos y modelados, para las comparaciones de estrategia de inyección (simple/doble), con ICFB 60, y de SoI2 (avanzado/retrasado) con ICFB 80 .....	166
5.11. Variables indicativas de las prestaciones de la combustión, en función del AQ50, para el estudio de la influencia de las variables de control de la estrategia de inyección directa .....	168
5.12. Variables indicativas de las emisiones de la combustión, en función del AQ50, para el estudio de la influencia de las variables de control de la estrategia de inyección directa .....	170
5.13. Secuencia de imágenes de distribución de temperatura y dosado, para condiciones PPC y HPC .....	172
5.14. Secuencia de imágenes de distribución de temperatura y dosado, para condiciones HPC, con SoI2 adelantado y cercano a PMS	173
5.15. Esquema de inyección y secuencia de imágenes de distribución de n-heptano y dosado, para $CR_{ef}$ 14 y $CR_{ef}$ 11 .....	176
5.16. Variables representativas del proceso de combustión, en función de las variables de control de la reactividad del aire ( $CR_{ef}, T_{adm}, YO_2, IVC$ ) .....	178
5.17. Resultados de liberación de calor y presión en cámara, medidos y modelados, para los casos $CR_{ef}$ 14 y $CR_{ef}$ 11, con ICFB 80 y SoI -60/-40 .....	179
5.18. Variables indicativas de las prestaciones de la combustión, en función del AQ50, para el estudio de la influencia de las variables de control de la reactividad del aire .....	181

5.19. Secuencia de imágenes de distribución de temperatura y dosado, para $CR_{ef}$ 14 y $CR_{ef}$ 11 .....	182
5.20. Variables indicativas de las emisiones de la combustión, en función del AQ50, para el estudio de la influencia de las variables de control de la reactividad del aire .....	184
5.21. Anexo al estudio del ICFB, en condiciones PPC, con SoI $-9 CAD aTDC$ .....	188
5.22. Anexo al estudio del ICFB, en condiciones PPC, con SoI $-12 CAD aTDC$ .....	188
5.23. Anexo al estudio del ICFB, en condiciones PPC, con SoI $-15 CAD aTDC$ .....	189
5.24. Anexo al estudio del ICFB, en condiciones PPC, con SoI $-18 CAD aTDC$ .....	189
5.25. Anexo al estudio del ICFB, en condiciones HPC, con SoI1 $-60$ y SoI2 $-40 CAD aTDC$ .....	190
5.26. Anexo al estudio del ICFB, en condiciones HPC, con SoI1 $-60$ y SoI2 $-10 CAD aTDC$ .....	190
5.27. Anexo al estudio del SoI, en condiciones PPC, con ICFB 60 .	191
5.28. Anexo al estudio del SoI2, en condiciones HPC, con ICFB 60 y SoI1 $-60 CAD aTDC$ .....	192
5.29. Anexo al estudio del SoI1, en condiciones HPC, con ICFB 60 y SoI2 $-10 CAD aTDC$ .....	192
5.30. Anexo al estudio del reparto entre inyecciones, con ICFB 60, SoI1 $-60$ y SoI2 $-10 CAD aTDC$ .....	193
5.31. Anexo al estudio del reparto entre inyecciones, con ICFB 60, SoI1 $-55$ , SoI2 $-5 CAD aTDC$ .....	193
5.32. Anexo al estudio de la $CR_{ef}$ , con ICFB 70, SoI1 $-60$ y SoI2 $-40 CAD aTDC$ .....	194
5.33. Anexo al estudio de la $CR_{ef}$ , con ICFB 80, SoI1 $-60$ y SoI2 $-40 CAD aTDC$ .....	195
5.34. Anexo al estudio de la $CR_{ef}$ , con ICFB 90, SoI1 $-60$ y SoI2 $-40 CAD aTDC$ .....	195
5.35. Anexo al estudio de la $T_{adm}$ , con ICFB 70, SoI1 $-60$ , SoI2 $-40 CAD aTDC$ y $CR_{ef}$ 14.....	196

5.36. Anexo al estudio de la $T_{adm}$ , con ICFB 90, SoI1 -60, SoI2 -40 $CAD$ $aTDC$ y $CR_{ef}$ 12.....	196
5.37. Anexo al estudio de la $YO_{2,IVC}$ , con ICFB 70, SoI1 -60, SoI2 -40 $CAD$ $aTDC$ y $CR_{ef}$ 14.....	197
5.38. Anexo al estudio de la $YO_{2,IVC}$ , con ICFB 90, SoI1 -60, SoI2 -40 $CAD$ $aTDC$ y $CR_{ef}$ 12.....	197
6.1. Puntos de los ciclos de homologación WHSC y ESC. Rango seleccionado para la extensión del grado de carga .....	201
6.2. Representación de la función de mérito .....	206
6.3. Resultados de la operación RCCI en condiciones de baja carga	209
6.4. Resultados de la aplicación de la función de merito a los estudios realizados a baja carga .....	210
6.5. Resultados de la operación RCCI en condiciones de media carga	213
6.6. Resultados de la aplicación de la función de merito a los estudios realizados a media carga .....	214
6.7. Resultados de la operación RCCI en condiciones de alta carga	218
6.8. Resultados de la aplicación de la función de merito a los estudios realizados a alta carga .....	219
6.9. Resultados de la operación RCCI en condiciones de plena carga	222
6.10. Resultados de la aplicación de la función de merito a los estudios realizados a plena carga .....	223
6.11. Condiciones de funcionamiento seleccionadas para la comparación entre combustión CDC y RCCI, en todo el rango de carga	225
6.12. Tasas de liberación de calor y de inyección, para combustión CDC y RCCI, en los puntos seleccionados de todo el rango de carga del motor .....	228
6.13. Resultados de la operación en los puntos seleccionados de todo el rango de carga, para combustión RCCI y CDC .....	229

# Índice de Tablas

1.1. Evolución de las regulaciones anti-contaminación aplicadas en la UE, para vehículos pesados evaluados en condiciones estacionarias .....	6
3.1. Características del motor monocilíndrico de investigación ....	57
3.2. Propiedades físicas de los combustibles utilizados en la tesis doctoral .....	64
3.3. Características del freno dinamométrico .....	67
3.4. Criterio de estabilidad para la temperatura del combustible ..	72
3.5. Variables instantáneas registradas durante la realización de los ensayos .....	74
3.6. Características de los analizadores disponibles en el equipo de medida de emisiones gaseosas .....	78
3.7. Condiciones de contorno y sus respectivos valores .....	94
3.8. Tiempos de cálculo y procesadores empleados en el estudio de la influencia del tamaño de malla .....	96
4.1. Condiciones de referencia establecidas para los principales parámetros de operación del estudio de transición de combustión CDC a RCCI .....	109
4.2. Variables del estudio paramétrico de efecto del ICFB sobre el proceso de combustión .....	111
4.3. Condiciones de los casos modelados para la descripción fenomenológica del proceso de combustión RCCI .....	119
5.1. Condiciones de referencia definidas para los principales parámetros de operación a media carga .....	144

---

5.2. Variables de los estudios paramétricos correspondientes al análisis de la influencia del ICFB sobre el proceso de combustión RCCI .....	148
5.3. Variables de los estudios paramétricos correspondientes al análisis de la influencia de la estrategia de inyección sobre el proceso de combustión RCCI .....	159
5.4. Variables de los estudios paramétricos correspondientes al análisis de la influencia de la reactividad del aire sobre el proceso de combustión RCCI .....	174
6.1. Condiciones de referencia para la extensión del rango de aplicación del modo de combustión RCCI .....	202
6.2. Valores objetivo y de los parámetros $\alpha$ y $\beta$ definidos para la función de mérito .....	204
6.3. Condiciones de los estudios paramétricos del modo RCCI en baja carga .....	208
6.4. Condiciones de los estudios paramétricos del modo RCCI en media carga .....	211
6.5. Condiciones de los estudios paramétricos del modo RCCI en alta carga .....	215
6.6. Condiciones de los estudios paramétricos del modo RCCI en plena carga .....	220

# Tabla de símbolos

## *Latinos*

$A/F$	Relación aire/combustible
$c_p$	Calor específico a presión constante
$CO$	Monóxido de carbono
$CH_2O$	Formaldehído
$CO_2$	Dióxido de carbono
$F_r$	Dosado relativo
$h$	Horas
$\bar{h}$	Entalpía específica por mol
$H$	Entalpía absoluta
$HC$	Hidrocarburos sin quemar
$H_2O$	Agua
$iC_8H_{18}$	Isoctano
$m$	Masa
$\dot{m}$	Gasto másico
$nC_7H_{16}$	n-heptano
$N_i, N_j$	Número de moles de la especie $i, j$
$NO$	Monóxido de nitrógeno
$NO_2$	Dióxido de nitrógeno
$NO_x$	Óxidos de nitrógeno ( $NO$ y $NO_2$ )
$N_2$	Nitrógeno
$O_2$	Oxígeno
$p$	presión
$R_u$	Constante universal de los gases perfectos
$T$	Temperatura

---

$u$	Energía interna específica
$V$	Volumen
$Y$	Fracción másica
<b>Griegos</b>	
$\Delta$	Variación / Incremento
$\eta$	Eficiencia
$\rho$	Densidad
$\phi$	Diámetro
$\lambda$	Riqueza
<b>Superíndices</b>	
$^{\circ}$	Condiciones estándar
<b>Subíndices</b>	
$ad$	Relativo a condiciones adiabáticas
$adm$	Relativo a las condiciones de admisión
$bb$	Relativo al <i>blow-by</i>
$cil$	Relativo a las condiciones en el interior del cilindro
$comb$	Relativo al combustible
$ef$	Relativo a condiciones efectivas
$evap$	Relativo a las condiciones de evaporación
$f$	Relativo al combustible
$form$	Relativo a las condiciones de formación
$g$	Relativo al gas
$geom$	Relativo a la geometría
$iny$	Relativo a la inyección de combustible
$IVC$	Relativo a las condiciones al cierre de las válvulas de admisión
$max$	Valor máximo
$med$	Valor medio
$prod$	Relativo a los productos participantes en una transformación química
$reac$	Relativo a los reactivos participantes en una transformación química
$sq$	Relativo a las condiciones mezcla sin quemar
$t$	Total
$w$	Relativo a las condiciones de pared ( <i>wall</i> )

## Siglas y acrónimos

AQ50	Angulo en el que se ha liberado el 50% de la energía total
AQ75	Angulo en el que se ha liberado el 75% de la energía total
AMR	Refinado adaptativo de malla ( <i>Adaptive Mesh Refinement</i> )
ASTM	Sociedad americana de análisis de materiales ( <i>American Society for Testing and Materials</i> )
aTDC	Después del punto muerto superior ( <i>after Top Dead Center</i> )
BSFC	Consumo específico de combustible al freno ( <i>Brake Specific Fuel Consumption</i> )
CAD	Grado de giro del cigüeñal ( <i>Crank angle degree</i> )
CDC	Combustión Diesel Convencional ( <i>Conventional Diesel Combustion</i> )
CFD	Dinámica de fluidos computacional ( <i>Computational Fluid Dynamics</i> )
Cov	Covarianza
CR	Relación de compresión ( <i>Compression Ratio</i> )
dFQL	Tasa de liberación de calor
DOC	Catalizador de oxidación Diesel ( <i>Diesel Oxidation Catalyst</i> )
EGR	Recirculación de gases de escape ( <i>Exhaust Gas Recirculation</i> )
EOC	Final de la combustión ( <i>End of combustion</i> )
EODC	Final de la fase de combustión por difusión ( <i>End of Diffusion Combustion</i> )
ESC	Ciclo estacionario europeo de homologación ( <i>European Stationary Cycle</i> )
FAP	Filtro de Partículas
FQL	Ley de liberación de calor
FSN	Unidad de medida de opacidad ( <i>Filter Smoke Number</i> )
GDI	Inyección directa de gasolina ( <i>Gasoline Direct Injection</i> )
HCCI	Encendido por compresión de carga homogénea <i>Homogeneous Charge Compression Ignition</i>
HPC	Combustión altamente premezclada ( <i>Highly Premixed Combustion</i> )
ICFB	Ratio de mezcla entre combustibles ( <i>In-cylinder Fuel Blending Ratio</i> )
IDAE	Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía
IVC	Ángulo de cierre de las válvulas de admisión ( <i>Intake valve closing angle</i> )
LNT	Sistemas de retención de $NO_x$ en mezclas pobres ( <i>Lean <math>NO_x</math> Traps</i> )
MCIA	Motor de combustión interna alternativo
MC-LTC	Combustión de baja temperatura controlada por mezcla

---

	<i>(Mixing-Controlled Low Temperature Combustion)</i>
MEC	Motor de encendido por compresión
MEP	Motor de encendido provocado
MK	Combustión de cinética modulada ( <i>Modulated Kinetics</i> )
NEDC	Nuevo ciclo de homologación Europeo ( <i>New European Driving Cycle</i> )
PI	Proporcional-Integral
PID	Proporcional-Integral-Derivativo
PME	Presión Media Efectiva
PMI	Presión Media Indicada
PMS	Punto Muerto Superior
PCCI	Encendido por compresión de carga parcialmente premezclada <i>(Premixed Charge Compression Ignition)</i>
PPC	Combustión parcialmente premezclada ( <i>Partially Premixed Combustion</i> )
RCCI	Combustión premezclada controlada por la reactividad del combustible <i>(Reactivity Controlled Compression Ignition)</i>
RON	Índice de octano ( <i>Research Octane Number</i> )
SAD	Sistema de Adquisición de Datos
SCR	Catalizador de reducción selectiva ( <i>Selective Catalytic Reduction</i> )
SoC	Inicio de combustión ( <i>Start of combustion</i> )
SoDC	Inicio de la fase de combustión por difusión <i>(Start of diffusion combustion)</i>
SoI	Inicio de inyección ( <i>Start of injection</i> )
UNE	Una Norma Española
VVA	Sistema de distribución variable ( <i>Variable Valve Actuation</i> )
WHSC	Ciclo estacionario mundial de homologación <i>(World Harmonized Stationary Cycle)</i>
3D	Tridimensional

# Capítulo 1

## Introducción

### Índice

---

1.1. Introducción .....	2
1.2. Contextualización de los motores de encendido por compresión .....	2
1.3. Marco de trabajo .....	9
1.4. Desarrollo del documento.....	10
Bibliografía.....	13

---

## 1.1. Introducción

El objetivo de este capítulo inicial es ubicar al lector de la presente tesis desde dos puntos de vista.

En primer lugar, se ubica el trabajo dentro del marco actual de investigación en motores de encendido por compresión (MEC). Para ello, en la sección 1.2, se plantean los principales retos a los que se tiene que hacer frente en el desarrollo de los futuros MEC, y se presentan las diferentes estrategias que la comunidad científica propone para resolverlos. Además, en la sección 1.3, se describen brevemente las diferentes tecnologías que existen en la actualidad para generar conocimiento en el ámbito de los motores de combustión interna alternativos y se apunta hacia la combinación más adecuada de las mismas, para esta investigación.

Posteriormente, se proporciona al lector una visión de conjunto del trabajo que se expone. Con este propósito, se describe la línea argumental seguida a lo largo de la tesis doctoral, apuntando al contenido de los capítulos de forma concisa, de acuerdo con el desarrollo del documento.

## 1.2. Contextualización de los motores de encendido por compresión

El primer motor de encendido por compresión fue patentado por el ingeniero alemán Gottlieb Daimler en 1884 [1]. La patente describía el funcionamiento del motor del siguiente modo: *Las paredes del espacio A<sup>1</sup> adquieren, a las pocas repeticiones de dicho juego, una temperatura normal algo elevada, la cual, unida al efecto de la compresión, produce con regularidad la inflamación de la mezcla en, o alrededor del punto muerto superior de la curso del pistón, según el principio confirmado por la experiencia, de que mezclas de combustibles, las que bajo presión puramente atmosféricas no se inflamarían o quemarían con lentitud, al ser comprimidas rápidamente, queman, no solamente con rapidez, sino hasta hacen explosión.*

Posteriormente, en 1892 el ingeniero alemán Rudolf Diesel patentó un *Procedimiento para producir trabajo motor por la combustión de combustibles*, el cual planteaba aproximarse, en la medida de lo posible, al motor térmico de máxima eficiencia propuesto por Carnot [2]. A diferencia del concepto de Daimler, Diesel propuso inyectar el combustible al mismo tiempo

---

<sup>1</sup>El espacio A se refiere al interior del cilindro.

que éste se quemaba, con una ley de inyección tal que mantuviese la temperatura constante al compensarse el calentamiento de la combustión con el enfriamiento de la expansión. Tras la publicación de su patente, el primer prototipo funcional vio la luz en 1898 [3].

Desde entonces, el motor de encendido por compresión no ha dejado de evolucionar (incorporando sistemas de inyección directa, sistemas de sobrealimentación, sistemas de distribución variable, sistemas de control electrónico, etcétera), consiguiendo un nivel de eficiencia, fiabilidad y durabilidad que ha generalizado su empleo en el ámbito de la movilidad de personas y mercancías. Ello se refleja en el elevado porcentaje de recursos energéticos dedicados al transporte. Según datos del IDAE<sup>2</sup>, en 2011 el 42.1 % de la energía consumida en España correspondió al transporte por carretera, lo que representa más del 60 % del petróleo consumido [4]. Por lo tanto, la investigación en esta tesis se ha focalizado sobre un motor de encendido por compresión, que es representativo de aquellos que generalmente se emplean en el transporte pesado por carretera.

En contrapartida, la masiva aplicación de los motores en el ámbito del transporte ha llevado a que el 63.7 % del petróleo consumido a nivel mundial esté dedicado a la movilidad de personas y mercancías [5]. Este hecho, junto con la creciente preocupación por la escasez de los recursos naturales no renovables, como es el petróleo, ha llevado al precio máximo del barril de petróleo Brent<sup>3</sup> a cuadruplicarse en los últimos 20 años, como muestra la figura 1.1.

A su vez, derivados del proceso de combustión y como parte constituyente de los gases de escape, se emiten a la atmósfera dióxido de carbono ( $CO_2$ ) y contaminantes. Ambos tipos de emisiones, debido al mencionado uso extensivo de los motores, conllevan problemas de contaminación medioambiental.

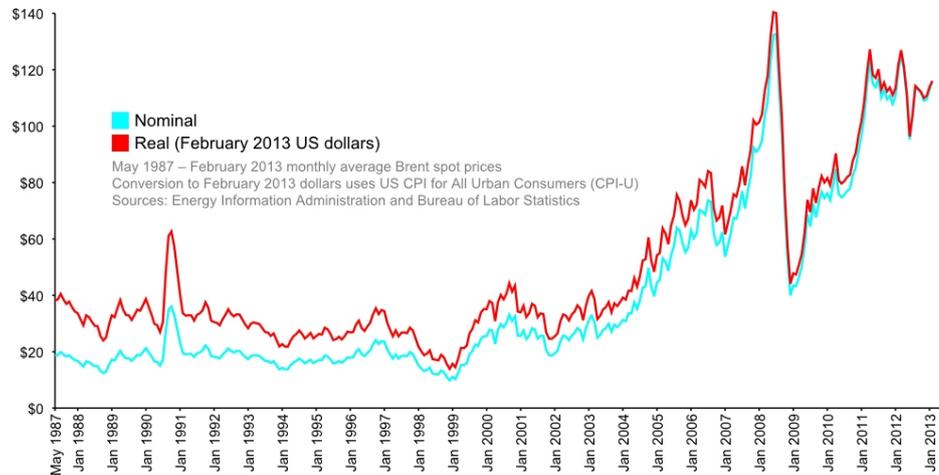
Por una parte, el  $CO_2$ , que es un producto inherente a todo proceso del carbono, no es en si mismo un contaminante. No obstante, su acumulación en la atmósfera contribuye a acentuar el efecto invernadero<sup>4</sup>, provocando el aumento de la temperatura media de la Tierra como se puede apreciar en la figura 1.2.

---

<sup>2</sup>Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía.

<sup>3</sup>Tipo de petróleo, el cual marca un precio recomendado o estándar para un 78 % de las diferentes variedades de crudo mundial, las cuales lo toman como referente.

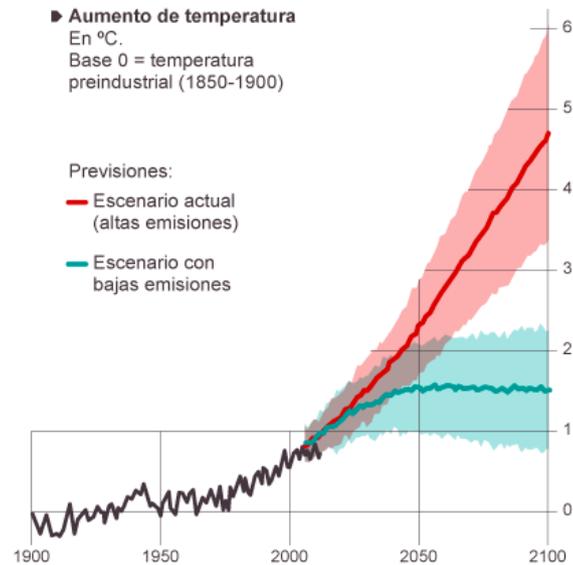
<sup>4</sup>Fenómeno por el cual la atmósfera retiene gran parte de la radiación infrarroja que la Tierra emite tras haber sido calentada por la radiación solar. Este fenómeno evita que la energía recibida constantemente vuelva inmediatamente al espacio, produciendo a escala planetaria un efecto similar al observado en un invernadero.



**Figura 1.1.** Evolución cronológica del precio del barril de petróleo Brent. Fuente: International Energy Agency [5].

Por otra parte, las principales emisiones procedentes del proceso de combustión que sí están clasificadas como contaminantes son los óxidos de nitrógeno ( $NO_x$ ), las partículas (también llamadas hollín), el monóxido de carbono ( $CO$ ) y los hidrocarburos sin quemar ( $HC$ ). A continuación se describen brevemente los problemas medioambientales derivados de dichos contaminantes.

- La combinación de  $HC$  y  $NO_x$ , junto con la incidencia de luz solar, genera ozono troposférico y peroxiacetilnitratos que dan lugar a una nube amarillenta e irritante para los ojos y las vías respiratorias conocida como *smog* fotoquímico [7].
- Las partículas son más peligrosas cuanto más pequeñas son, ya que pueden permanecer más tiempo en la atmósfera, aumentando la probabilidad de su inhalación, tras lo cual penetran más profundo en el sistema respiratorio, donde provocan enfermedades e infecciones. Además, tienen mayor superficie específica, que facilita la adsorción de compuestos orgánicos potencialmente cancerígenos [8].
- El  $CO$  se combina con la hemoglobina de la sangre más rápidamente que el oxígeno y reduce la capacidad de la misma para transportar oxígeno. La exposición prolongada (10 horas) a niveles de 100 ppm de  $CO$  causa dolor de cabeza y reducción de la agilidad mental; mientras que la misma exposición a niveles de 600 ppm causa la muerte [9].



**Figura 1.2.** Histórico de temperatura media de la Tierra y previsión de tendencias futuras. Fuente: Panel Intergubernamental para el Cambio Climático [6].

Fue a partir de la década de los cincuenta cuando apareció la preocupación social acerca de los contaminantes emitidos por los motores, como consecuencia de la frecuente aparición del *smog* fotoquímico en ciudades como Los Ángeles (California). En consecuencia, aparecieron las primeras regulaciones anti-contaminación aplicables a motores, propiamente dichas. Concretamente, la primera entró en vigor en los Estados Unidos en el año 1978, estableciendo 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 tabla 1.1 recoge la evolución de las regulaciones anti-contaminación aplicadas en la Unión Europea, para vehículos pesados, evaluados en condiciones estacionarias. Como se puede apreciar en dicha tabla, los gobiernos han respondido a la creciente preocupación social por el problema de la contaminación ambiental, imponiendo una reducción escalonada de los límites de emisiones permitidos hasta niveles extremadamente bajos. Es preciso remarcar que, aunque sólo se ha mostrado la evolución de la normativa en la Unión Europea, prácticamente todas las regiones están realizando esfuerzos para reducir los niveles de emisiones.

**Tabla 1.1.** Evolución de las regulaciones anti-contaminación aplicadas en la Unión Europea, para vehículos pesados evaluados en condiciones estacionarias. Fuente: *www.Dieselnet.com*.

Identificador regulación	Fecha de aplicación	CO (g/kWh)	HC (g/kWh)	NO <sub>x</sub> (g/kWh)	Partículas (g/kWh)
EURO I	1992, (< 85kW)	4.5	1.1	8.0	0.612
	1992, (> 85kW)	4.5	1.1	8.0	0.36
EURO II	10/1996	4.0	1.1	7.0	0.25
	10/1998	4.0	1.1	7.0	0.15
EURO III	10/2000	2.1	0.66	5.0	0.1
EURO IV	10/2005	1.5	0.46	3.5	0.02
EURO V	10/2008	1.5	0.46	2.0	0.02
EURO VI	10/2013	1.5	0.13	0.4	0.01

Del contexto socio-económico descrito, se puede deducir que los fabricantes de motores tienen condicionado el desarrollo de sus nuevos productos por las exigencias del usuario y por las normativas gubernamentales. Por un lado, de acuerdo con el creciente precio del combustible y el aumento de la temperatura global media del planeta, el consumidor demanda motores con bajo consumo de combustible; y a la vez, manteniendo un nivel elevado de prestaciones asociado a un bajo coste de mantenimiento. Por otra parte, la legislación impuesta por los gobiernos para hacer frente a los problemas de contaminación medioambiental, obliga a los fabricantes a alcanzar niveles de emisiones por debajo de las normativas para poder introducir sus motores en el mercado.

Así pues, en respuesta a ambas partes, la comunidad científica motorística está realizando un importante esfuerzo en la investigación y desarrollo de los motores futuros. Dicho esfuerzo ha derivado en dos tipos de soluciones bien diferenciadas: las pasivas y las activas.

Por un lado, las **soluciones pasivas** se basan en evitar la emisión a la atmósfera de los contaminantes generados durante el proceso de combustión, mediante la instalación de sistemas de post-tratamiento en la línea de escape que son capaces de destruir o retener el contaminante. Los principales sistemas aplicables a los motores de encendido por compresión, se pueden clasificar atendiendo al contaminante sobre el que actúan del siguiente modo:

- Post-tratamiento de  $NO_x$ . Existen dos tipos de sistemas de post-tratamiento de  $NO_x$ , los sistemas de reducción catalítica (SCR<sup>5</sup>) y los sistemas de almacenamiento (LNT<sup>6</sup>).

En cuanto a los sistemas SCR, son una combinación de un catalizador de oxidación, un catalizador de hidrólisis de urea y un catalizador de limpieza. En el primero de ellos se reduce la concentración de  $CO$  y  $HC$ ; en el segundo, previa inyección de urea, se produce amoníaco; por último, en el tercero, la acción del catalizador en presencia de amoníaco, reduce los  $NO_x$  obteniendo  $NH_3$  y  $H_2O$ .

Su principal inconveniente es el coste, ya que hay que tener en cuenta el catalizador (mezcla de óxidos de vanadio y titanio en un substrato cerámico, de precio elevado) y el consumo de urea (que en los motores modernos se estima entre el 3 y el 6 % del consumo de combustible).

Los sistemas LNT consisten en filtros químicos, los cuales convierten el  $NO$  a  $NO_2$  y éste es atrapado (adsorbido) en forma de un nitrato en un óxido metálico alcalino depositado en el recubrimiento. Cuando el sistema se satura químicamente de nitrato debe regenerarse. Para ello, es necesario crear en el escape una atmósfera reductora mediante la combustión de mezcla rica durante un corto periodo de tiempo ( $\approx 1 s$ ). Dicha atmósfera rica se genera mediante una inyección durante la etapa final de la expansión, o bien, inyectando combustible en el escape.

Dicho proceso de regeneración conlleva la penalización del consumo de combustible.

- Filtros de partículas. Estos sistemas permiten el paso de los gases de escape pero atrapan las partículas sólidas. Consiste en una estructura monolítica, con un gran número de canales paralelos de sección transversal reducida, que tienen sus extremos sellados alternativamente. De este modo el flujo de gases de escape es obligado a atravesar la pared porosa del monolito, que actúa de medio filtrante.

Durante su funcionamiento el filtro se va colmatando por las partículas retenidas, aumentando la contrapresión en el conducto de escape, hecho que puede mermar las prestaciones del motor. Por tanto, el sistema necesita ser regenerado cada cierto tiempo. Para ello se incrementa la temperatura de escape hasta un nivel que consiga quemar la capa de hollín existente, modificando el proceso de combustión (post-

---

<sup>5</sup>Del inglés Selective Catalytic Reduction

<sup>6</sup>Del inglés Lean  $NO_x$  Traps

combustión) o modificando la composición del gas de escape (uso de aditivos).

De cualquier modo, la regeneración (así como el incremento de la contrapresión de escape) implica penalizar el consumo de combustible.

- Catalizador de oxidación de  $CO$  y  $HC$  (DOC<sup>7</sup>). Este tipo de catalizador emplea el exceso de oxígeno de los gases de escape para oxidar el  $CO$  a  $CO_2$  y los  $HC$  a  $CO_2$  y  $H_2O$ .

Este tipo de catalizadores son sistemas con tecnología suficientemente establecida, que resultan libres de mantenimiento, con coste moderado, que contribuyen a la atenuación del ruido de la combustión y que apenas afectan al consumo de combustible.

Por otro lado, las **soluciones activas** se basan en la reducción de las emisiones directamente en el interior del cilindro. La investigación de este tipo de estrategias aplicadas al motor de encendido por compresión, ha derivado en la optimización de componentes del motor (como la cámara de combustión o el sistema de inyección) y la adición de sistemas adicionales (como el sistema de EGR o el sistema VVA), los cuales introducen modificaciones en el proceso de combustión, cambiando la composición de los gases de escape.

En general, estas soluciones resultan atractivas porque el coste añadido es pequeño, en comparación con el que supone la implementación de soluciones pasivas.

En este sentido, la sección 2.3 presenta una revisión del estado del arte de las estrategias de combustión más relevantes, que han surgido como consecuencia del trabajo de investigación realizado sobre las soluciones activas, hasta la actualidad. A pesar de que los nuevos modos de combustión presentan importantes alternativas para los retos asociados al proceso de combustión Diesel convencional, su implementación en la producción de vehículos es complicada, ya que presentan ciertos problemas intrínsecos que no han sido resueltos todavía.

Por tanto, parece generalmente aceptado que a corto y medio plazo, el uso de soluciones pasivas será absolutamente necesario para alcanzar los límites establecidos por las normativas anticontaminación. No obstante, la contribución de las soluciones activas seguirá siendo importante ya que aunque no se pueda eliminar la necesidad de dispositivos de post-tratamiento, las soluciones activas contribuyen a reducir su tamaño, precio y a incrementar su durabilidad.

---

<sup>7</sup>Del inglés Diesel Oxidation Catalyst

En vista del contexto existente para los motores de encendido por compresión, la presente tesis se enmarca dentro de la investigación básica para aportar conocimiento al estudio de las nuevas estrategias de combustión, como parte de las soluciones activas para los retos que plantea la combustión Diesel convencional.

### 1.3. Marco de trabajo

Hoy en día, la investigación básica para aportar conocimiento acerca de los parámetros físico-químicos que se dan durante el proceso de combustión se basa en tres pilares fundamentales, la experimentación en motor monocilíndrico, la visualización en motor con accesos ópticos y el modelado fluidodinámico computacional.

La **experimentación en motor monocilíndrico**, permite reproducir de manera perfectamente controlada unas condiciones de combustión determinadas (bien representativas del funcionamiento convencional, o no). De entre las diversas medidas que se obtienen de este tipo de investigación destaca la presión instantánea en cámara, que tras la aplicación de una herramienta de diagnóstico adecuada, aporta valiosa información para el estudio de la combustión a partir de la liberación de calor. También permite establecer una relación directa entre las variables que controlan el proceso de combustión y los niveles de emisiones contaminantes.

No obstante, la experimentación en motor monocilíndrico, no es suficiente para el estudio de la fenomenología básica de los procesos de combustión. Este tipo de investigación se lleva a cabo mediante la **visualización en maquetas o motores con accesos ópticos**. Las técnicas ópticas proporcionan información que permite mejorar la comprensión de los complejos fenómenos físicoquímicos involucrados en los procesos de inyección de combustible, formación de la mezcla, combustión y formación de contaminantes. Esta familia de técnicas, que es muy variada, básicamente contiene técnicas basadas en complejos fenómenos de interacción entre radiación y materia (como la Fluorescencia Inducida por Láser o la dispersión de Rayleigh y de Mie), y técnicas basadas en la visualización global del proceso.

Como se puede prever, por el hecho de implementar un acceso óptico adecuado al objeto de estudio, se produce la perturbación de éste, alejando las condiciones de operación de aquellas representativas del funcionamiento real del motor. Por tanto, para el estudio de la fenomenología básica de los procesos de combustión en condiciones de operación realistas, se

emplean las herramientas de **modelado fluidodinámico computacional tridimensional** (3D-CFD). Se trata de modelos matemáticos que resuelven las ecuaciones de un modelo físico que representa los sistemas más relevantes en el motor a calcular. Estos modelos, una vez ajustados y validados (generalmente a partir de la información de elevada resolución espacial y temporal proporcionada por las técnicas ópticas), permiten predecir y analizar los mencionados procesos, además de estimar magnitudes que no son accesibles desde el punto de vista experimental.

Así pues, la combinación de experimentación con modelado representa a día de hoy la mejor estrategia para el diseño, desarrollo y análisis de los sistemas de motor.

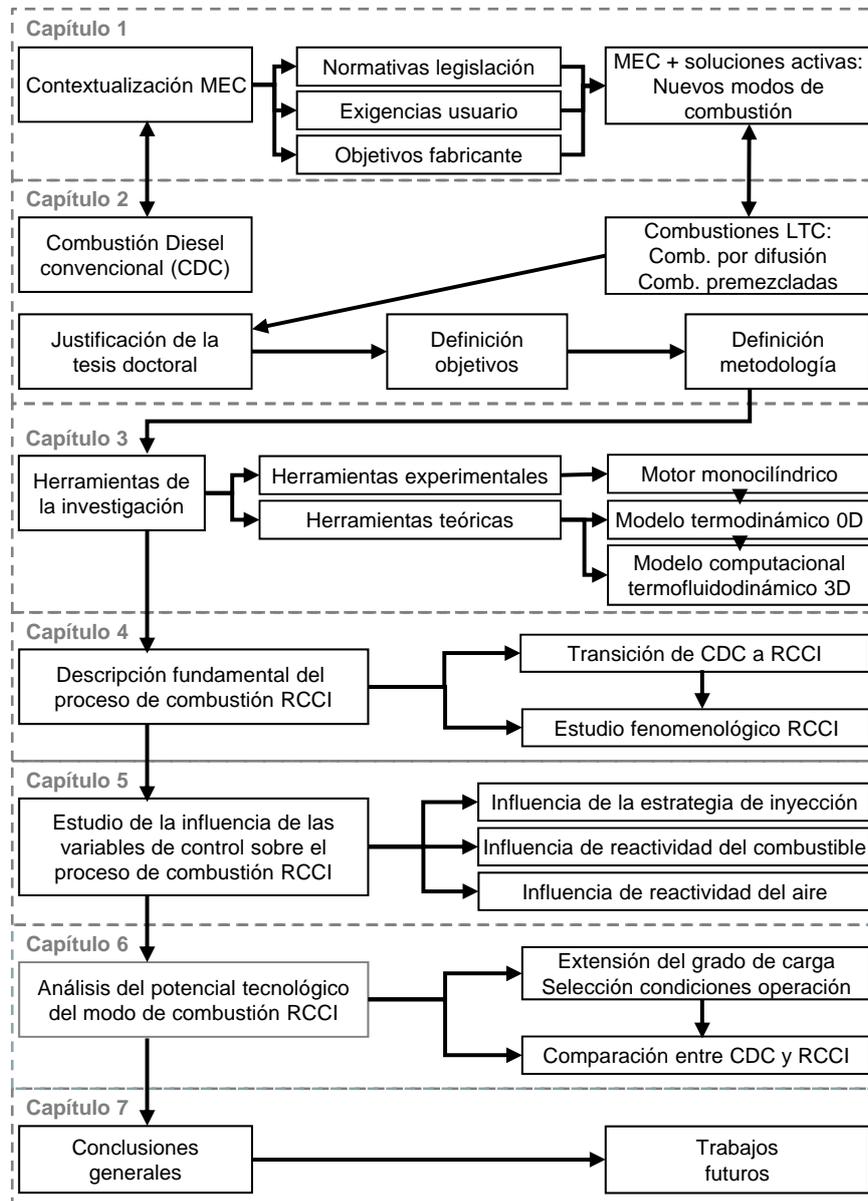
Como se ha apuntado en la sección anterior, esta monografía pretende aportar conocimiento al estudio de las nuevas estrategias de combustión, como parte de las soluciones activas para los retos que plantea la combustión Diesel convencional. Concretamente, el estudio se lleva a cabo para un motor de encendido por compresión, representativo de aquellos que generalmente se emplean en el transporte pesado por carretera. Para ello, se va a seguir la estrategia más adecuada, es decir, se va a combinar la experimentación en dicho motor monocilíndrico de investigación con el modelado 3D-CFD de la combustión.

Es importante remarcar que la metodología empleada para la obtención y el análisis de resultados, tanto experimentales como de modelado, se ha basado en el *saber hacer* del grupo de investigación en el que el autor ha desarrollado el trabajo [10–18].

## 1.4. Desarrollo del documento

En esta sección, se describe la línea argumental seguida a lo largo de la tesis doctoral, la cual permite definir, abordar y satisfacer de forma adecuada los objetivos de la misma. Dicha línea argumental se presenta de forma esquemática en la figura 1.3, enlazando el contenido de los capítulos de acuerdo con el desarrollo del documento.

En el capítulo 1 se ha contextualizado la situación actual de los MEC, haciendo énfasis en los condicionantes que marcan la investigación y el desarrollo de los mismos. De este modo, se ha justificado de forma general el estudio de nuevas estrategias de combustión, como parte de las soluciones activas para los retos que plantea la combustión Diesel convencional en la sociedad actual.



*Figura 1.3. Esquema de la línea argumental seguida a lo largo de la tesis doctoral.*

En el capítulo 2 se hace una descripción del estado del conocimiento del proceso de combustión en motores de encendido por compresión. En primer lugar se describe brevemente la fenomenología del proceso de combustión Diesel convencional, se destacan sus fortalezas y se muestran sus debilidades, las cuales también motivan el estudio de nuevas estrategias de combustión. Seguidamente, se describen los fundamentos y las principales características de los nuevos modos de combustión, así como sus beneficios y problemáticas inherentes, de acuerdo con la tendencia seguida por la comunidad científica. Por último, de acuerdo con dicha tendencia y con el contexto socio-económico descrito en el capítulo 1, se realiza la justificación de la investigación, la definición de los objetivos y la metodología general establecida para su consecución.

El capítulo 3 presenta las herramientas que van a ser empleadas en este trabajo, de acuerdo con la metodología propuesta. Como se ha mencionado en la sección 1.3, se va a combinar la experimentación con el modelado 3D-CFD de la combustión. Así pues, en una primera sección se describe el motor monocilíndrico de investigación, la sala de ensayo donde éste está ubicado y la instrumentación y los equipos de medida con los que ésta está equipada. En la sección siguiente se describe el modelo de diagnóstico del proceso de combustión, el código para la estimación de la temperatura adiabática de llama y el código de cálculo 3D-CFD.

El capítulo 4 está dedicado a conseguir una descripción fundamental del proceso de combustión premezclada controlada por la reactividad del combustible (RCCI). En primer lugar se realiza una aproximación experimental a este modo de combustión, partiendo de condiciones de combustión Diesel convencional (CDC), donde se estudia principalmente la transformación del proceso de liberación de calor. Posteriormente, se describe la fenomenología del modo RCCI en base a los resultados obtenidos mediante modelado 3D-CFD.

En el capítulo 5 se amplía el estudio de la combustión RCCI para incidir en la influencia que tienen sobre el mismo, las diferentes variables de control del proceso (la reactividad global del combustible, la estrategia de inyección directa y la reactividad del aire). Se trata de diferentes estudios integrales, abordados de manera secuencial, puesto que para cada uno de ellos se analiza el proceso de mezcla, el de combustión, las prestaciones y las emisiones contaminantes.

En el capítulo 6 se evalúa el potencial tecnológico del modo de combustión RCCI. Para ello, partiendo del conocimiento adquirido en el capítulo 5, se implementa el concepto desde baja hasta plena carga y se seleccionan aquellas

condiciones de operación que cumplen con los principales requerimientos establecidos (niveles de emisiones, consumo específico de combustible y gradientes de presión en cámara). Por último, se comparan los resultados en dichas condiciones frente a los obtenidos mediante una estrategia CDC, para niveles de carga análogos, en términos de prestaciones y emisiones del motor.

Finalmente, en el capítulo 7 se reúnen las principales conclusiones de esta tesis y se plantean los trabajos futuros, para continuar con la línea de investigación iniciada con el presente trabajo.

## Bibliografía

- [1] Amengual Rubén. *Bielas y álabes 1826-1914. Evolución histórica de las primeras máquinas térmicas a través de las patentes españolas*. Oficina Española de Patentes y Marcas, 2008.
- [2] Carnot S. *Reflections on the Motive Power of Fire: And Other Papers on the Second Law of Thermodynamics*. Dover Publications, 2005.
- [3] Diesel R. “Internal combustion engine”. *US Patent Number 608845*, 1898.
- [4] *Guías Conducción eficiente de vehículos industriales 001*. Instituto para la diversificación y ahorro de la energía. Fundación Transporte y Formación, España, 2011.
- [5] *Key World Energy Statistics 2014*. International Energy Agency, España, 2014.
- [6] Pachauri R.K. y Reisinger A. *Cambio climático 2007. Informe de síntesis*. Grupo intergubernamental de expertos sobre el cambio climático, Ginebra, Suiza, 2007.
- [7] Leone Joseph A. y Seinfeld John H. “Comparative analysis of chemical reaction mechanisms for photochemical smog”. *Atmospheric Environment (1967)*, Vol. 19 n° 3, pp. 437 – 464, 1985.
- [8] 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.
- [9] Weaver Lindell K. “Carbon monoxide poisoning”. *Critical Care Clinics*, Vol. 15 n° 2, pp. 297 – 317, 1999.
- [10] 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.
- [11] 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.
- [12] 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.
- [13] Novella R. *Estudio de la influencia de los ciclos Atkinson y Miller sobre el proceso de combustión y la formación de emisiones contaminantes en un motor Diesel*. Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 2009.

- [14] 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.
- [15] 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.
- [16] 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.
- [17] Novella R., García A., Pastor J.M. y Domenech V. “The role of detailed chemical kinetics on CFD diesel spray ignition and combustion modelling”. *Mathematical and Computer Modelling*, Vol. 54 n<sup>o</sup> 7 - 8, pp. 1706 – 1719, 2011. Mathematical models of addictive behaviour, medicine & engineering.
- [18] Pastor J.V., García-Oliver J.M., Pastor J.M. y Ramírez-Hernández J.G. “Ignition and combustion development for high speed direct injection diesel engines under low temperature cold start conditions”. *Fuel*, Vol. 90 n<sup>o</sup> 4, pp. 1556 – 1566, 2011.

# Capítulo 2

## Evolución de los procesos de combustión en motores de encendido por compresión hasta el planteamiento de la tesis

### Índice

---

<b>2.1. Introducción</b> . . . . .	<b>17</b>
<b>2.2. Combustión Diesel convencional</b> . . . . .	<b>17</b>
2.2.1. Modelo conceptual . . . . .	18
2.2.2. Fortalezas y debilidades . . . . .	22
<b>2.3. Nuevos conceptos de combustión en MEC</b> . . . . .	<b>23</b>
2.3.1. Combustión de baja temperatura controlada por mezcla . . . . .	25
2.3.1.1. Reducción de la $Y_{O_2,IVC}$ . Uso masivo de EGR . . . . .	26
2.3.1.2. Reducción de la $T_{cil}$ . Implementación del ciclo Miller . . . . .	27
2.3.2. Combustión premezclada . . . . .	28
2.3.2.1. Encendido por compresión de carga homogénea (HCCI) . . . . .	29
2.3.2.2. Encendido por compresión de carga premezclada (PCCI) . . . . .	31
2.3.2.3. Combustión de cinética modulada (MK) . . . . .	36
2.3.2.4. Combustión de carga parcialmente premezclada (PPC) . . . . .	37

2.3.2.5. Combustión controlada por la reactividad del combustible (RCCI) .....	39
<b>2.4. Planteamiento de la tesis doctoral .....</b>	<b>42</b>
2.4.1. Justificación de la tesis .....	42
2.4.2. Objetivos del estudio .....	45
2.4.3. Metodología general de la investigación .....	45
<b>Bibliografía .....</b>	<b>48</b>

---

## 2.1. Introducción

La combustión en motores de encendido por compresión, de acuerdo con la definición de Dec [1], *es un proceso complejo, turbulento, tridimensional y multifase que ocurre en un entorno de alta temperatura y densidad*. Ante el desconocimiento de dicho proceso y motivado por la coyuntura socio-económica, descrita en la sección 1.2 del capítulo 1, la comunidad científica no ha dejado de investigar la fenomenología asociada al proceso de combustión y la formación de contaminantes en MEC. Así pues, en este capítulo se sintetiza el estado actual del conocimiento, para contextualizar esta tesis doctoral, en el ámbito de la investigación del proceso de combustión, en motores de encendido por compresión de inyección directa.

El presente capítulo se estructura en tres secciones. En la primera de ellas se presenta el proceso de combustión Diesel convencional, de acuerdo con la definición tradicional de las fases del proceso, y se destacan las fortalezas y los retos que éste conlleva.

Seguidamente, se realiza una revisión de los nuevos modos de combustión en MEC (combustión de baja temperatura), que han surgido como consecuencia de la investigación de las soluciones activas para dichos retos de la CDC. Esta revisión se divide en dos grupos de estrategias de combustión de baja temperatura, aquellas controladas por mezcla (MC-LTC) y las de combustión en fase premezclada, (subsecciones 2.3.1 y 2.3.2, respectivamente). Para cada estrategia, se describen las principales características y las problemáticas asociadas, de manera que los retos planteados por la anterior tratan de ser resueltos por la posteriormente descrita. Así pues, se trata de seguir un hilo conductor que termina con el planteamiento de la tesis doctoral (sección 2.4).

Finalmente, en dicha sección se realiza la justificación de la investigación, en base al contexto expuesto previamente; se definen los objetivos de la tesis doctoral; y por último, se describe la metodología general del estudio, establecida para la consecución de los objetivos previamente definidos.

## 2.2. Combustión Diesel convencional en motores de inyección directa

En una aproximación inicial al proceso de combustión Diesel convencional en motores de inyección directa, se puede decir que el combustible se inyecta en el interior del cilindro (cerca 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 con gases recirculados del escape). De este modo, la mezcla trata de 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.

Como se puede deducir de esta aproximación, los procesos de inyección y combustión en un motor Diesel de inyección directa están muy relacionados entre sí. No obstante, en esta sección no se va a entrar en el detalle del proceso de formación de la mezcla (para más información sobre este proceso se remite al lector al trabajo de García [2] y al de Musculus *et al.* [3]). La exposición se centra en la comparación entre la evolución temporal de la tasa de inyección<sup>1</sup> y la tasa de liberación de calor<sup>2</sup>, que se ha convertido en la forma clásica de estudio del proceso de combustión [4–6].

### 2.2.1. Modelo conceptual

En la figura 2.1 se muestra la mencionada comparación entre las evoluciones temporales de la tasa de inyección y la de liberación de calor, obtenidas mediante el procesamiento de medidas experimentales, con la herramienta de diagnóstico de la combustión. Tanto la instalación experimental como dicha herramienta se describen en el capítulo 3. En dicha figura se definen las diferentes fases en las que se divide el proceso de combustión Diesel, tal y como se describe a continuación.

- **Fase de retraso al autoencendido**

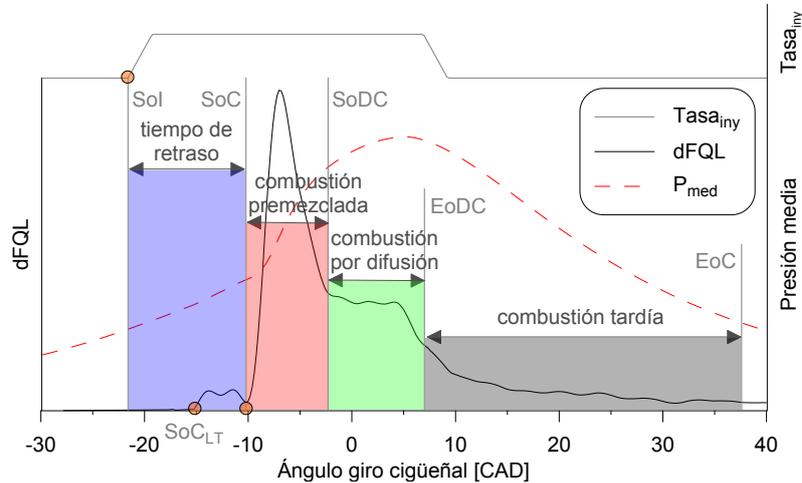
Esta primera fase comprende el período de tiempo entre el inicio de la inyección (SoI) y el inicio del proceso de combustión (SoC).

A partir del inicio de inyección, el chorro se enfrenta a un ambiente de alta densidad y se desintegra en gotas de pequeño tamaño que aumentan la interfase aire-combustible. Por otra parte, la cantidad de movimiento del chorro inyectado hace que el aire sea arrastrado hacia el interior del mismo. Ambos fenómenos hacen que el combustible líquido aumente de temperatura y comience a evaporarse. Estos procesos físicos, conocidos

---

<sup>1</sup>Masa de combustible inyectada por unidad de tiempo.

<sup>2</sup>Energía liberada por el proceso de combustión por unidad de tiempo.



**Figura 2.1.** Tasas de inyección de combustible y de liberación de calor, y presión en cámara. Fases de la combustión Diesel convencional.

como atomización, englobamiento y evaporación, consiguen la mezcla del combustible con el aire [7].

En paralelo con los procesos físicos, la parte química del proceso de autoencendido comienza con la aparición del combustible evaporado. 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 [8, 9]. En la figura 2.1 se puede observar que aparece una etapa inicial de liberación de energía, la cual no se aprecia en la señal de presión en cámara ya que es poco exotérmica. Comúnmente se denominan *llamas frías* (*cool flames*) y son características del combustible Diesel. Dichas prereacciones culminan con el encendido generalizado de la mezcla, un súbito incremento en la tasa de liberación de calor, que marca el inicio de la siguiente fase [10, 11].

#### ■ Fase de 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 [12]. 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.

Es importante remarcar que, debido a la heterogeneidad en temperatura y composición de la mezcla aire-combustible, el autoencendido se produce en ciertas ubicaciones y se propaga al resto hasta que toda la masa evaporada y mezclada del chorro se enciende [8, 13].

Por otra parte, además del consumo de combustible, en esta fase se forman tanto especies finales ( $CO_2$  y  $H_2O$ ) como especies intermedias precursoras de hollín, que dan lugar a la aparición de hollín incandescente en la zona frontal del chorro [14, 15]. Sin embargo, esta etapa de combustión se da en condiciones demasiado ricas como para producir niveles significativos de  $NO$  (y por lo tanto de  $NO_x$ ) [10].

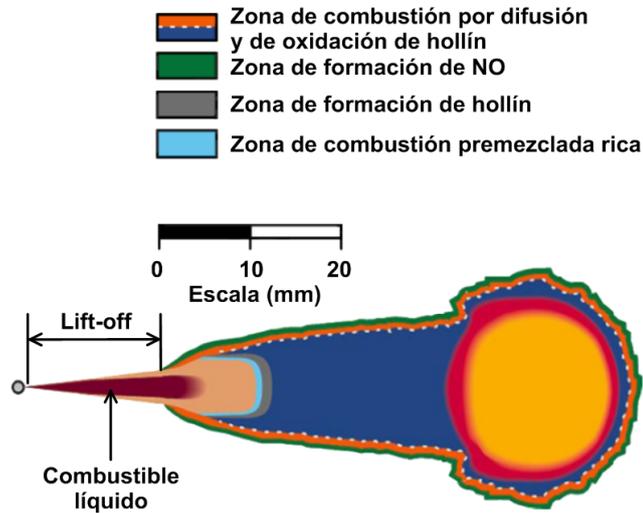
#### ■ Fase de combustión por difusión

Esta fase comienza en el momento en que se consume la masa de aire y combustible mezclada durante el tiempo de retraso, es decir, al finalizar la fase de combustión premezclada.

Como muestra la figura 2.1, en esta fase coexisten los procesos de inyección y combustión, por lo que se siguen desarrollando los diferentes procesos de atomización, englobamiento y evaporación, relativos a la formación de la mezcla aire-combustible. Por tanto, 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 [16, 17].

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 cuasi-estacionarias, que se mantienen hasta el momento en que finaliza el proceso de inyección. La figura 2.2 muestra las diferentes zonas que componen dicha estructura, de acuerdo con el modelo de Dec [1].

Según este modelo de la llama Diesel, en condiciones cuasi-estacionarias de la fase de combustión por difusión, la zona interna está ocupada básicamente por combustible sin quemar (o parcialmente oxidado) y los precursores de hollín formados en la zona de combustión premezclada rica. En esta zona no existe oxígeno, ya que éste se consume en la periferia del chorro, donde se encuentra la zona de combustión por difusión. Por



**Figura 2.2.** Estructura de la llama difusiva Diesel durante la etapa cuasi-estacionaria, de acuerdo con el modelo propuesto por Dec [1].

tanto, a medida que un paquete de combustible inyectado se acerca desde la zona interna a la periferia del chorro, donde está situado el frente de llama, se produce un calentamiento que provoca el aumento de tamaño de las partículas de hollín [18]. Estas partículas alcanzan su tamaño y concentración máximo en las zonas próximas al frente de llama, y al atravesar la zona de reacción se oxidan, reduciendo su concentración hasta valores cercanos a cero. Mientras, la tasa de formación de  $NO$  por vía térmica<sup>3</sup> aumenta súbitamente en la zona exterior de la llama difusiva, debido a la alta temperatura y a la disponibilidad de oxígeno [19].

#### ■ Fase de combustión tardía

De acuerdo con la definición de Heywood [5], al finalizar el proceso de inyección cesa tanto el aporte de combustible como el de cantidad de movimiento, responsables principales del proceso de mezcla en la llama difusiva. Así pues, dicho proceso se deteriora dando como resultado un

<sup>3</sup>Mecanismo más importante de formación de  $NO_x$ , por oxidación del nitrógeno presente en el aire atmosférico [5].

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, donde la masa de combustible que no se ha quemado aún se sigue mezclando con el aire, gracias a la turbulencia que queda en la cámara de combustión (energía residual del proceso de inyección, desplazamiento del pistón y *swirl*<sup>4</sup>) [20].

Dado que la producción de *NO* por vía térmica es un proceso químico relativamente lento, alrededor del 33 % del *NO* (más *NO*<sub>2</sub>) finalmente contenido en los gases de escape, tiene lugar durante esta etapa final del proceso de combustión [19]. En referencia a las emisiones de hollín, la formación de precursores se reduce tras el cese de la inyección de combustible. No obstante, el crecimiento de las partículas continúa a partir de las ya formadas [21]. Por otra parte, a medida que la llama pierde su estructura, la temperatura se reduce y las tasas de reacción se ralentizan hasta impedir que las reacciones se auto-sustenten. Así pues, partículas de hollín consiguen escapar del cilindro [22].

### 2.2.2. Fortalezas y debilidades

Como se ha apuntado en el capítulo 1, el motor basado en la combustión Diesel convencional se ha generalizado en el ámbito de la movilidad de personas y mercancías gracias a su nivel de eficiencia, a su fiabilidad y a su durabilidad.

En cuanto a su eficiencia, el motor de encendido por compresión de inyección directa, de acuerdo con su concepción inicial propuesta por Diesel, posee un nivel de eficiencia superior al motor de encendido provocado (MEP). Esto es debido a la posibilidad de operar con relaciones de compresión más altas y con dosados bajos, que favorecen rendimientos térmicos del ciclo mayores que en MEP similares. Además, en general los MEC admiten un mayor grado de sobrealimentación que los MEP, hecho que también mejora el rendimiento global del motor.

Por otra parte, el aspecto de la alta fiabilidad y durabilidad está debido en gran medida a la extraordinaria capacidad de control mediante el proceso de inyección que posee esta estrategia de combustión. Este hecho está fundamentado en la coexistencia de los procesos de inyección y

---

<sup>4</sup>Término adoptado del inglés, para hacer referencia al movimiento rotacional del gas en la cámara de combustión.

combustión, que permite aumentar el grado de carga del motor empleando tasas de inyección más largas. Pensando en una estrategia de inyección de un único pulso, tasas de mayor duración apenas introducen cambios en las fases iniciales del proceso de combustión, por lo que éste resulta en una fase de combustión por difusión más larga. Así pues, el gradiente de presión en cámara permanece del aproximadamente inalterado, pues viene principalmente determinado por la fase de combustión premezclada. Además, aunque la duración total del proceso aumente, mediante la conveniente actuación sobre la presión y el inicio de inyección, se consigue mantener la tasa de liberación de calor centrada, para obtener el rendimiento termodinámico del ciclo más alto posible.

Sin embargo, la creciente preocupación social por la contaminación medioambiental, ha derivado en regulaciones gubernamentales anti-contaminación que no permiten la homologación para la circulación de los motores basados en la combustión Diesel convencional, siempre que no estén dotados de soluciones pasivas con las que cumplir dichas regulaciones.

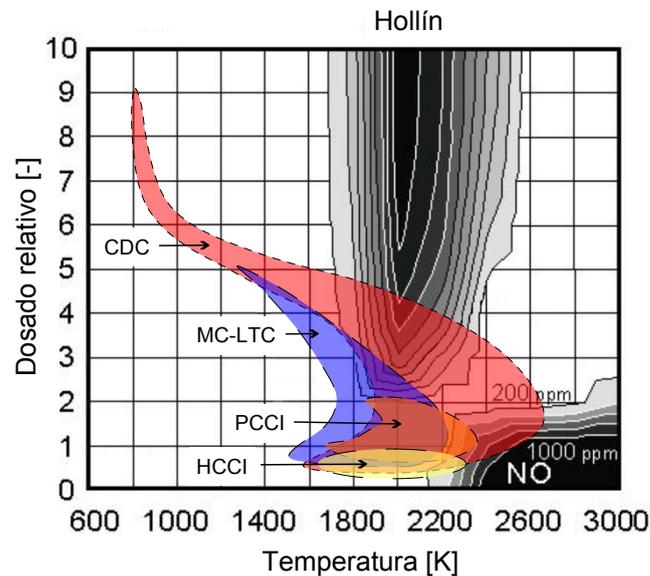
La principal problemática del proceso de combustión Diesel convencional es ser fuente de emisiones de  $NO_x$  y hollín. Resumiendo parte de la descripción realizada en la subsección anterior, las altas temperaturas que se dan en las proximidades del frente de llama, en combinación con zonas de gran disponibilidad de oxígeno, favorecen la formación de emisiones de  $NO_x$ ; mientras, las mencionadas altas temperaturas, en combinación con los dosados locales ricos que aparecen en el seno del chorro, promueven la formación de emisiones de hollín.

Además, esta problemática adquiere mayor relevancia cuando se ha demostrado la existencia de un *trade-off* entre los mencionados contaminantes, de modo que las condiciones que permiten reducir las emisiones de uno de ellos promueven la formación del otro [23]. Este problema es conocido en el ámbito de la investigación en motores como el *dilema Diesel*.

### 2.3. Nuevos conceptos de combustión en MEC

Desde la aparición de las regulaciones anti-contaminantes, en el marco de las soluciones activas, diversas estrategias de combustión han sido estudiadas como solución al *dilema Diesel*. Para analizar la formación del hollín durante el proceso de combustión, Kamimoto y Bae emplearon un mapa bidimensional donde se representan las condiciones locales (en el cilindro) de dosado relativo ( $F_r$ ) frente a las de temperatura, [24]. Posteriormente, dicho mapa fue

mejorado por Akihama *et al.*, con mayor detalle en cuanto a formación de hollín e incluyendo la región de formación de  $NO_x$  [25]. Basado en este mapa, Neely *et al.* reunieron los regímenes de operación de los principales nuevos modos de combustión [26], como se muestra en la figura 2.3. Aunque los límites definidos para cada estrategia son ciertamente arbitrarios, esta figura es muy útil para comprender la filosofía de operación de las distintas estrategias de combustión.



**Figura 2.3.** Régimen de operación de la CDC y los nuevos modos de combustión en un mapa  $F_r$ - $T$ . Adaptado de los trabajos de Akihama *et al.* [25] y Neely *et al.* [26].

Como se puede apreciar en la figura 2.3, los nuevos modos de combustión tienden a que dicho proceso se realice en condiciones de baja temperatura ( $T_{ad-max}$  inferior a 2100 K), de modo que se evite tanto la región de formación de  $NO$ , como condiciones favorables para la formación de precursores de hollín.

Estos nuevos modos de combustión a baja temperatura pueden ser agrupados en dos categorías, las estrategias controladas por mezcla (MC-LTC), donde el proceso de combustión tiene lugar en condiciones de mezcla rica pero sin producir hollín; y las estrategias premezcladas (HCCI, PCCI...), donde se da el proceso de combustión en mezcla pobre. A continuación, se dedica el resto de la presente sección a describir los principales modos de combustión que han marcado la evolución de los procesos de combustión a baja temperatura.

### 2.3.1. Combustión de baja temperatura controlada por mezcla

Como su propio nombre indica, la combustión de baja temperatura controlada por mezcla, se basa en dos premisas fundamentales: el control mediante el proceso de mezcla y tener lugar en el rango de bajas temperaturas locales.

Por un lado, mantiene el control del proceso característico de la combustión Diesel convencional. Como se ha apuntado en la sección 2.2, una de las principales virtudes de la CDC es la extraordinaria capacidad de control mediante el proceso de inyección, que permite aumentar el grado de carga del motor manteniendo el centrado adecuado de la combustión, y además, controlando la tasa de liberación de calor.

Por otro lado, requiere de alcanzar el rango de temperaturas locales inferior a los 2100 K (régimen LTC). De este modo, es posible evitar que las condiciones locales atraviesen las penínsulas de formación de hollín y  $NO_x$  durante el proceso de combustión, como se puede apreciar en la figura 2.3. De esta forma, este modo de combustión plantea una solución al *dilema Diesel*.

Para la implementación del concepto MC-LTC, numerosos estudios han investigado las vías mediante las que alcanzar el mencionado rango de bajas temperaturas. Tras una extensa investigación [27–29], Pickett y Siebers proponen las tres principales estrategias para alcanzar el régimen LTC, operando en una maqueta de volumen constante con accesos ópticos [30].

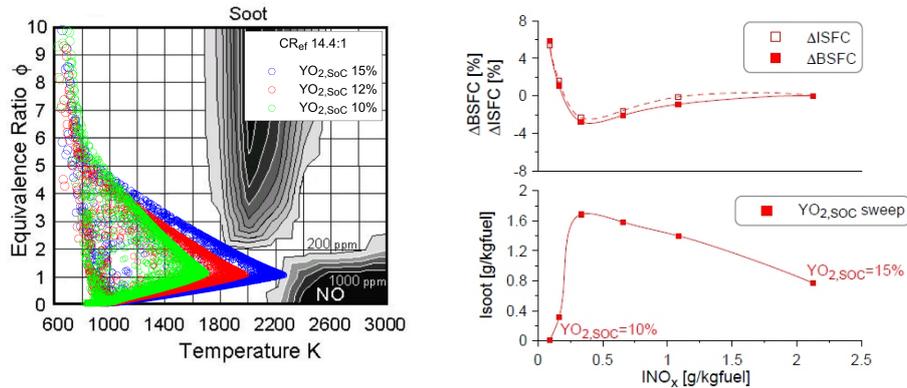
- Uso de toberas de inyección de reducido diámetro y altas tasas de EGR. En condiciones de densidad y temperatura típicas de la operación en CDC, se alcanza el régimen LTC al promover el rápido englobamiento de aire en el *lift-off* del chorro, que genera una mezcla reactiva demasiado pobre para la formación de hollín.
- Uso de toberas de inyección de reducido diámetro y bajas temperaturas en cámara. En condiciones de  $YO_{2,IVC}$  del aire atmosférico, el régimen LTC se alcanza por evitar la formación de una llama de difusión de alta temperatura, ya que se obtiene un  $F_r$  promedio en la sección transversal del *lift-off* pobre ( $F_r \approx 0.6$ , en lugar de cercano al estequiométrico).
- Uso de combustibles oxigenados y EGR masivo. En condiciones de densidad y temperatura típicas de la operación en CDC y empleando toberas de inyección de diámetro convencional, se alcanza el régimen LTC, donde la temperatura de las zonas ricas del chorro es demasiado fría para formación de hollín.

A partir de la difusión de estos resultados, el estudio del modo de combustión MC-LTC se trasladó de las maquetas a los motores de investigación, para evaluar el potencial tecnológico de este concepto. Las principales estrategias que consiguen implementar este concepto en motor se describen a continuación.

### 2.3.1.1. Reducción de la $YO_{2,IVC}$ . Uso masivo de EGR

El uso extensivo de EGR para reducir la  $YO_{2,IVC}$  es una de las estrategias más investigadas para alcanzar el rango LTC, especialmente en estrategias de combustión controladas por mezcla [31–34].

En el estudio de Benajes *et al.* [35], tal y como proponen Pickett y Siebers, se emplearon toberas de inyección de reducido diámetro, altas presiones de inyección y EGR refrigerado para la evaluar el potencial del concepto MC-LTC. Los principales resultados de este estudio se muestran en la figura 2.4.



(a) Distribución  $F_r$ -T, en el AQ50, para 3 niveles de  $YO_{2,IVC}$  (b) Resultados del estudio de la  $YO_{2,IVC}$

**Figura 2.4.** Efectos de la reducción de la  $YO_{2,IVC}$ . Adaptado del trabajo de Benajes *et al.* [35].

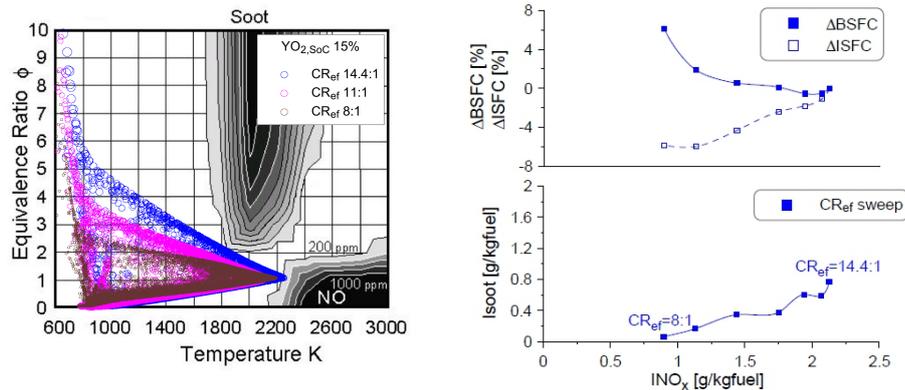
Como se puede apreciar en dicha figura, al reducir la  $YO_{2,IVC}$ , las condiciones locales de mezcla se mueven hacia la zona de dosados medios y baja temperatura del mapa  $F_r$ -T, llegando a evitar los procesos de formación de  $NO_x$  y hollín. No obstante, el elevado grado de dilución de EGR en el aire de admisión necesario para alcanzar el régimen LTC, implica una importante

reducción de la eficiencia de la combustión, perjudicando seriamente tanto al consumo indicado de combustible como al específico.

### 2.3.1.2. Reducción de la $T_{cil}$ . Implementación del ciclo Miller

La segunda estrategia planteada por Pickett y Siebers implica la reducción de la temperatura en cámara. Para su evaluación tecnológica aparece como principal solución la implementación del ciclo Miller<sup>5</sup>, ya que esta estrategia permite disminuir la temperatura de compresión [36, 37].

En vista de las limitaciones que presenta la implementación del concepto MC-LTC mediante la reducción de la  $YO_{2,IVC}$ , Benajes *et al.* llevaron a cabo un estudio empleando toberas de inyección de reducido diámetro, altas presiones de inyección e implementando el ciclo Miller para reducir la temperatura en cámara [35], cuyos principales resultados se muestran en la figura 2.5.



(a) Distribución  $F_r$ -T, en el AQ50, para 3 niveles de  $CR_{ef}$

(b) Resultados del estudio de la  $CR_{ef}$

**Figura 2.5.** Efectos de la reducción de la  $CR_{ef}$ . Adaptado del trabajo de Benajes et al. [35].

Como se puede apreciar en dicha figura, se consigue la reducción simultánea de  $NO_x$  y hollín, porque las condiciones locales de mezcla se mueven hacia la zona de dosados bajos y temperaturas medias del mapa  $F_r$ -T, evitando así los

<sup>5</sup>El ciclo Miller consiste en la reducción de la  $CR_{ef}$  como consecuencia del avance del IVC, compensando las pérdidas de masa de aire admitida con el incremento de la presión de admisión.

procesos de formación de ambos contaminantes. A diferencia de la estrategia comentada anteriormente, ésta no reduce la eficiencia de la combustión ni conlleva el empeoramiento del consumo indicado de combustible. Sin embargo, la implementación del ciclo Miller conlleva un notable incremento del trabajo de bombeo, el cual perjudica al consumo específico de combustible.

### 2.3.2. Combustión premezclada

Como se ha descrito en la subsección anterior, las estrategias de combustión de baja temperatura controlada por mezcla alcanzan la reducción simultánea de emisiones de  $NO_x$  y hollín. Sin embargo, estas estrategias implican el empeoramiento del consumo específico de combustible, hecho que las hace poco atractivas desde el punto de vista tecnológico.

En consecuencia, la comunidad científica ha investigado una vía alternativa para implementar la combustión de baja temperatura, dando lugar a la aparición de los procesos de combustión premezclada en motores de encendido por compresión. Este tipo de procesos de combustión se basan en tener lugar en el rango de bajas temperaturas locales, y en desacoplar el evento de inyección del de combustión, para alcanzar el rango de dosados locales pobres.

Como muestra la figura 2.3 (ver zonas marcadas como HCCI y PCCI), los procesos de combustión premezclada plantean una solución al *dilema Diesel*. Al reducir las temperaturas locales, se reduce la formación de  $NO_x$  por mecanismos térmicos, de acuerdo con la alta energía de activación de las reacciones de formación de  $NO$  [17]. Además, al desacoplar el evento de inyección del de combustión, existe más tiempo para el proceso de mezcla previo al inicio de la combustión, con lo que se reducen las zonas de dosados ricos y se inhiben los procesos de formación de hollín [38].

Numerosas investigaciones refrendan dicho planteamiento [39–49], y además, destacan el potencial de estas estrategias para mejorar el consumo específico de combustible, por reducir la duración de la combustión y las pérdidas por transmisión de calor.

La mayor parte de dichos trabajos de investigación coinciden en la reducción de la  $YO_{2,IVC}$  y/o de la  $CR_{ef}$ , mediante la recirculación de gases de escape y/o sistemas de distribución variable, como principales vías para alcanzar la combustión con bajas temperaturas locales. No obstante, las vías para desacoplar el evento de inyección del de combustión, para que éste se de en condiciones de dosados pobres, han ido evolucionando para dar solución a la problemática que ellas mismas plantean: el control del proceso de combustión.

De acuerdo con dicha evolución, en los siguientes apartados se describen los modos de combustión premezclada más representativos que han ido apareciendo hasta la actualidad.

### 2.3.2.1. Encendido por compresión de carga homogénea (HCCI)

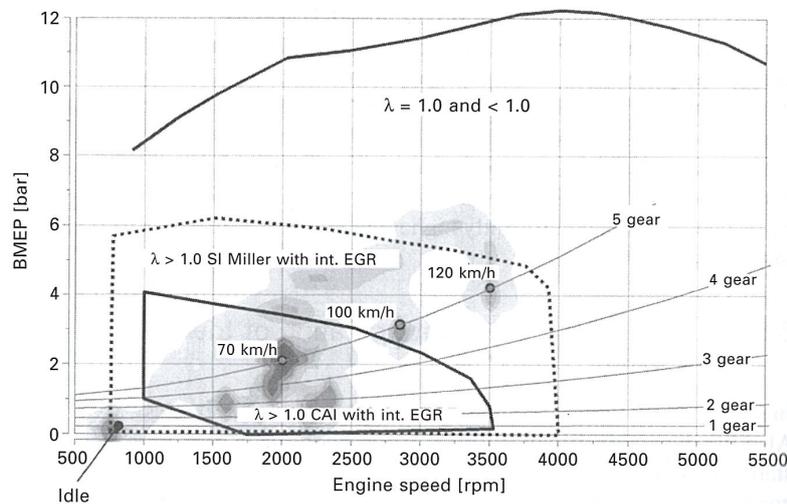
La combustión HCCI se consigue al crear una mezcla perfectamente homogénea entre el aire y el combustible, antes de la aparición del autoencendido. Para ello, el combustible se inyecta en el colector de admisión o directamente en el cilindro, en un instante lo suficientemente avanzado de la carrera de compresión, que garantice un tiempo de mezcla suficiente para homogeneizar la carga. Como consecuencia del movimiento ascendente del pistón, la presión y la temperatura en el cilindro aumentan, alcanzando las condiciones necesarias para que se produzca el autoencendido de la mezcla.

En este tipo de combustión, la reacción de liberación de calor se distribuye uniformemente por la cámara de combustión. Esto da lugar a procesos con una tasa de liberación de calor rápida, que mejora la eficiencia térmica (se aproxima al concepto de combustión a volumen constante). Además, dicha uniformidad evita la existencia de gradientes locales de dosado, que inhibe la formación de hollín [39]; y a la vez, evita la formación de un frente de llama estabilizado, con lo que la temperatura de combustión es menor y se inhibe la formación de  $NO_x$  [50].

En contrapartida, como consecuencia de homogeneidad de la carga, una parte importante del combustible inyectado tiende a acumularse en los pequeños volúmenes existentes en el huelgo radial entre pistón y cilindro, durante la carrera de compresión. Por tratarse de regiones frías, la temperatura del proceso no es suficiente para consumir la mayor parte de dicho combustible, hecho que implica importantes emisiones de  $HC$  y  $CO$  [44]. Así pues, el modo HCCI implica la reducción de la eficiencia de la combustión, en comparación con los procesos controlados por mezcla.

Por otro lado, la combustión premezclada presenta el inicio de combustión controlado por la cinética química de la mezcla. Es decir, el autoencendido de la mezcla depende de las propiedades de la misma y de la evolución termodinámica a la que ésta está sometida [51]. Dicha compleja interacción de parámetros hace que el control del centrado del proceso de combustión, y el de la tasa de liberación de calor, sean más complejos que en la combustión Diesel convencional, y que aparezcan como los principales retos de la combustión HCCI.

Este hecho limita el rango de operación del concepto, ya que al incrementar el nivel de carga, el proceso de combustión tiene lugar de forma rápida y violenta, por la gran cantidad de mezcla implicada en el autoencendido generalizado. Como consecuencia, aparecen gradientes de presión en cámara y niveles de *knocking*<sup>6</sup> con potencial para dañar el motor. Por tanto, la operación HCCI en alta carga requiere de condiciones menos reactivas, que a su vez, pueden comprometer el funcionamiento en baja carga por no haber suficiente energía para el autoencendido de la mezcla. De este modo, el rango de operación de la combustión HCCI resulta muy limitado para aplicaciones automovilísticas, como se muestra en la figura 2.6 [44].



**Figura 2.6.** Grado de carga y régimen de giro para un motor HCCI, en el ciclo de homologación NEDC. Las isosuperficies del mapa representan el consumo de combustible, mayor cuanto más oscuro. Los puntos correspondientes a 100 km/h, 120 km/h y ralentí aparecen fuera del rango de operación HCCI. Fuente: Zhao et al. [44].

Como conclusión, debido a su baja eficiencia, a las elevadas emisiones de *HC* y *CO*, y a la dificultad para el control del centrado y de la tasa de liberación de calor (limitado rango de operación), la combustión HCCI no es una alternativa realista para la combustión Diesel convencional, a pesar de sus bondades en términos de emisiones de *NO<sub>x</sub>* y hollín.

<sup>6</sup>Se define como un proceso de combustión no deseado, que produce repentinos y muy agudos cambios de presión, asociados además con un movimiento vibratorio de las partes móviles y con un sonido característico, el cual le da nombre al proceso [52].

### 2.3.2.2. Encendido por compresión de carga premezclada (PCCI)

De acuerdo con la problemática asociada al modo de combustión HCCI, y basado en la inyección directa de combustible, aparece el proceso de combustión cuya mezcla aire-combustible se realiza durante la carrera de compresión. Como consecuencia, las distribuciones de dosado generadas por los procesos PCCI son más heterogéneas en el instante del encendido que en los procesos HCCI.

El principal beneficio de la combustión PCCI con respecto a la HCCI, es que se añade un factor de control del proceso, ya que la cinética química, que gobierna el inicio de combustión, está fuertemente condicionada por el instante de inyección. Asimismo, en comparación con la combustión HCCI, donde es práctica habitual el calentamiento del aire de admisión, la PCCI permite la operación con menores temperaturas de admisión, ya que las condiciones termodinámicas existentes durante el proceso de inyección (mayor densidad y temperatura en el cilindro) favorecen el proceso de mezcla. Ambos fenómenos resultan beneficiosos para el control del autoencendido.

En contrapartida, la combustión de mezclas menos homogéneas tiende a generar más emisiones de  $NO_x$  y hollín que la HCCI, (pero menos que la CDC). Además, sin la correcta adaptación del *hardware* de combustión<sup>7</sup>, el empleo de estrategias de inyección directa adelantadas en el ciclo de motor permite que los chorros de combustible impacten contra la camisa del cilindro. Este fenómeno, conocido como mojado de pared, reduce la eficiencia de la combustión y favorece la dilución de combustible en el aceite, mermando las propiedades lubricantes de éste [53].

Para reducir las implicaciones negativas que presenta la combustión PCCI, surgen diferentes métodos de implementación de esta estrategia. Éstos se basan en la investigación del *hardware* de combustión y de las estrategias de inyección directa. Como muestra del esfuerzo realizado en este ámbito, a continuación se describen los más importantes.

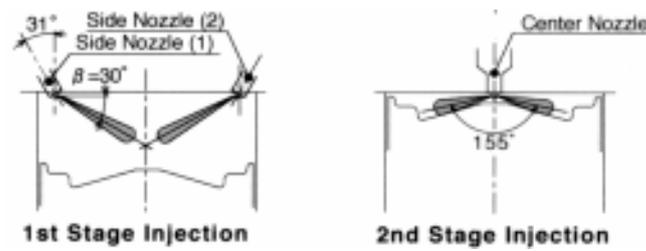
### PREmixed lean Diesel Combustion (PREMIX)

Esta técnica de implementación de la combustión premezclada trata de evitar el mojado de pared mediante el uso de dos inyectores en un mismo cilindro, instalados en los laterales, como se muestra en la subfigura izquierda de la figura 2.7. De este modo, al realizar la inyección avanzada en el ciclo (entre  $-150$  y  $-60$  CAD *aTDC*), la baja densidad y temperatura existente en cámara permite a los chorros provenientes de un inyector impactar en el

<sup>7</sup>Se entiende por *hardware* de combustión el conjunto formado por pistón e inyector.

centro de la cámara contra los del otro, limitando la penetración de los mismos y el mojado de pared.

Como resultado de la aplicación de esta técnica, se consigue evitar en gran medida la dilución de combustible en el aceite y alcanzar niveles muy bajos de emisiones de  $NO_x$  y hollín. Sin embargo, las emisiones de  $HC$  y el consumo de combustible resultan mayores que en operación CDC, debido a la baja eficiencia de la combustión y a un centrado demasiado adelantado en el ciclo de motor. Además, el concepto sigue confinado a la operación en baja carga, sufriendo el apagado de la combustión cuando aparece el fenómeno de sobremezcla por un inicio de inyección demasiado adelantado; y excesivos gradientes de presión en cámara, para inicios de inyección más retrasados. [54, 55].



**Figura 2.7.** Esquema de los sistemas PREDIC y MULDIC. Hardware y emplazamiento de las inyecciones. Fuente: Takeda et al. [56].

### MULTiple stage Diesel Combustion (MULDIC)

Con el objetivo de ampliar el rango de funcionamiento del concepto PREDIC, nace MULDIC. Esta técnica requiere de la instalación de tres inyectores por cilindro, montando dos en los laterales y el otro en posición central, como se puede apreciar en la figura 2.7. Así pues, se realiza un primer evento de inyección de acuerdo con el principio de operación PREDIC, que genera una mezcla pobre. Más tarde, entre  $-2$  y  $30$  CAD  $aTDC$ , se realiza el segundo evento de inyección empleando el inyector central. Como consecuencia, el proceso de combustión se da en dos etapas separadas en el tiempo.

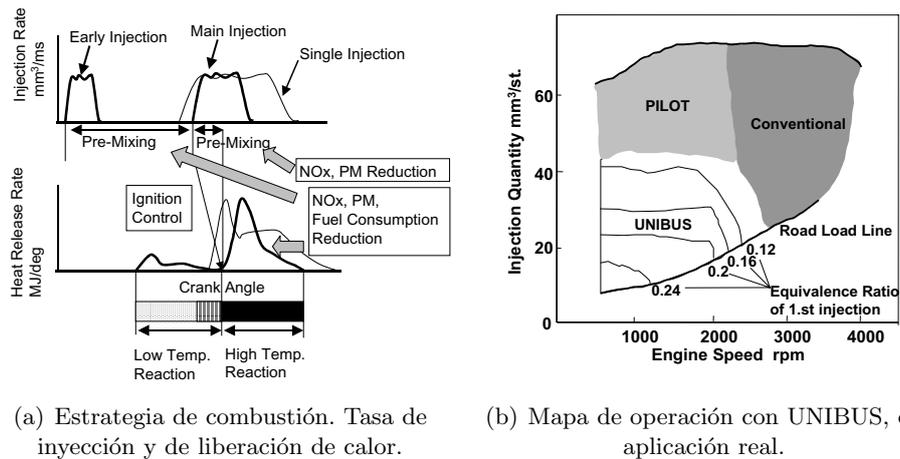
La estrategia de inyección propuesta por esta técnica permite inyectar en cada evento la mitad de la masa total de combustible, de modo que permanezca limitado el gradiente máximo de presión en cámara. De este modo es posible extender el rango de operación hasta media carga. En contrapartida, la segunda etapa del proceso aparece como una combustión Diesel convencional,

por lo que los niveles de  $NO_x$  y hollín generados son mucho mayores que en operación PREDIC [56].

### UNiform BULky combustion System (UNIBUS)

Con la intención de paliar los principales inconvenientes que conllevan otras técnicas PCCI, en ésta se emplea un sistema de inyección *common-rail* con un inyector piezo-eléctrico, que permite estrategias de inyección dobles. Se propone un primer evento menos avanzado que en PREDIC (entorno a  $-50$  CAD *aTDC*), para limitar la penetración del chorro y el fenómeno de mojado de pared, y un segundo evento de inyección alrededor de  $13$  CAD *aTDC*.

Como se puede apreciar en la subfigura 2.8(a), la primera inyección genera una mezcla pobre que muestra reacciones de baja temperatura, mientras que la reacción de alta temperatura está controlada por la segunda inyección.



(a) Estrategia de combustión. Tasa de inyección y de liberación de calor.

(b) Mapa de operación con UNIBUS, en aplicación real.

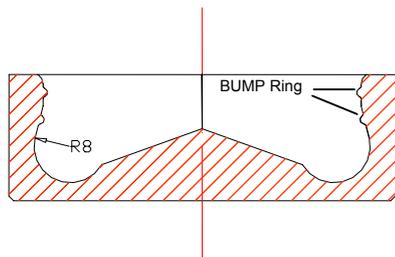
**Figura 2.8.** Técnica UNIBUS. Descripción de la estrategia y mapa de aplicación en motor real. Fuente: Ryo et al. [42].

El principal beneficio de esta técnica es la mejora de la eficiencia de combustión, reduciendo los niveles de  $CO$  y  $HC$  generados por una combustión con un único evento de inyección temprano. En comparación con dicha estrategia, UNIBUS genera más emisiones de  $NO_x$ , pero estando por debajo de las correspondientes a la CDC [42]. Por otra parte, esta técnica permite mejorar el control del inicio de combustión y el consumo de combustible mediante el avance (hacia PMS) de la segunda inyección, pero conlleva el

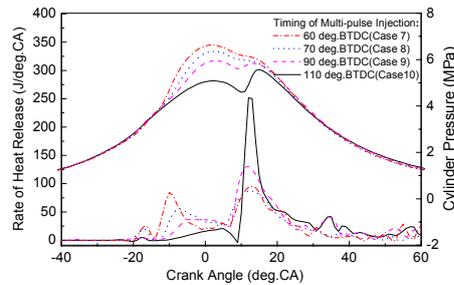
aumento de las emisiones de  $NO_x$ . Esta técnica fue implementada en la producción de motores, como ilustra la subfigura 2.8(b). En ella se puede apreciar que, como en las técnicas PCCI anteriores, la operación UNIBUS queda confinada a baja-media carga.

### MULTiple INjection BUMPed combustion (MULINBUMP)

La combustión MULINBUMP supone un paso más en la mejora de las técnicas de implementación PCCI. Ésta propone la combinación de una combustión premezclada, promovida por una estrategia de inyección multi-pulso (de hasta 4 eventos piloto), con una combustión por difusión de dosado pobre, alcanzable mediante una cámara de combustión de diseño específico (ver subfigura 2.9(a)) que favorece la tasa de mezcla entre la inyección principal y el aire.



(a) Esquema de la cámara de combustión BUMP.



(b) Efecto de la variación del SoI multi-pulso en  $p_{cil}$  y  $dFQL$ .

**Figura 2.9.** Técnica MULINBUMP. Cámara de combustión y efectos de la variación del SoI multi-pulso. Fuente: Su et al. [57].

Así pues, esta técnica de combustión permite el funcionamiento a baja carga únicamente con las inyecciones piloto, ya que mediante el control del SoI, masa inyectada y separación entre pulsos, se evita el mojado de pared y se modula el inicio y la tasa de liberación de calor en fase premezclada, como se puede apreciar en la subfigura 2.9(b). Por otro lado, para incrementar el grado de carga, es necesario combinar la inyección multi-pulso con una inyección de mayor duración, entorno al PMS, que quema por difusión.

Como consecuencias principales, se consigue reducir las emisiones de  $HC$  y  $CO$ , mejorando la eficiencia de la combustión. En cuanto a emisiones de  $NO_x$  y hollín, en baja carga se alcanzan niveles muy bajos ( $< 10 ppm$ ) debido a la operación premezclada. No obstante a media-alta carga (9 bar de PMI), pequeñas cantidades de combustible en las inyecciones piloto no

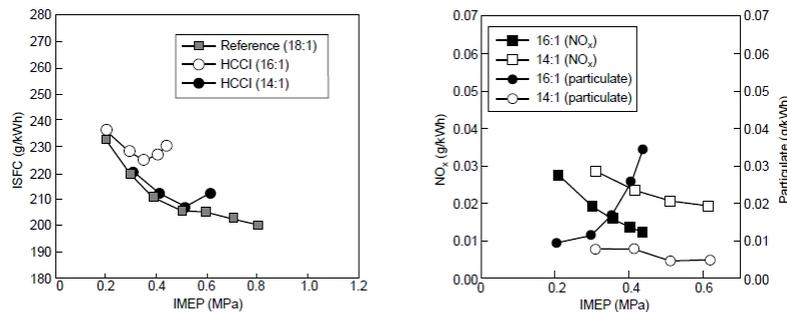
conlleva beneficios en términos de  $NO_x$  y perjudica en términos de hollín, por lo que se recomiendan altas proporciones de combustible (siempre que se mantenga el autoencendido de la fase premezclada bajo control) [57, 58].

### Narrow Angle Diesel Injection (NADI)

Esta técnica está considerada como una de las más avanzadas en la implementación de la combustión PCCI. Como en técnicas comentadas con anterioridad, ésta se basa en la operación eminentemente premezclada a baja carga, mientras que a cargas mayores, pasa a combustión convencional. La principal diferencia con otras técnicas es que en este caso se ha optimizado el conjunto cámara de combustión-inyector, de acuerdo con este funcionamiento, encontrando una geometría de inyector óptima que presenta el ángulo entre chorros bastante cerrado ( $80^\circ$ ).

Dicha característica del inyector, permite inyectar durante la carrera de compresión, en condiciones de temperatura y densidad bajas, sin mojado de pared. Ésto, en combinación con alta presión de inyección y estrategias multi-pulso (como en la técnica MULINBUMP), permite reducir los niveles de emisiones de  $HC$  y  $CO$  característicos de las combustiones premezcladas. Además, en el rango de operación evaluado (hasta 10 *bar* de PMI), se han alcanzado niveles de  $NO_x$  y hollín muy reducidos [59], como muestra la figura 2.10.

Es importante remarcar que, estos resultados son posibles gracias al uso extensivo de EGR refrigerado y la reducción de la  $CR_{ef}$ , variables fundamentales en el control de los procesos de combustión premezclada [60].



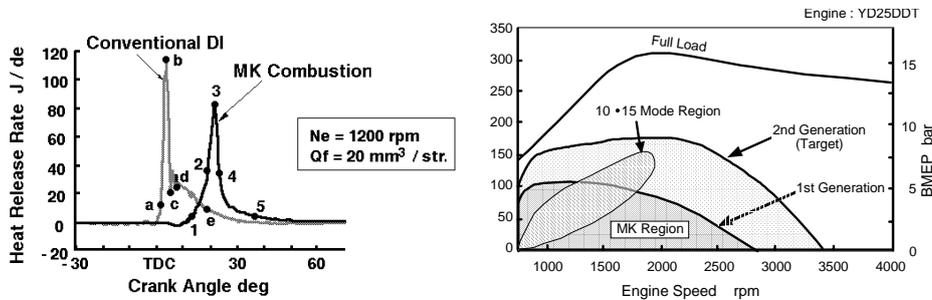
**Figura 2.10.** Resultados de la aplicación de la técnica NADI. Fuente: Walter et al. [59].

### 2.3.2.3. Combustión de cinética modulada (MK)

Como se ha descrito, las estrategias de combustión PCCI consiguen atenuar la mayor problemática de la combustión HCCI (baja eficiencia, altas emisiones de  $HC$  y  $CO$ , dificultad para el control del centrado de la combustión y de la tasa de liberación de calor). No obstante, dicha problemática sigue ahí, especialmente en términos de control al incrementar el grado de carga, ya que el inicio de inyección no resulta ser un medio efectivo para ello. Ésto se ve reflejado en que los modos de combustión PCCI aparecidos, recurren a la CDC para la operación a alta carga, con las implicaciones negativas que ésto conlleva en términos de emisiones de  $NO_x$  y hollín.

Por tanto, en paralelo a la investigación de dichas técnicas de implementación PCCI, aparece el concepto *Modulated Kinetics* (MK), con el objetivo de ser la alternativa a la combustión PCCI, para resolver los retos que presenta la HCCI.

La principal diferencia con las estrategias PCCI es que la MK propone incrementar el tiempo de retraso, para crear la mezcla de dosado pobre, retrasando el proceso de inyección hacia la carrera de expansión, en lugar de adelantarlo hacia la de compresión. La subfigura 2.11(a) ilustra cómo esta estrategia consigue la combustión en fase premezclada retrasada con respecto al PMS.



(a) Comparación entre la tasa de liberación de calor CDC y MK.

(b) Mapa de operación con MK, en aplicación real.

**Figura 2.11.** Estrategia MK. Tasa de liberación de calor y mapa de aplicación en motor real. Fuente: Kimura et al. [41].

Cuanto más retrasado, menor es la temperatura y la densidad en cámara, por lo que el proceso de mezcla se ve perjudicado y aparece el fenómeno de mojado de pared. Para evitarlo, se ha optimizado la cámara de combustión con

el objetivo de incrementar el *swirl*<sup>8</sup>, y así, mejorar la tasa de mezcla. De este modo, la combustión MK es viable a baja carga, controlando el centrado de la misma mediante el Sol y reduciendo las emisiones de  $NO_x$  sin incrementar las de hollín, (en comparación con la CDC) [40].

Para extender el rango de operación del concepto hasta media carga (como se puede apreciar en la subfigura 2.11(b)), manteniendo dichos beneficios, es necesario emplear altas presiones de inyección para evitar un excesivo incremento de la duración de este evento. Asimismo, el *bowl*<sup>9</sup> del pistón aumenta de diámetro, para minimizar el impacto del chorro y el incremento en emisiones de  $HC$  que conlleva. Además, como en las técnicas PCCI, es necesario el uso extensivo de EGR refrigerado y la reducción de la  $CR_{ef}$  para incrementar el tiempo de retraso, que tiende a reducirse con el incremento de carga (por condiciones termodinámicas más altas) [41].

Por tanto, en comparación con las estrategias previamente descritas, la principal ventaja de la combustión MK es su "fácil" implementación, ya que no requiere de *hardware* adicional, o muy diferente, al existente (ya que se ha comprobado su viabilidad con *hardware* convencional). Sin embargo, el inicio de inyección en la carrera de expansión y la reducida relación de compresión implica el deterioro de la eficiencia del ciclo y el incremento de las emisiones de  $HC$ .

#### 2.3.2.4. Combustión de carga parcialmente premezclada (PPC)

Atendiendo a la evolución de los procesos de combustión premezclada descrita, la reducción de la  $YO_{2,IVC}$ , de la  $CR_{ef}$  y/o de la  $T_{adm}$  resulta fundamental para alcanzar las condiciones de combustión de baja temperatura. Asimismo, el empleo de estrategias de inyección directa distanciadas del PMS es un factor determinante para evitar la creación de zonas de dosado rico. De este modo se ha demostrado que es posible evitar la formación de las emisiones de  $NO_x$  y hollín de forma simultánea.

No obstante, pese a que la inyección directa mejora el control sobre el proceso de combustión premezclada, éste sigue gobernado por la cinética química. Así pues, aunque se han conseguido atenuar, siguen vigentes las altas emisiones de  $HC$  y  $CO$ , la baja eficiencia de combustión, la dificultad de control del centrado de la combustión y de la tasa de liberación de calor. Por

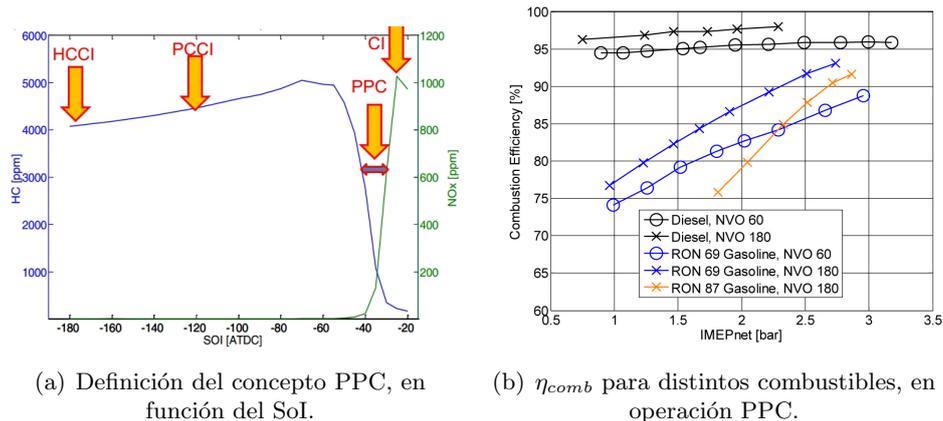
<sup>8</sup>Término adoptado del inglés, para hacer referencia al movimiento rotacional del aire en el interior de la cámara de combustión.

<sup>9</sup>Término adoptado del inglés, para hacer referencia a la cámara de combustión labrada en el pistón, característica de los MEC.

tanto, la aplicación de los modos de combustión premezclada sigue acotada entre baja y media carga, cambiando a combustión Diesel convencional cuando se requiere operar a cargas más elevadas, con la dificultad añadida del control de la transición entre dichos modos de operación.

Como consecuencia, la comunidad científica ha concluido que, pese a que la combustión PCCI consigue resolver el tradicional *dilema Diesel* característico de la CDC, el combustible Diesel no es el más idóneo para la operación en condiciones premezcladas [61].

Así pues, la actividad investigadora se centra en el estudio de la influencia de las características físico-químicas de los combustibles, en el marco de la combustión de carga parcialmente premezclada. Como se muestra en la subfigura 2.12(a), en la operación PPC el combustible se inyecta en la carrera de compresión, en condiciones menos adelantadas que en PCCI, mezclándose con el aire antes del inicio de combustión.



(a) Definición del concepto PPC, en función del SoI.

(b)  $\eta_{comb}$  para distintos combustibles, en operación PPC.

**Figura 2.12.** Estrategia PPC. Definición en función del SoI y resultados obtenidos a baja carga con distintos combustibles. Fuentes: Johansson [62] y Borgqvist et al. [63].

Kalghati *et al.* descubrieron que, bajo unas condiciones de funcionamiento dadas y un mismo centrado de la combustión, la operación con combustible más resistente al autoencendido, como la gasolina, conlleva tiempos de retraso mayores. Ésto facilita la obtención de procesos de combustión premezclada, reduciendo el nivel de EGR requerido y evitando la necesidad de inyecciones muy adelantadas en el ciclo que disminuyen la capacidad de control. En su investigación, que alcanza los 16 bar de PMI, se muestran altos niveles de eficiencia y bajas emisiones de  $NO_x$  y hollín, manteniendo un buen nivel de consumo de combustible [64, 65].

Por otra parte, Manente *et al.* estudiaron la operación PPC empleando una gran variedad de gasolinas de distinto índice de octano. Se trata del análisis del potencial de esta estrategia, basado en el control del proceso, desde baja hasta alta carga. Los resultados obtenidos refrendan los descritos anteriormente, con alta eficiencia térmica, bajas emisiones de  $NO_x$ , hollín,  $HC$  y  $CO$  [45, 66].

En contrapartida, otros estudios de la combustión de combustibles de diferente índice de octano, en condiciones PPC, muestran que cuanto mayor es éste mayor es la problemática de no funcionamiento y de dispersión cíclica, llegando a ser crítico para índices de octano superiores a 91. Como se puede observar en la subfigura 2.12(b), aparece la problemática del funcionamiento a baja carga, para combustibles con distinto índice de octano. Además, es importante remarcar que la zona de inestabilidades coincide con la zona de mayor potencial de la estrategia, en términos de emisiones de  $NO_x$  y hollín [63, 67].

Como concluyen Bessonette *et al.*, la resistencia al autoencendido de la gasolina se puede explotar para extender el tiempo de retraso, pero a la vez, esta característica hace difícil su combustión a baja carga. En cambio, el combustible Diesel posee mayor tendencia al autoencendido, que hace su combustión más fácil en baja carga, pero requiere de mayores tasas de EGR a medida que el grado de carga aumenta [68].

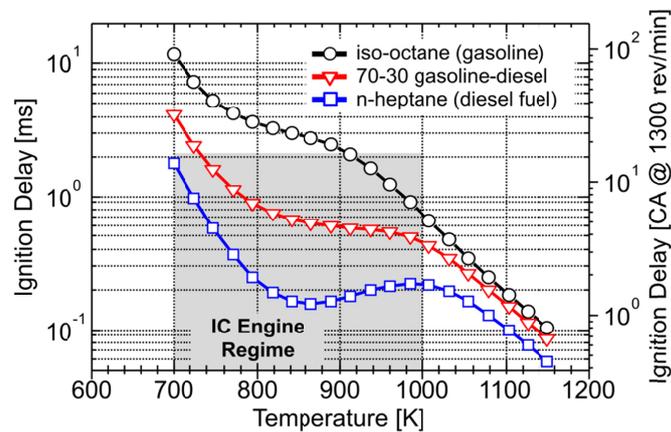
Estos resultados llevaron a Park *et al.* a la investigación de los efectos del uso de mezclas de gasolina y combustible Diesel, en términos de proceso de mezcla, prestaciones y emisiones, para un MEC de inyección directa. Este estudio concluye afirmando que el incremento de gasolina en la mezcla de combustibles reduce la densidad de ésta, su viscosidad cinemática y tensión superficial, mejorando el proceso de atomización. Además, conlleva tiempos de retraso mayores que favorecen la formación de una mezcla más homogénea, y que redundan en la reducción simultánea de las emisiones de  $NO_x$  y hollín. Sin embargo, las emisiones de  $HC$  y  $CO$  aumentan. Por otro lado, al incrementar el grado de carga, el ratio de mezcla de combustibles cambia hacia predominio de combustible Diesel, disminuyendo los mencionados beneficios que conlleva la mezcla con gasolina [69].

### 2.3.2.5. Combustión controlada por la reactividad del combustible (RCCI)

De acuerdo con las conclusiones derivadas de la investigación de los procesos de combustión PPC, su implementación a través de mezclas de

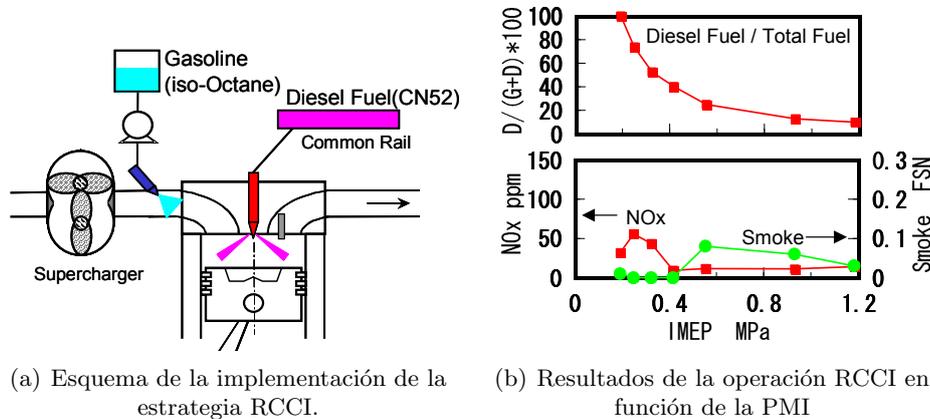
combustibles, bajo unas condiciones de operación concretas, muestra un gran potencial para la mejora del control de la combustión.

En el trabajo de Ra *et al.* [70] se demuestra que cada combustible tiene una curva tiempo de retraso-temperatura única, como se puede observar en la figura 2.13. A diferencia de los ensayos en laboratorio, en la práctica, la temperatura de la carga depende de múltiples factores (condiciones ambientales, régimen de giro, grado de carga...) por lo que cada combustible tiene limitado el rango de operación donde se maximiza la eficiencia térmica de la combustión. Por tanto, ya que el centrado de la combustión debe estar perfectamente controlado para maximizar dicha eficiencia, es deseable tener la capacidad para operar con diferentes mezclas de combustibles, en función de las condiciones de operación.



**Figura 2.13.** Tiempos de retraso simulados, a volumen constante, para 3 combustibles diferentes. El área sombreada se corresponde con las condiciones representativas de los MCIA. Fuente: Ra *et al.* [70].

Siguiendo dicha tendencia, Inagaki *et al.* [71] investigaron el proceso de combustión en operando con premezcla homogénea de isoctano e inyección directa de combustible Diesel (como se muestra en el esquema de la subfigura 2.14(a)), con el objetivo de reducir la necesidad de EGR de las combustiones premezcladas. El principal resultado, a parte de los bajos niveles de emisiones de  $NO_x$  y hollín, confirma el hecho de que diferentes ratios de mezcla son requeridos para diferentes condiciones de operación; de acuerdo con la subfigura 2.14(b), combustible con alto índice de cetano a baja carga y con bajo índice de cetano a alta carga.



**Figura 2.14.** Estrategia RCCI. Esquema de la implementación y principales resultados en función de la PMI. Fuente: Inagaki et al. [71].

De acuerdo con este planteamiento, Kokjohn *et al.* bautizan como combustión RCCI<sup>10</sup> a la estrategia donde se inyecta un combustible de baja reactividad (bajo índice de cetano) en el colector de admisión, creando una mezcla homogénea junto con el aire y los gases recirculados del escape, que es comprimida con el movimiento ascendente del pistón; después, un combustible de alta reactividad (alto índice de cetano) se inyecta directamente en el cilindro, en uno o varios eventos, y las condiciones existentes en la cámara promueven su autoencendido; éste deriva en el encendido de la mezcla homogénea de gasolina, aire y EGR [72].

Este comportamiento es refrendado en la investigación mediante técnicas ópticas de Splitter *et al.* [73]. Además, concluye que la descomposición del combustible progresa de forma suave desde las especies más reactivas a las que lo son menos, siempre y cuando exista el gradiente de reactividad adecuado.

De este modo es posible crear mezclas de combustible, controlando la distribución de la reactividad de las mismas, con el objetivo de optimizar el centrado de la combustión y la tasa de liberación de calor, de acuerdo con las condiciones de operación [74].

Así pues, la combustión RCCI reúne las principales estrategias de control desarrolladas hasta el momento: el control de la reactividad del aire (condiciones termodinámicas y composición); el control de las condiciones de

<sup>10</sup> Acrónimo que hace referencia a la combustión premezcalda controlada por la reactividad del combustible (*Reactivity Controlled Compression Ignition*).

la inyección del combustible de alta reactividad; y el control de la reactividad de la mezcla de combustibles.

Por tanto, este modo de combustión parece tener un gran potencial para resolver la problemática asociada a las estrategias de combustión premezcladas. Se consigue alcanzar el régimen LTC, evitando así la formación de emisiones de  $NO_x$ ; de forma simultánea, se consigue evitar la formación de hollín, ya que se trata de una combustión premezclada que evita la creación de zonas de dosado local rico; el centrado de la combustión está controlado por la estrategia de inyección directa; y la tasa de liberación de calor aparece controlada por el ratio de mezcla entre combustibles.

## 2.4. Planteamiento de la tesis doctoral

En el desarrollo del documento, hasta este punto, se ha descrito el contexto socio-económico y científico-técnico donde se enmarca el presente trabajo de investigación. De esta manera se han sentado las bases para el planteamiento de la tesis doctoral, que se describe en esta sección.

La sección comienza con una síntesis de dicha contextualización, que justifica la presente investigación. A continuación se plantean los objetivos de la tesis doctoral. Por último, se describe la metodología general establecida para alcanzar los objetivos previamente definidos.

### 2.4.1. Justificación de la tesis

De acuerdo con el contexto de los MCIA descrito en el capítulo 1, la vida, como la conocemos en la actualidad, no sería posible sin este dispositivo que permite obtener energía mecánica a partir de la energía térmica contenida en un fluido compresible.

Sin embargo, su uso masivo es fuente de múltiples problemas medioambientales, ante los cuales la sociedad ha reaccionado implantando normativas, cada vez más restrictivas, que regulan las emisiones contaminantes de los MCIA. Asimismo, la creciente preocupación social ante la escasez de los combustibles fósiles, ha despertado una nueva exigencia del usuario hacia el fabricante de motores: la reducción del consumo de combustible, sin que ello suponga una merma en prestaciones.

Para encontrar una solución a este reto, fruto del trabajo de la comunidad científica han nacido las soluciones pasivas y las activas.

Las soluciones pasivas evitan la emisión a la atmósfera de los contaminantes generados durante el proceso de combustión. Para ello, requieren de la instalación de sistemas de post-tratamiento en la línea de escape, capaces de destruir o retener el contaminante (catalizadores o trampas). En general, estas soluciones resultan muy efectivas, pero suelen tener un coste elevado y producir un impacto negativo en el consumo de combustible.

Por tanto, para maximizar la eficiencia térmica de la combustión es necesario minimizar la necesidad de sistemas de post-tratamiento. Ésto requiere de la aplicación de soluciones activas, las cuales modifican el proceso de combustión y consiguen reducir la emisión de contaminantes en la fuente. En general, estas soluciones resultan de interés porque el coste añadido es pequeño, en comparación con la incorporación de soluciones pasivas.

Como se ha detallado en la sección 2.3, el principal objetivo de los nuevos modos de combustión en MEC es resolver el *dilema Diesel* característico de la CDC.

Por un lado, las estrategias de combustión de baja temperatura controladas por mezcla (MC-LTC), mantienen la extraordinaria capacidad de control mediante el proceso de inyección y consiguen solucionar dicho dilema evitando los procesos de formación de  $NO_x$  y hollín de forma simultánea. Para conseguirlo, el proceso de combustión tiene lugar de forma que acarrea una penalización importante en términos de consumo específico de combustible, que las convierte en soluciones activas poco atractivas para su aplicación en producción.

Por otro lado, las estrategias de combustión premezcladas, también consiguen evitar la formación de  $NO_x$  y hollín de forma simultánea. Para ello, el proceso de combustión tiene lugar en zonas de baja temperatura y con dosado pobre, al desacoplar los eventos de inyección y combustión. De este modo se mejora el consumo específico de combustible, por reducir la duración de la combustión y las pérdidas por transmisión de calor. En contrapartida, este proceso está controlado por la cinética química, y a medida que aumenta el grado de carga, el control del centrado de la combustión y de la tasa de liberación de calor se convierten los principales retos de esta estrategia.

De acuerdo con la capacidad de las combustiones premezcladas para resolver el *dilema Diesel*, sin perjudicar el consumo específico de combustible, éstas aparecen como las soluciones activas más interesantes tecnológicamente. Sin embargo requieren de un importante esfuerzo de investigación para resolver sus retos inherentes.

Como resultado de este esfuerzo, surgen distintas estrategias premezcladas de las que se extrae que:

- La reducción de la reactividad del aire, para disminuir las temperaturas del proceso de combustión, resulta fundamental para inhibir la formación de emisiones de  $NO_x$  y hollín. En la mayoría de los trabajos consultados se alcanza a través de altas tasas de EGR, para reducir la  $YO_{2,IVC}$ ; reduciendo la  $CR_{ef}$  mediante sistemas VVA, para conseguir menores temperaturas de compresión; o bien, reduciendo la temperatura del gas de admisión.
- El control de las condiciones de inyección permite evitar la creación de zonas de dosado rico, que favorecen la formación de hollín, mediante estrategias de inyección directa avanzadas con respecto al PMS. Asimismo, permite reducir las emisiones de  $HC$  y  $CO$  al minimizar el mojado de pared, inyectando bajo las condiciones de temperatura y densidad adecuadas y/o con estrategias de múltiples eventos de inyección.
- Cada combustible tiene un tiempo de retraso característico, en función de las condiciones a las que está sometido. Por tanto, para alcanzar el control del centrado de la combustión y así maximizar la eficiencia térmica, es deseable la capacidad de variar las propiedades del combustible en función de las condiciones de operación del motor.

De entre todas las estrategias de combustión premezcladas, la RCCI es la única que tiene el potencial para controlar la reactividad del aire, controlar las condiciones de inyección y controlar la reactividad del combustible en función de las condiciones de operación.

Es importante comentar que la mayor parte del trabajo publicado acerca de esta estrategia de combustión proviene de modelado computacional. Pese a las bondades que ofrece esta herramienta, (evaluación de condiciones locales en cualquier punto del dominio computacional, obtención de distribuciones de aquellas especies que marcan la evolución del proceso, simulación de condiciones de funcionamiento inabordable de forma experimental...) siempre es necesaria la validación de sus resultados con medidas experimentales. En este sentido es donde la literatura existente aparece limitada hasta media carga, o bien, plantea el cambio del *hardware* del motor para la operación a alta carga.

Por tanto, teniendo en cuenta el potencial que presenta la combustión RCCI para erigirse como la estrategia que permita resolver los retos que presentan las combustiones premezcladas, que a su vez, represente la mejor solución activa para el dilema Diesel; y en vista de que para ello es necesario

mejorar el conocimiento fundamental de esta estrategia, así como el análisis de la aplicabilidad del concepto; el trabajo de investigación de la presente tesis doctoral se centra en el estudio del proceso de combustión premezclada controlada por la reactividad del combustible en un motor de encendido por compresión.

### 2.4.2. Objetivos del estudio

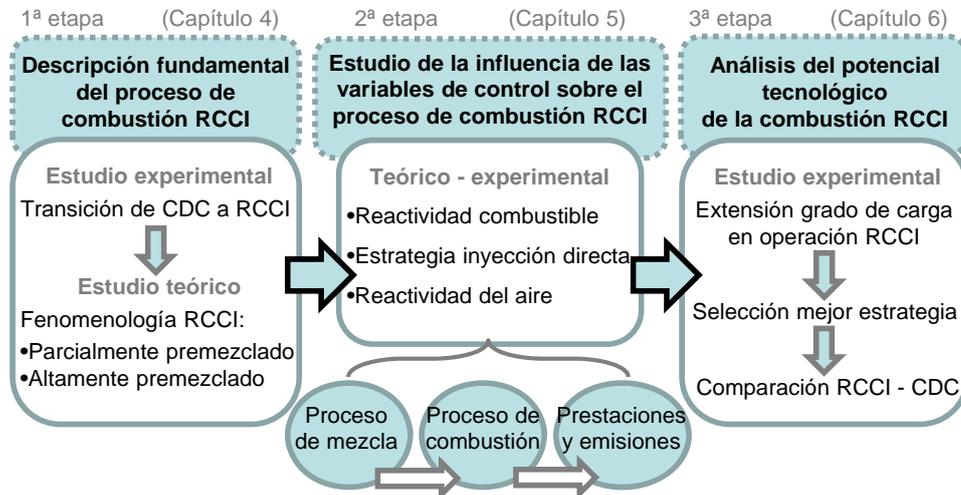
De acuerdo con la justificación previamente realizada, el objetivo fundamental de esta investigación es *determinar y analizar el potencial del proceso de combustión premezclada controlada por la reactividad del combustible, para controlar el nivel de emisiones contaminantes y el consumo de combustible*, en un motor de encendido por compresión para el transporte pesado por carretera.

A partir de este objetivo general se han definido tres objetivos parciales:

- *Obtener una descripción fundamental del proceso de combustión RCCI.* Con este análisis se pretende incrementar el conocimiento existente acerca del proceso de combustión objeto de estudio, constituyendo la base sobre la que se desarrolla el presente trabajo de investigación.
- *Determinar los efectos que supone la actuación sobre las distintas variables de control del proceso de combustión RCCI, en términos de prestaciones y emisiones contaminantes.* Este estudio trata de identificar cómo modifican el proceso de combustión dichas variables de control, con el fin de que éste resulte limpio y eficiente.
- *Evaluar el potencial tecnológico del proceso de combustión RCCI.* Con esta evaluación se persigue determinar la viabilidad de implementación de este concepto en los motores de encendido por compresión futuros, de acuerdo con los diferentes requerimientos impuestos por el contexto socio-económico.

### 2.4.3. Metodología general de la investigación

Un correcto planteamiento metodológico es necesario para la consecución de los objetivos presentados anteriormente. Por otra parte, la metodología seguida viene marcada por estos objetivos, y como se puede observar en la figura 2.15, sigue el hilo argumental del documento presentado en la sección 1.4.



**Figura 2.15.** Diagrama de la metodología para el estudio integral del proceso de combustión RCCI.

Como se muestra en la figura 2.15, el planteamiento metodológico consiste en tres etapas bien diferenciadas, las cuales se abordan de manera secuencial (de modo que la comprensión de la etapa previa permite un mejor análisis de la posterior) hasta alcanzar el estudio integral del proceso de combustión.

En la primera de dichas etapas, la descripción fundamental del proceso de combustión RCCI se obtendrá mediante dos estudios, que se detallan a continuación.

- En el primero de ellos, a partir de resultados experimentales se describirá la transición desde una combustión Diesel convencional a una combustión premezclada controlada por la reactividad del combustible. El análisis se centrará en el efecto que produce la variación del ratio de mezcla entre combustibles sobre el proceso de combustión, identificando cómo se ven modificadas las distintas fases del mismo.
- En el segundo, que se llevará a cabo mediante modelado 3D-CFD, se detallará la fenomenología de la combustión RCCI. En primer lugar, el análisis se centrará en la evolución temporal de las especies más representativas del proceso de combustión. A continuación, se analizará la evolución espacio-temporal de acuerdo con las distribuciones de temperatura, dosado e isoctano en la cámara de combustión. Estos análisis se realizarán para dos estrategias de operación: parcialmente

premezclada (estrategia de inyección directa simple, cercana a PMS) y altamente premezclada (estrategia de inyección directa doble, con ambos eventos avanzados en el ciclo).

En la segunda etapa de la metodología se estudiará cómo afecta la actuación sobre las distintas variables de control del proceso de combustión RCCI, a los niveles de prestaciones y emisiones contaminantes del mismo. Para ello, se combinará el uso de fuentes de información experimental (que aportan medidas de prestaciones y emisiones) con fuentes teóricas (que aportan el cálculo de las condiciones locales en cámara).

Como se ha apuntado previamente, la combustión RCCI reúne las principales estrategias de control desarrolladas hasta el momento. Éstas agrupan las variables de control según:

- El control de la reactividad de la mezcla de combustibles: ICFB.
- El control de las condiciones de la inyección directa de combustible: SoI (para las estrategias de inyección simples), SoI1, SoI2 y reparto del combustible entre eventos de inyección (para estrategias de inyección dobles).
- El control de la reactividad del aire:  $CR_{ef}$ ,  $T_{adm}$  e  $YO_{2,IVC}$ .

Así pues, la influencia de estas variables de control se evaluará a través de estudios paramétricos, en los cuales se tratará de identificar cómo cada variable modifica el proceso de mezcla, el proceso de combustión, el nivel de prestaciones y el de emisiones contaminantes, en busca de un proceso que resulte limpio y eficiente.

En la última etapa de la metodología hacia el estudio integral del proceso de combustión RCCI, se evaluará el potencial tecnológico de éste para su aplicación real. Dicha etapa se llevará a cabo mediante los dos estudios que a continuación se describen.

- En el primer estudio se comprobará la viabilidad de este modo de combustión para operar en todo el rango de carga del motor. Para ello, en cada punto de operación definido, se llevarán a cabo estudios paramétricos combinando las distintas variables de control. A los resultados de dichos estudios se les aplicará un algoritmo de optimización multi-objetivo, para seleccionar la combinación de estrategias que ofrece niveles de prestaciones y emisiones que resulten interesantes de cara a su aplicación.

- En el segundo estudio se evaluará el potencial del modo de combustión RCCI, comparando los resultados que se obtienen de los puntos seleccionados mediante el algoritmo de optimización multi-objetivo, con los que se obtienen, en condiciones de régimen y carga análogas, mediante la estrategia de combustión CDC que emplea en la actualidad el motor del cual es representativo el usado en esta investigación.

Con estos estudios se persigue determinar la viabilidad de la implementación de este concepto en los motores de encendido por compresión de transporte pesado por carretera futuros, de acuerdo con los diferentes requerimientos impuestos por el contexto socio-económico.

## Bibliografía

- [1] Dec J. E. “A conceptual model of DI diesel combustion based on laser-sheet imaging”. *SAE Paper 970873*, 1997.
- [2] García J. M. *Aportaciones al estudio del proceso de combustión turbulenta de chorros en motores Diesel de inyección directa*. Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 2004.
- [3] Musculus Mark P.B., Miles Paul C. y Pickett Lyle M. “Conceptual models for partially premixed low-temperature diesel combustion”. *Progress in Energy and Combustion Science*, Vol. 39 n° 2-3, pp. 246 – 283, 2013.
- [4] Taylor C. F. *The internal Combustion Engine in Theory and Practice Vol 2, 2 Ed. Revisada*. The MIT Press, 1985.
- [5] Heywood J. B. *Internal combustion engine fundamentals*. McGraw-Hill Publishing, 1988.
- [6] Payri González Francisco y Desantes José María. *Motores de combustión interna alternativos*. Editorial Reverté, España, 2011.
- [7] 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.
- [8] 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.
- [9] Bruneaux G. “Study of the correlation between mixing and auto-ignition processes in high-pressure Diesel jets”. *SAE Paper 2007-01-0650*, 2007.
- [10] Dec J. E. y Espey C. “Chemiluminescence imaging of autoignition in a DI diesel engine”. *SAE Paper 982685*, 1998.
- [11] 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.
- [12] Plee S. L. y Ahmad T. “Relative roles of premixed and diffusion burning in Diesel combustion”. *SAE Paper 831733*, 1983.

- 
- [13] Idicheria C. A. y Pickett L. M. “Quantitative mixing measurements in a vaporizing diesel spray by Rayleigh imaging”. *SAE Paper 2007-01-0647*, 2007.
- [14] 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.
- [15] 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.
- [16] Glassman I. y Yetter R. *Combustion, 4 Ed.* Academic Press, 2008.
- [17] Turns S. R. *An introduction to combustion, 2 Ed.* McGraw-Hill Publishing, 2000.
- [18] Dec J. E. y Tree D. R. “Diffusion-flame/wall interactions in a heavy-duty DI diesel engine”. *SAE Paper 2001-01-1295*, 2001.
- [19] Dec J. E. y Canaan R. E. “PLIF imaging of NO formation in a DI diesel engine”. *SAE Paper 980147*, 1998.
- [20] 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.
- [21] 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.
- [22] 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.
- [23] Kamimoto Takeyuki y Kobayashi Haruki. “Combustion processes in diesel engines”. *Progress in Energy and Combustion Science*, Vol. 17 n° 2, pp. 163 – 189, 1991.
- [24] Kamimoto T. y Bae M. “High combustion temperature for the reduction of particulate in Diesel engines”. *SAE Technical Paper 880423*, 1988.
- [25] Akihama K., Takatori Y., Inagaki K., Sasaki S. y Dean A. M. “Mechanism of the smoksmoke rich Diesel combustion by reducing temperature”. *SAE Paper 2001-01-0655*, 2001.
- [26] Neely G., Sasaki S., Huang Y., Leet J. A. y Stewart D. W. “New Diesel emission control strategy to meet US Tier 2 emissions regulations”. *SAE Paper 2005-01-1091*, 2005.
- [27] 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.
- [28] 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.
- [29] 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.
- [30] Pickett L. M. y Siebers D. L. “Non-Sooting, Low Flame Temperature Mixing-Controlled DI Diesel Combustion”. *SAE Paper 2004-01-1399*, 2004.
- [31] 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.

- [32] 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.
- [33] Benajes Jesús, Molina Santiago, Novella Ricardo y Amorim Rogério. “Study on Low Temperature Combustion for Light-Duty Diesel Engines”. *Energy & Fuels*, Vol. 24 n° 1, pp. 355–364, 2010.
- [34] Benajes Jesús, Novella Ricardo, García Antonio y Arthozoul Simon. “The role of in-cylinder gas density and oxygen concentration on late spray mixing and soot oxidation processes”. *Energy*, Vol. 36 n° 3, pp. 1599–1611, 2011.
- [35] Benajes Jesús, Molina Santiago, Novella Ricardo y Belarte Eduardo. “Evaluation of massive exhaust gas recirculation and Miller cycle strategies for mixing-controlled low temperature combustion in a heavy duty diesel engine”. *Energy*, Vol. 71 n° 0, pp. 355 – 366, 2014.
- [36] Kapus P., Fraild G., Sams T. y Kammerdiener T. “Potential of VVA systems for improvement of CO<sub>2</sub>, pollutant emission and performance of combustion engines”. *SIA Conference on Variable Valve Actuation*, 2006.
- [37] Benajes J., Molina S., Martin 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.
- [38] García A. *Estudio de comprensión de los efectos del uso de la post-inyección en el proceso de combustión y de formación de hollín*. Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 2009.
- [39] Ryan Thomas W. y Callahan Timothy J. “Homogeneous Charge Compression Ignition of Diesel Fuel”. *SAE Technical Paper*, Vol. 961160, 1996.
- [40] Kimura Shuji, Aoki Osamu, Ogawa Hiroshi, Muranaka Shigeo y Enomoto Yoshiteru. “New Combustion Concept for Ultra-Clean and High-Efficiency Small DI Diesel Engines”. *SAE Technical Paper*, Vol. 1999-01-3681, 1999.
- [41] Kimura Shuji, Aoki Osamu, Kitahara Yasuhisa y Aiyoshizawa Eiji. “Ultra-Clean Combustion Technology Combining a Low-Temperature and Premixed Combustion Concept for Meeting Future Emission Standards”. *SAE Technical Paper*, Vol. 2001-01-0200, 2001.
- [42] Ryo Hasegawa y Hiromichi Yanagihara. “HCCI Combustion in a DI Diesel engine”. *SAE Technical Paper*, Vol. 2003-01-0745, 2003.
- [43] Okude Keiichi, Mori Kazutoshi, Shiino Shiroh y Moriya Takeshi. “Premixed Compression Ignition (PCI) Combustion for Simultaneous Reduction of NO<sub>x</sub> and soot in Diesel Engine”. *SAE Technical Paper*, Vol. 2004-01-1907, 2004.
- [44] Zhao Hua. *HCCI and CAI engines for the automotive industry*. Woodhead Publishing Limited, 2007.
- [45] Manente Vittorio, Johansson Bengt, Tunestal Per y Cannella William. “Effects of Different Type of Gasoline Fuels on Heavy Duty Partially Premixed Combustion”. *SAE International Journal of Engines*, Vol. 2 n° 2, pp. 71–88, 2010.
- [46] Dahl Daniel y Denbratt Ingemar. “Valve Profile Adaptation, Stratification, Boosting and 2-Stroke Strategies for Raising Loads of Gasoline HCCI Engines”. *SAE International Journal of Engines*, Vol. 5 n° 3, 2012.

- [47] Kaiadi Mehrzad, Johansson Bengt, Lundgren Marcus y Gaynor John A. "Sensitivity Analysis Study on Ethanol Partially Premixed Combustion". *SAE International Journal of Engines*, Vol. 6 n° 1, 2013.
- [48] Kokjohn S L, Hanson R M, Splitter D A y Reitz R D. "Fuel reactivity controlled compression ignition (RCCI): a pathway to controlled high-efficiency clean combustion". *International Journal of Engine Research*, Vol. 12 n° 3, pp. 209–226, 2011.
- [49] Splitter Derek A. y Reitz Rolf D. "Fuel reactivity effects on the efficiency and operational window of dual-fuel compression ignition engines". *Fuel*, Vol. 118 n° 0, pp. 163–175, 2014.
- [50] Stanglmaier Rudolf H. y Roberts Charles E. "Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI): Benefits, Compromises, and Future Engine Applications". *SAE Paper 1999-01-3682*, 10 1999.
- [51] Kalghatgi G. y Head R. "The Available and Required Autoignition Quality of Gasoline - Like Fuels in HCCI Engines at High Temperatures". *SAE Technical Paper*, Vol. 2001-01-1969, 2004.
- [52] Oppenheim A. "The Knock Syndrome - Its Cures and Its Victims". *SAE Technical Paper*, Vol. 841339, 1984.
- [53] Peng Zhijun, Zhao Hua y Ladommatos Nicos. "Effects of Air/Fuel Ratios and EGR Rates on HCCI Combustion of n-heptane, a Diesel Type Fuel". *SAE Technical Paper*, Vol. 2003-01-0747, 2003.
- [54] Takeda Yoshinaka, Keiichi Nakagome y Keiichi Niimura. "Emission Characteristics of Premixed Lean Diesel Combustion with Extremely Early Staged Fuel Injection". *SAE Paper 961163*, 05 1996.
- [55] Akagawa Hisashi, Miyamoto Takeshi, Harada Akira, Sasaki Satoru, Shimazaki Naoki, Hashizume Takeshi y Tsujimura Kinji. "Approaches to Solve Problems of the Premixed Lean Diesel Combustion". *SAE Paper 1999-01-0183*, 03 1999.
- [56] Hashizume Takeshi, Miyamoto Takeshi, Hisashi Akagawa y Tsujimura Kinji. "Combustion and Emission Characteristics of Multiple Stage Diesel Combustion". *SAE Technical Paper 980505*, 02 1998.
- [57] Su Wanhua, Lin Tiejian y Pei Yiqiang. "A Compound Technology for HCCI Combustion in a DI Diesel Engine Based on the Multi-Pulse Injection and the BUMP Combustion Chamber". *SAE Technical Paper 2003-01-0741*, 03 2003.
- [58] Su Wanhua, Wang Hui y Liu Bin. "Injection Mode Modulation for HCCI Diesel Combustion". *SAE Technical Paper 2005-01-0117*, 04 2005.
- [59] Walter B. y Gatellier B. "Near Zero NOx Emissions and High Fuel Efficiency Diesel Engine: the Naditm Concept Using Dual Mode Combustion". *Oil & Gas Science and Technology - Rev. IFP*, Vol. 58 n° 1, pp. 101–114, 2003.
- [60] Duret Pierre, Gatellier Bertrand, Monteiro Luis, Miche Marjorie, Zima Peter, Maroteaux Damien, Guezet Jacky, Blundell David, Spinnler Fritz, Zhao Hua, Perotti Matteo y Araneo Lucio. "Progress in Diesel HCCI Combustion Within the European SPACE LIGHT Project". *SAE Paper 2004-01-1904*, 06 2004.
- [61] Noehre Christof, Andersson Magnus, Johansson Bengt y Hultqvist Anders. "Characterization of Partially Premixed Combustion". *SAE Technical Paper 2006-01-3412*, 10 2006.

- [62] Johansson Bengt. “Path to high Efficiency engines”. *17 annual Directions in Engine-Efficiency and Emissions Research (DEER) conference presentation*, 06 2010.
- [63] Borgqvist Patrick, Tunestal Per y Johansson Bengt. “Gasoline Partially Premixed Combustion in a Light Duty Engine at Low Load and Idle Operating Conditions”. *SAE Technical Paper*, Vol. 2012-01-0687, 2012.
- [64] Kalghatgi Gautam T., Risberg Per y Ångström Hans. “Advantages of Fuels with High Resistance to Auto-ignition in Late-injection, Low-temperature, Compression Ignition Combustion”. *SAE Technical Paper*, Vol. 2006-01-3385, 2006.
- [65] Kalghatgi Gautam, Risberg Per y Ångström Hans. “Partially Pre-Mixed Auto-Ignition of Gasoline to Attain Low Smoke and Low NOx at High Load in a Compression Ignition Engine and Comparison with a Diesel Fuel”. *SAE Technical Paper*, Vol. 2007-01-0006, 2007.
- [66] Manente Vittorio, Zander Claes-Goeran, Johansson Bengt, Tunestal Per y Cannella William. “An Advanced Internal Combustion Engine Concept for Low Emissions and High Efficiency from Idle to Max Load Using Gasoline Partially Premixed Combustion”. *SAE Technical Paper 2010-01-2198*, 10 2010.
- [67] Lewander Magnus, Ekholm Kent, Johansson Bengt, Tunestal Per, Milovanovic Nebojsa, Keeler Nathan, Harcombe Tony y Bergstrand Pär. “Investigation of the Combustion Characteristics with Focus on Partially Premixed Combustion in a Heavy Duty Engine”. *SAE Int. J. Fuels Lubr.*, Vol. 1, pp. 1063–1074, 06 2008.
- [68] Bessonette P., Schleyer C., Duffy K., Hardy W. y Liechty M. “Effects of Fuel Property Changes on Heavy-Duty HCCI Combustion”. *SAE Technical Paper 2007-01-0191*, 2007.
- [69] Park Su Han, Youn In Mo, Lim Yunsung y Lee Chang Sik. “Influence of the mixture of gasoline and diesel fuels on droplet atomization, combustion, and exhaust emission characteristics in a compression ignition engine”. *Fuel Processing Technology*, Vol. 106 n° 0, pp. 392 – 401, 2013.
- [70] Ra Youngchul y Reitz Rolf D. “A combustion model for {IC} engine combustion simulations with multi-component fuels”. *Combustion and Flame*, Vol. 158 n° 1, pp. 69 – 90, 2011.
- [71] Inagaki Kazuhisa, Fuyuto Takayuki, Nishikawa Kazuaki, Nakakita Kiyomi y Sakata Ichiro. “Dual-Fuel PCI Combustion Controlled by In-Cylinder Stratification of Ignitability”. *SAE Technical Paper 2006-01-0028*, 04 2006.
- [72] Kokjohn Sage L., Hanson Reed M., Splitter Derek A. y Reitz Rolf D. “Experiments and Modeling of Dual-Fuel HCCI and PCCI Combustion Using In-Cylinder Fuel Blending”. *SAE Technical Paper 2009-01-2647*, 11 2009.
- [73] Splitter Derek A., Kokjohn Sage L., Rein Keith, Hanson Reed M., Sanders Scott y Reitz Rolf D. “An Optical Investigation of Ignition Processes in Fuel Reactivity Controlled PCCI Combustion”. *SAE Technical Paper 2010-01-0345*, 04 2010.
- [74] Hanson R., Kokjohn S., Splitter D. y Reitz R. “An Experimental Investigation of Fuel Reactivity Controlled PCCI Combustion in a Heavy-Duty Engine”. *SAE Technical Paper*, Vol. 2010-01-0864, 2010.

# Capítulo 3

## Herramientas

### Índice

---

<b>3.1. Introducción</b> .....	<b>55</b>
<b>3.2. Herramientas experimentales</b> .....	<b>55</b>
3.2.1. Motor monocilíndrico de investigación .....	56
3.2.1.1. Descripción del motor .....	56
3.2.1.2. Sistema de accionamiento de válvulas ...	58
3.2.1.3. Sistemas de inyección de combustible ...	60
3.2.1.4. Características de los combustibles .....	63
3.2.2. Características de la sala de ensayo .....	65
3.2.2.1. Sistema de regulación de par y régimen ..	65
3.2.2.2. Sistemas de admisión y escape .....	67
3.2.2.3. Sistema de recirculación de gases de escape	69
3.2.2.4. Sistemas de refrigeración y lubricación ...	70
3.2.2.5. Sistemas de acondicionamiento de tempera- tura de combustible .....	71
3.2.2.6. Sistemas de adquisición de datos .....	72
3.2.3. Instrumentación y equipos de medida .....	74
3.2.3.1. Sensores de par y régimen de giro .....	75
3.2.3.2. Sensores de presión y temperatura medias	75
3.2.3.3. Transductores de presión instantánea ...	76
3.2.3.4. Equipos de medida de gasto másico .....	76
3.2.3.5. Equipo de medida de gases de escape ...	77
3.2.3.6. Opacímetro .....	79
3.2.3.7. Equipo de medida de <i>blow-by</i> .....	79

3.2.4. Consideraciones sobre la metodología experimental	80
<b>3.3. Herramientas teóricas</b> .....	<b>82</b>
3.3.1. Modelo de diagnóstico del proceso de combustión .	82
3.3.2. Estimación de la temperatura adiabática de llama .	86
3.3.3. Modelo de dinámica de fluidos computacional . . . .	89
3.3.3.1. El código de cálculo CFD CONVERGE . .	90
3.3.3.2. Consideraciones sobre la metodología de modelado .....	91
3.3.3.3. Puesta a punto del modelo .....	95
<b>3.4. Síntesis y conclusión</b> .....	<b>100</b>
<b>Bibliografía</b> .....	<b>100</b>

---

## **3.1. Introducción**

De acuerdo con los objetivos definidos en la sección 2.4 la presente investigación tiene carácter científico-tecnológico, por lo que requiere de la selección, puesta a punto, validación y utilización de herramientas tanto experimentales como teóricas. El éxito del trabajo depende fuertemente del conocimiento de las características de dichas herramientas, por lo que en este capítulo se describen tanto las instalaciones y equipos de medida como los modelos teóricos utilizados en esta investigación.

El desarrollo del capítulo se estructura en dos secciones, de acuerdo con las características de las herramientas que contienen. En primer lugar, en la sección 3.2 se describe el entorno experimental utilizado para la realización de los ensayos y se aportan consideraciones de interés acerca de la metodología experimental. A continuación, en la sección 3.3 se describen aquellos modelos y herramientas teóricas que se han empleado para el análisis del proceso de combustión.

## **3.2. Herramientas experimentales**

La metodología descrita en la sección 2.4 denota un planteamiento fuertemente experimental, donde los resultados de los ensayos en motor representan una fuente de información vital para el desarrollo de la investigación. Por tanto, 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, que condicionan la precisión, repetibilidad y fiabilidad que se pueda tener en éstos. Así pues, en la presente sección se realiza una descripción detallada de las principales instalaciones experimentales y equipos de medida que han sido utilizados.

En primer lugar se describen las características del motor monocilíndrico de investigación en la subsección 3.2.1. Este motor ha sido instalado en una sala de ensayo completamente equipada para permitir su correcto funcionamiento y su control, la cual se detalla en la subsección 3.2.2. La siguiente subsección, 3.2.3, está dedicada a la descripción de la instrumentación y de los diferentes equipos de medida que se han considerado necesarios para realizar el presente trabajo. Y por último, en la subsección 3.2.4 se destacan los aspectos de la metodología experimental relativos al error en la medida.

Más información sobre las características de instalaciones experimentales y equipos de medida en el ámbito de la investigación en motores de encendido

por compresión puede encontrarse en los trabajos de Molina [1], González [2] y Novella [3].

### 3.2.1. Motor monocilíndrico de investigación

El motor monocilíndrico de investigación es el componente más importante de la instalación experimental. Puesto que en última instancia es el propio motor el que delimita en mayor medida el ámbito del estudio, el primer apartado de esta subsección se dedica a conocer sus características más relevantes. Este motor ha sido equipado con un sistema de distribución variable, que por su complejidad y sus particulares características tiene dedicado el siguiente apartado. Además, de acuerdo con las necesidades del presente estudio, se han instalado dos sistemas de inyección de combustible en el motor, uno para cada tipo de combustible utilizado, que se describen en su correspondiente apartado. En el apartado final de esta subsección, se detallan las características de los combustibles empleados en el presente trabajo de investigación.

#### 3.2.1.1. Descripción del motor

La instalación experimental equipa un motor de encendido por compresión, 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 pesado por carretera. 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 del modelo 5300 de la firma austríaca AVL. Esta unidad básica está compuesta por un bloque con su cárter y un sistema de masas contrarrotantes que asegura el correcto equilibrado del motor. Esta configuración ofrece la posibilidad de desensamblar el bloque de la base de forma sencilla y eficiente para realizar modificaciones estructurales, lo cual resulta de gran utilidad en el trabajo de investigación.

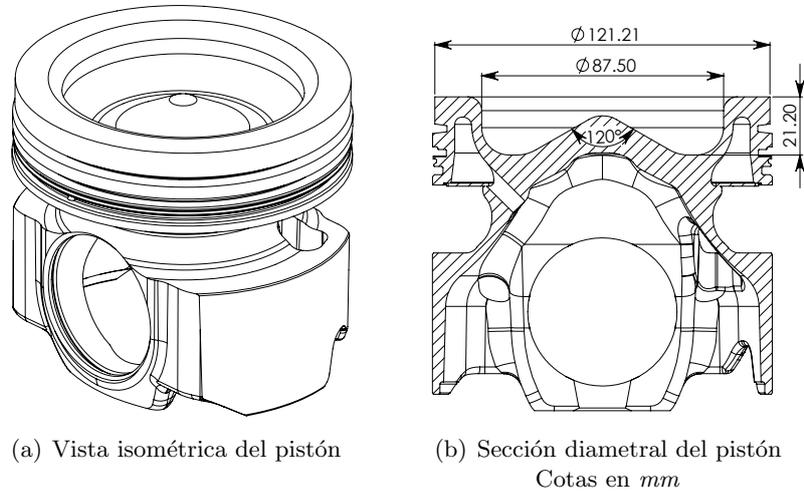
Este motor monocilíndrico de investigación trata de reproducir lo más fielmente posible las características estructurales y geométricas de un motor policilíndrico de serie que se considera equivalente a todos los efectos. Para ello, sobre la unidad básica se ha instalado tanto la cadena cinemática (cigüeñal,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

**Tabla 3.1.** Características del motor monocilíndrico de investigación.

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> <sup>3</sup>
Relación de compresión	14.4 : 1
Diámetro del <i>bowl</i>	87.5 <i>mm</i>
Profundidad del <i>bowl</i>	21.2 <i>mm</i>
Volumen del <i>bowl</i>	110.7 <i>cm</i> <sup>3</sup>
Coefficiente de torbellino medio	0.3

centrado correspondientes al modelo MD11US07 fabricado por el grupo *Volvo Trucks Technology*, si bien el cigüeñal debe adaptarse a las dimensiones de la unidad básica y por ello dispone de una única muñequilla. Es de interés comentar que el 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. A modo de resumen, la tabla 3.1 muestra las características principales de este motor monocilíndrico de investigación.

La figura 3.1(a) muestra una vista isométrica del pistón y la figura 3.1(b) una sección del mismo donde se puede apreciar la geometría del *bowl* junto con sus dimensiones características. Finalmente, cabe comentar que la combinación del elevado valor de la relación entre el diámetro del *bowl* y el del cilindro (0.71) y el reducido coeficiente de torbellino medio limitan el movimiento rotacional del aire en el interior de la cámara de combustión durante el proceso de inyección-combustión.



**Figura 3.1.** Esquema de la geometría del conjunto formado por el pistón y el bowl.

### 3.2.1.2. Sistema de accionamiento de válvulas

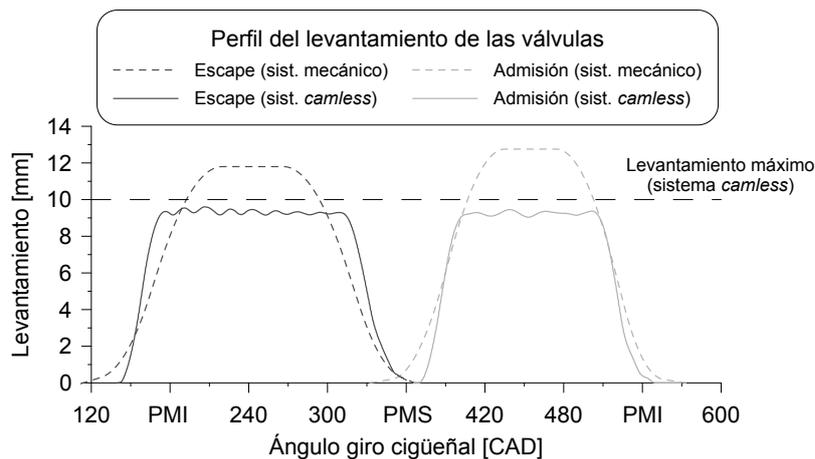
El sistema de accionamiento de válvulas del motor gobierna la comunicación del cilindro con los colectores de admisión y escape, de acuerdo con el diagrama de distribución definido para cada motor. Los parámetros del diagrama de distribución se establecen en atención a prestaciones, emisiones de sustancias contaminantes, fiabilidad, durabilidad y ruido producido por el motor.

Sin embargo, la selección de unos determinados parámetros de distribución mediante los que se consiga la optimización del funcionamiento del motor en unas determinadas condiciones no asegura su correcto funcionamiento en condiciones diferentes. En este sentido se han desarrollado los conocidos sistemas de distribución variable (VVA), mediante los cuales es posible adaptar los parámetros del diagrama de distribución a cada condición operativa del motor, consiguiendo un funcionamiento optimizado en un extenso rango de condiciones de operación [4].

En esta investigación se ha considerado conveniente sustituir el sistema mecánico de accionamiento de válvulas convencional que equipaba originalmente el motor, que era completamente rígido, por un sistema VVA. Se trata de un sistema tipo *camless* (sin árboles de levas), basado en el accionamiento electrohidráulico de las cuatro válvulas del motor de forma independiente. Concretamente, el control lo realiza una unidad electrónica mientras que de

la actuación de las válvulas se encarga un sistema hidráulico. La arquitectura de este sistema es una patente desarrollada por *Sturman Industries* bajo la denominación HVA 4A [5, 6].

En la figura 3.2 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. 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. No obstante, el levantamiento máximo de válvulas sí que está limitado a un máximo de 10 mm, por diseño del sistema.



**Figura 3.2.** Perfiles de levantamiento de válvulas correspondientes al sistema *camless* HVA 4A y al original.

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.* [7]. En este trabajo se incluye una sección donde se explican las diferentes posibilidades que ofrece el sistema HVA 4A y un análisis de la precisión y repetibilidad<sup>1</sup> del mismo. A

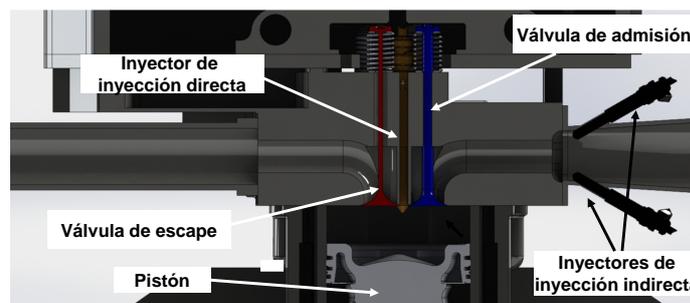
<sup>1</sup>Los autores han definido la precisión como la diferencia entre el valor promedio en 100 ciclos de operación de cada parámetro frente al valor de comando, y la repetibilidad como tres veces la desviación estándar sobre el valor medio.

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  $\pm 2$  CAD mientras que la repetibilidad es de 3 CAD.
- Levantamiento máximo. La precisión para el levantamiento máximo de válvula es igual a  $\pm 0.2$  mm si el valor de referencia está por debajo de 3.5 mm y  $\pm 0.5$  mm para levantamiento 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  $\pm 3$  CAD y la repetibilidad es de 3 CAD.

### 3.2.1.3. Sistemas de inyección de combustible

La implementación del proceso de combustión premezclada controlada por la reactividad del combustible requiere de la instalación de dos sistemas de inyección de combustible en el motor, uno para el combustible de alta reactividad (Diesel) y otro para el de baja (gasolina). De esta manera es posible la adecuación de la reactividad de la mezcla de combustible, prácticamente ciclo a ciclo, en función de las condiciones de operación del motor.



**Figura 3.3.** Sección del motor que muestra el posicionamiento de los inyectores.

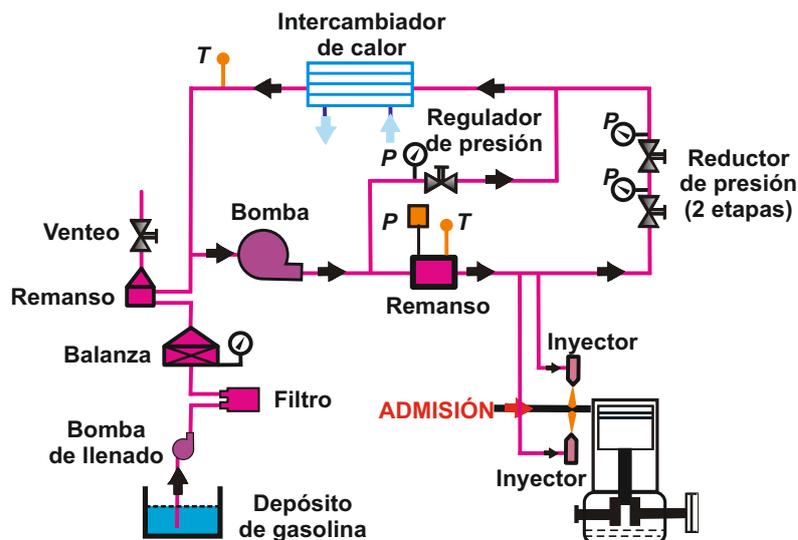
Así pues, la instalación experimental ha sido equipada con todos los elementos necesarios para el correcto funcionamiento de dos sistemas de inyección de combustible independientes. Por un lado, la gasolina ha sido suministrada mediante un sistema de inyección indirecta típico de los

empleados en automoción. Por otro lado, para la inyección del combustible Diesel, el motor equipa un sistema de inyección directa tipo *common-rail*.

En la figura 3.3 se muestra una sección del motor en la que se puede apreciar tanto el posicionamiento del inyector del sistema de inyección directa, centrado con respecto a la cámara de combustión, como la ubicación de los dos inyectores del sistema de inyección indirecta, radialmente opuestos en el colector de admisión. Los mencionados sistemas se describen a continuación.

### Sistema de inyección indirecta

El sistema dedicado a la inyección de gasolina con el que está equipado el motor, ha sido diseñado específicamente para esta aplicación en el Departamento de Máquinas y Motores Térmicos de la Universitat Politècnica de València. Se trata de un sistema de tipo indirecto, es decir, que realiza la inyección del combustible en el colector de admisión.



**Figura 3.4.** Esquema del sistema de inyección indirecta instalado en el motor.

El sistema se ha dimensionado con el objetivo de ser capaz de suministrar el combustible correspondiente a un nivel del 75% de carga, en un rango entre 1200 y 1800 *rpm*, con un factor de seguridad del 20%. De acuerdo con estos requisitos, el sistema de inyección presenta dos inyectores *Bosch*, modelo EV14 KxT, instalados en posiciones radialmente opuestas, a 160 *mm* de distancia con respecto a la válvula de admisión más alejada. El detalle de su posicionamiento se puede apreciar en la figura 3.3. Las

características principales de este tipo de inyector son: un caudal hidráulico de  $490 \text{ cm}^3/30 \text{ s}/3 \text{ bar}$ , un ángulo de cono del chorro de  $30^\circ$  y una presión de trabajo máxima de  $8 \text{ bar}$ .

Por último, en la figura 3.4 se muestra un esquema de componentes del sistema de alimentación de combustible necesarios para el correcto funcionamiento del sistema de inyección indirecta, que consta de un circuito de baja presión y otro de alta presión. Es importante comentar la unidad electrónica de control empleada en este trabajo ha sido un *Genotec*, modelo MIV2, pues permite el control de dos inyectores de forma simultánea de manera flexible (hasta 15 pulsos por ciclo, con sus respectivos inicios y duraciones variables).

### Sistema de inyección directa

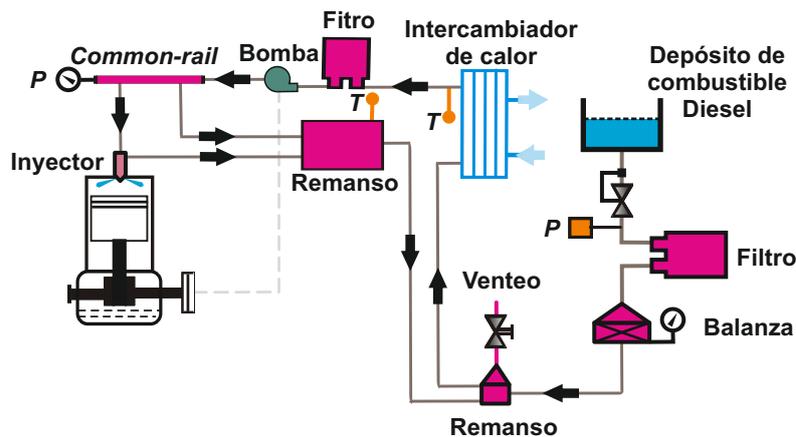
El sistema dedicado a la inyección del combustible Diesel con el que está equipado el motor es producido por la firma *Bosch*, concretamente el modelo CRSN4.2 [8]. Dicho sistema es de tipo *common-rail* y dispone de un pistón amplificador hidráulico integrado en el inyector. El inyector se encuentra ubicado en posición central, entre las cuatro válvulas de la culata, como se puede apreciar en la figura 3.3.

La característica principal de este sistema es la flexibilidad, ya que permite hasta realizar cinco eventos de inyección diferentes por ciclo. Por otro lado, la presión de inyección máxima que este sistema alcanza es de  $2100 \text{ bar}$ . La presión en el raíl está limitada a  $1000 \text{ bar}$ , por lo que el valor máximo del sistema se alcanza gracias a que el inyector está equipado con un pistón amplificador que incrementa la presión existente en raíl con factor de amplificación de 2.1.

El inyector, componente más complejo del sistema, 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.

A lo largo del estudio el inyector ha sido equipado con dos toberas distintas, ambas fabricadas por la firma *Bosch*. En la primera parte de la investigación, descrita en la sección 4.2, se ha empleado una tobera de inyección con un caudal hidráulico de  $257 \text{ cm}^3/30 \text{ s}/100 \text{ bar}$  que dispone de 8 orificios cilíndricos de  $0.140 \text{ mm}$  de diámetro, siendo el ángulo de cono entre los ejes de los chorros igual a  $140^\circ$ . Para el resto de la investigación, se ha empleado una tobera de inyección con un caudal hidráulico de  $840 \text{ cm}^3/30 \text{ s}/100 \text{ bar}$  que dispone de 9 orificios cilíndricos de  $0.168 \text{ mm}$  de diámetro, siendo el ángulo de cono entre los ejes de los chorros igual a  $142^\circ$ .

Por último, en la figura 3.5 se muestra un esquema de los componentes del sistema de alimentación de combustible necesarios para el correcto funcionamiento del sistema de inyección directa. Como el sistema de inyección indirecta, consta de un circuito de baja presión, otro de alta presión y una unidad electrónica de control (que en este caso es comandada por el *software* INCA, comercializado por ETAS).



*Figura 3.5. Esquema del sistema de inyección directa instalado en el motor.*

#### 3.2.1.4. Características de los combustibles

Como el propio nombre del concepto de combustión objeto de estudio en la presente tesis doctoral denota, combustión premezclada controlada por la reactividad del combustible, conocer las características de los combustibles empleados a lo largo de la investigación es sumamente importante, ya que intervienen directamente en el análisis de los resultados experimentales.

A lo largo del trabajo experimental llevado a cabo se han empleado dos combustibles fósiles de características físico-químicas distintas: el Diesel y la gasolina. Con el fin de conocer sus características, se enviaron muestras de ambos combustibles a un laboratorio donde fueron analizados de acuerdo con sus correspondientes normas de la ASTM (*American Society for Testing and Materials*) y UNE (Una Norma Española). En la tabla 3.2 se resumen las principales características físicas de los combustibles empleados en la presente tesis doctoral.

De las características incluidas en la tabla 3.2 es importante destacar las siguientes:

**Tabla 3.2.** *Propiedades físicas de los combustibles utilizados en la tesis doctoral.*

Propiedad	Diesel	Gasolina
Densidad ( $T = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]	824	735
Viscosidad ( $T = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) [ $\text{cSt}$ ]	2.8	0.45
Tensión superficial [ $\text{N}/\text{m}$ ]	0.0275	0.0216
Presión de vapor [ $\text{bar}$ ]	0.0132	0.547
Poder calorífico superior [ $\text{kJ}/\text{kg}$ ]	44970	46780
Poder calorífico inferior [ $\text{kJ}/\text{kg}$ ]	42920	43950
Dosado estequiométrico [-]	1/14.56	1/14.88
Índice de cetano [-]	46.6	-
Índice de octano [-]	-	98
Fórmula reducida [-]	$C_{14.8}H_{29.53}$	$C_{7.42}H_{12.6}$

- El valor de la viscosidad cinemática del combustible debe ser suficientemente bajo para poder circular por los diferentes sistemas del circuito hasta ser inyectado, sin provocar excesivas pérdidas de carga, y a la vez suficientemente alto como para cumplir con unas ciertas exigencias lubricantes. En este caso, la viscosidad del combustible Diesel es mucho mayor que la de la gasolina (2.8 frente a 0.45  $\text{cSt}$ ), lo que hace que éste sea apto para su empleo en sistemas de inyección a alta presión, como el sistema de inyección directa con el que está equipado el motor utilizado para la parte experimental de la investigación.
- La presión de vapor es la presión a la cual se establece el equilibrio entre el líquido y el vapor, característica física directamente relacionada con la volatilidad del combustible. Un combustible es más volátil cuanto mayor es su presión de vapor. En este caso, la presión de vapor de la gasolina es muy superior a la del combustible Diesel (0.547 frente a 0.0132), por lo que la gasolina empleada resulta tener alta volatilidad y por tanto es adecuada para ser inyectada en el colector de admisión.
- El poder calorífico cuantifica el contenido energético de un combustible, es decir, el valor máximo de energía por unidad de masa que se puede obtener por la reacción de combustión. En este caso, el poder calorífico inferior del combustible Diesel es de 42.92  $\text{MJ}/\text{kg}$  y el de la gasolina es de 43.95  $\text{MJ}/\text{kg}$ .

- El índice de cetano es una medida de la calidad del autoencendido de los gasóleos, comprendida entre 100 y 15, donde cuanto mayor sea su valor mayor tendencia al autoencendido tendrá el combustible. En este caso es de 46.6, por lo que en la presente investigación el combustible Diesel será utilizado como combustible de alta reactividad.
- El índice de octano mide la resistencia a la autoinflamación de un combustible, de manera que cuanto mayor sea éste mayor será dicha resistencia. Su valor numérico indica la concentración de isoctano en n-heptano (combustibles de referencia a los que se les asignan los valores 100 y 0, respectivamente). La gasolina utilizada tiene un índice de octano de 98 (*RON*), por lo que esta gasolina será empleada como combustible de baja reactividad a lo largo de la investigación.

### 3.2.2. Características de la sala de ensayo

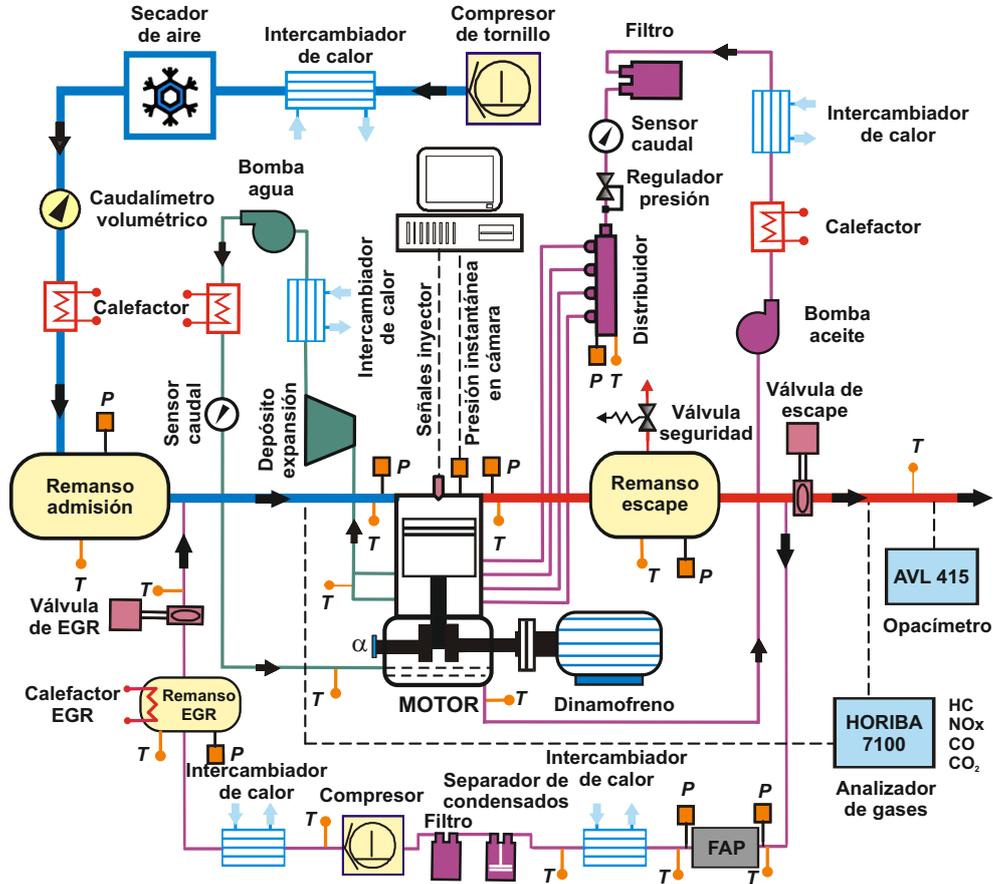
En el contexto de la experimentación en motores de combustión interna alternativos (MCIA), una sala de ensayo es un recinto dotado de los sistemas auxiliares y la instrumentación requeridos, para poder someter a un motor a una serie de pruebas perfectamente controladas con el fin de investigar los diferentes fenómenos físico-químicos que se producen en el mismo (enfoque científico), optimizar su funcionamiento (enfoque tecnológico) o realizar un diagnóstico sobre su estado (enfoque técnico).

La figura 3.6 contiene un esquema de la sala de ensayo donde se han realizado la totalidad de los experimentos incluidos en esta tesis, y que se encuentra situada en el laboratorio perteneciente al Departamento de Máquinas y Motores Térmicos de la Universitat Politècnica de València. 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 apartados se procede a detallar brevemente y por separado cada uno de sus sistemas auxiliares y los principales sensores y equipos de medida.

#### 3.2.2.1. 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.



**Figura 3.6.** Esquema de la sala de ensayo. Se pueden identificar los sistemas auxiliares, los diferentes equipos de medida y la distribución de los sensores principales.

El principal elemento de este sistema es el freno dinámico, puesto que es el encargado de disipar la potencia generada por el motor. Las características más relevantes del freno se muestran en la tabla 3.3.

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 variador de frecuencia y un regulador *PI*.

**Tabla 3.3.** Características del freno dinamométrico.

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

Con este sistema de regulación se consigue una precisión de  $\pm 1$  rpm en el régimen de giro medio.

### 3.2.2.2. Sistemas de admisión y escape

#### Sistema de admisión

Este sistema 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 donde se genera una atmósfera controlada en términos 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. En la zona superior-izquierda de la figura 3.6, se puede observar la disposición de los elementos de este sistema, los cuales se describen a continuación.

El volumen del remanso de admisión debe ser suficiente para atenuar las ondas de presión que se generan en el sistema debido al carácter 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).

Por otro lado, el sistema de admisión también debe ser 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 tornillo<sup>2</sup>, 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.

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  $\pm 0.001$  *bar* cuando opera el compresor de baja/media presión y de  $\pm 0.005$  *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.

### Sistema de escape

Como se puede apreciar en la figura 3.6 el sistema de escape es notablemente más sencillo, debido a 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 pulsante del proceso de escape.

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

---

<sup>2</sup>Los 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.

de escape. La precisión máxima que proporciona este mecanismo de control es de  $\pm 0.010$  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.

### 3.2.2.3. Sistema de recirculación de gases de escape

La sala de ensayo dispone de un sistema de recirculación de gases desde el colector de escape hasta el colector de admisión, llamado sistema de EGR de baja presión, por el hecho de no requerir una presión de escape superior a la de admisión para producir la recirculación. Esto es así porque el sistema equipa un compresor de EGR, lo cual permite recircular grandes cantidades de gases de escape. En la parte inferior de la figura 3.6, se puede observar la disposición de los elementos de este sistema, cuyo funcionamiento se describe a continuación.

En primer lugar, el sistema toma los gases de escape aguas abajo del remanso del sistema de escape, los cuales se hacen pasar a través de un filtro de partículas (FAP) donde se extraen las partículas sólidas que fluyen con el gas. A continuación, los gases pasan por un intercambiador de calor tipo aire-agua donde se reduce su temperatura. Después, el flujo de gases de escape es conducido a través de un separador de condensados y un filtro, que se encargan de separar la fase sólida que no ha sido atrapada en el FAP y la fase líquida. De este modo se trata de evitar que el gas contenga suciedad que pueda dañar el compresor. El compresor empleado es tipo *roots*, accionado por un motor eléctrico de velocidad variable por medio de un variador de frecuencia. Una vez comprimidos los gases de escape, éstos pasan a través de un segundo intercambiador de calor aire-agua, donde se reduce su temperatura (tras el aumento asociado al proceso de compresión). Posteriormente se introducen en un remanso de 100 *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.

En el sistema de EGR se mide la presión diferencial en el FAP como indicador de su nivel de obstrucción. Por otra parte, también se mide la temperatura media de los gases a la entrada del FAP, en la entrada y salida de los intercambiadores de calor, en el remanso y también instantes antes de su introducción en el sistema de admisión. La presión de los gases recirculados se regula hasta el valor de consigna, a través de un controlador PID, que está conectado al transductor de presión instalado en el remanso de EGR,

y que comanda al variador de frecuencia que cambia el régimen de giro del motor eléctrico que mueve al compresor. Por último, el gasto másico de EGR se controla por medio de una válvula neumática controlada manualmente<sup>3</sup> que permite ajustar el porcentaje de EGR con una precisión de  $\pm 0.2\%$ .

#### 3.2.2.4. 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 está equipada con 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 al motor. Como muestra el esquema de la figura 3.6, 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.

Con el fin de evitar posibles perturbaciones no controladas en los resultados, la temperatura del fluido refrigerante se ha mantenido en  $80 \pm 1$  °C y la del lubricante en  $90 \pm 1$  °C durante la realización de todos los ensayos. Estos valores de referencia se corresponden con los definidos para

---

<sup>3</sup>La 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.

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 3.6, 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.

### 3.2.2.5. Sistemas de acondicionamiento de temperatura de combustible

Tanto la gasolina como el combustible Diesel, deben alcanzar una presión y una temperatura compatibles con los requerimientos impuestos por sus respectivos sistemas de inyección. Por lo tanto, la instalación experimental dispone de dos sistemas de alimentación de combustible que permiten acondicionar los combustibles, regulando tanto su presión como su temperatura.

Como se puede apreciar al comparar los esquemas de los sistemas de inyección instalados en el motor, figuras 3.4 y 3.5, en ambos casos el gasto másico promedio de combustible se mide directamente con una balanza gravimétrica y la temperatura del combustible se acondiciona mediante un intercambiador refrigerante-combustible. Éste es comandado por un controlador PID, que actúa sobre una válvula que regula el caudal de refrigerante, en función de la consigna establecida.

Respecto a la temperatura del combustible, en este trabajo se ha mantenido en  $45 \pm 1 \text{ }^\circ\text{C}$  para la gasolina y en  $50 \pm 1 \text{ }^\circ\text{C}$  para el combustible Diesel. Esta temperatura debe ser estrictamente controlada porque si durante los ensayos la temperatura del combustible no es constante, la 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 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 ( $\approx 1 kg/h$ ). Sin embargo, en este caso la cilindrada del motor es notablemente mayor ( $1806 cm^3$ ) y el consumo mínimo de combustible durante el presente trabajo también ( $\approx 2.52 kg/h$ ). En el trabajo de Novella [3], donde la cilindrada del motor es del mismo orden y el gasto mínimo de combustible es de  $\approx 3.20 kg/h$  se define un criterio de estabilidad para la temperatura del combustible que se ha considerado conveniente adoptar en el presente trabajo de investigación.

Como se puede observar en la tabla 3.4, 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 ( $55 ^\circ C$  en la investigación de Novella).

**Tabla 3.4.** Criterio de estabilidad para la temperatura del combustible. Obtenida del trabajo de Novella [3], donde la correlación para calcular  $\rho_f(T_f)$  fue adoptada de <sup>a</sup>Rodríguez-Antón et al. [15] o <sup>b</sup>Dzida y Prusakiewicz [16].

$\Delta T_f$ ( $^\circ C$ )	$p_f$ (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 $\rightarrow$ 56	1.0	-0.676 <sup>a</sup>	8.0	-5.408	-0.03	649
		-0.672 <sup>b</sup>	8.0	-5.376	-0.03	645
55 $\rightarrow$ 54	1.0	0.676 <sup>a</sup>	8.0	5.408	0.03	649
		0.672 <sup>b</sup>	8.0	5.376	0.03	645

### 3.2.2.6. 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.

#### SAD de baja frecuencia

Con este sistema 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 Universitat Politècnica de València.

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 1200 *rpm* para todos los ensayos, por lo que una ventana de 40 *s* para el tiempo de medida implica que el motor realiza 400 ciclos durante dicha medida. Una vez estabilizado el motor, estos 400 ciclos son más que suficientes para proporcionar unos valores medios representativos de los diferentes parámetros.

#### SAD de alta frecuencia

Con este sistema 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 3.5.

En una primera etapa de adquisición, las señales que provienen de los diferentes sensores distribuidos en la instalación experimental se registran

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

Localización	Variable
Culata	Presión en la cámara de combustión
Cigüeñal	Señal de codificación ( <i>trigger</i> )
Sistema inyección directa	Pulso eléctrico del inyector Pulso eléctrico del pistón amplificador
Sistema inyección indirecta	Pulso eléctrico del inyector
Sistema distribución	Levantamiento de válvulas
Sistema admisión	Presión en el conducto
Sistema escape	Presión en el conducto

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 hasta 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 Universitat Politècnica de València.

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 1200 *rpm*, lo que supone una frecuencia de muestreo de 36 *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.

### 3.2.3. Instrumentación y equipos de medida

Una vez realizada la descripción tanto del motor térmico como de la sala de ensayos, en esta sección se describen la instrumentación básica y los equipos de medida de la instalación experimental. Concretamente, se exponen datos relacionados con el rango de medida y la precisión máxima que ofrecen los diferentes sensores y equipos de medida utilizados durante el presente trabajo.

### 3.2.3.1. Sensores de par y régimen de giro

La medida de par efectivo se obtiene a través de un transductor tipo brida, situado en el eje del freno dinamométrico, cuyo principio de funcionamiento se basa en la medición de la tensión de cizallamiento. Concretamente, se trata del modelo T10F-001R-KF1, patentado por *Hottinger Baldwin Messtechnik* [17]. El par nominal de medida para este transductor es de 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  $\pm 1$  Nm.

El régimen de giro del motor se mide mediante un codificador angular óptico modelo AVL 364, montado en el extremo del eje del cigüeñal. 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  $\pm 0.02$  CAD. A su vez, este codificador también genera una señal de sincronización, que es 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 [18].

### 3.2.3.2. 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 (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 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  $\pm 2.5$  °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  $\pm 0.3$  °C. Las principales ventajas son su mayor sensibilidad y su gran linealidad en todo el rango útil de medida.

### 3.2.3.3. Transductores de presión instantánea

Para registrar la presión instantánea en la cámara de combustión 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. Se trata del modelo 6125B de la marca *Kistler*, 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.

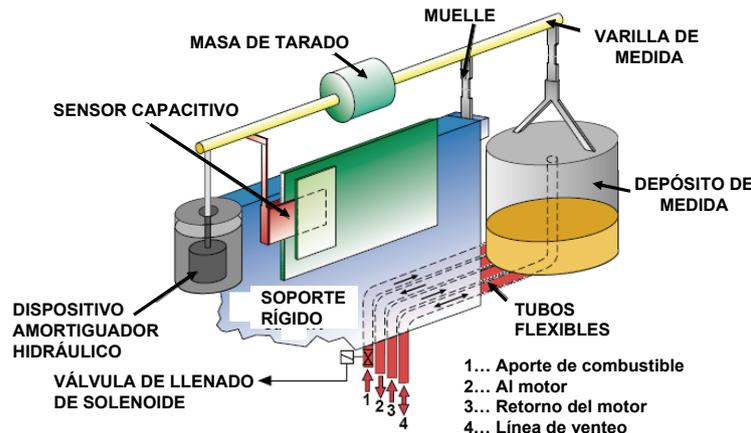
Por otra parte, la presión instantánea tanto en el colector de admisión como en el colector de escape se miden mediante transductores piezorresistivos refrigerados por agua, marca *Kistler* modelo 4045A10, cuyo rango de medida es 0 a 10 *bar*. Como sucede con la señal de presión en cámara, estas señales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

### 3.2.3.4. Equipos de medida de gasto másico

Durante los ensayos realizados en 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 más conveniente disponer de la medida de gasto másico de aire (en  $kg/h$ ). Para ello, el propio caudalímetro integra un sensor de presión media y otro de temperatura media como los descritos en el apartado 3.2.3.2, mediante los cuales se calcula el valor de la densidad del aire que circula a través del caudalímetro, convirtiendo las unidades volumétricas en unidades másicas.

Por su parte, el gasto másico de combustible que se inyecta en el motor se mide mediante dos balanzas gravimétricas modelo AVL 733S [20], una para cada combustible utilizado. El esquema representado en la figura 3.7 ilustra el principio de funcionamiento de este equipo de medida. Como se observa en

el esquema, 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.



**Figura 3.7.** Esquema de funcionamiento de la balanza gravimétrica para la medida del gasto másico de combustible modelo AVL 733S.

### 3.2.3.5. Equipo de medida de gases de escape

Lograr un nivel de precisión y confiabilidad adecuado 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 ( $HC_t$ ),  $CO_2$  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, como el hollín.

Como muestra el esquema de la figura 3.6, 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  $192\text{ }^{\circ}\text{C}$  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  $\text{CO}_2$  en la admisión para posteriormente, junto con la medida de  $\text{CO}_2$  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 3.6 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 3.6.** Características de los analizadores disponibles en el equipo de medida de emisiones gaseosas.

Emisión	Principio de medida	Precisión
$\text{NO}$ y $\text{NO}_2$	Analizador por quimioluminiscencia (CLA)	$\pm 4\%$
$\text{CO}$ y $\text{CO}_2$	Analizador no dispersivo en el infrarrojo (NDIR)	$\pm 4\%$
$\text{HC}_t$	Analizador de ionización de llama (FIA)	$\pm 4\%$
$\text{O}_2$	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 ( $\lambda$ ) mediante un método basado en la composición de los gases de escape [25].

Las medidas de  $\text{NO}_x$ ,  $\text{CO}$ , y  $\text{CO}_2$  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  $\text{O}_2$  se le aplica la misma corrección puesto que también se mide

en seco, mientras que la medida de  $HC_t$  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 2007/46/EC [26], que es la que se encuentra en vigor en el momento de la realización de este trabajo.

### 3.2.3.6. Opacímetro

La opacidad del humo (o gas de escape) se mide mediante un opacímetro 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 (como se muestra en el esquema de la figura 3.6).

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 (3.1).

$$hollín = \frac{1}{0.405} \cdot 4.95 \cdot FSN \cdot e^{(0.38 \cdot FSN)} \quad (3.1)$$

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  $1.165 \text{ kg/m}^3$ .

### 3.2.3.7. 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 dicho control es necesario puesto que la presión máxima en el cilindro alcanza valores por encima de 200 *bar*, lo que supone unas sollicitaciones mecánicas importantes.

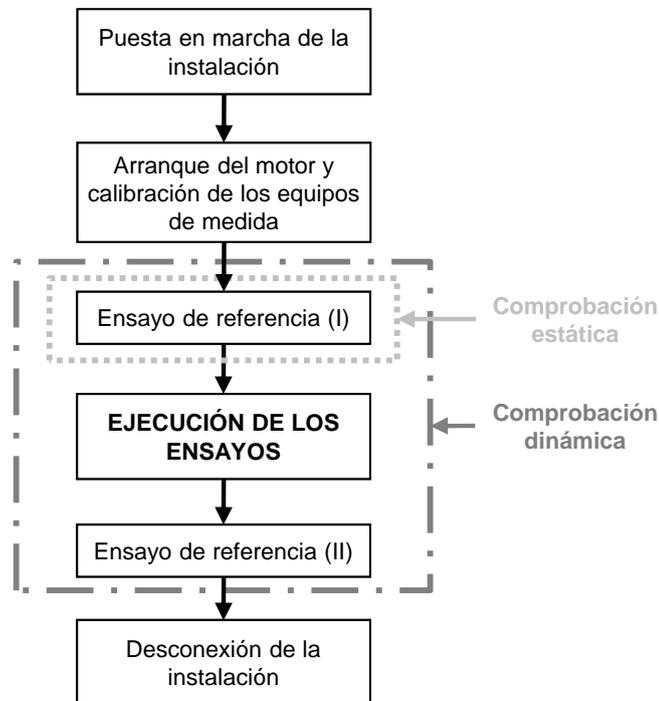
#### 3.2.4. Consideraciones sobre la metodología experimental

De acuerdo con la descripción del motor monocilíndrico de investigación realizada, el equipar el sistema de distribución variable HVA 4A y dos sistemas de inyección de combustible 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 seguido la metodología de ensayo propuesta por Molina [1] y posteriormente adaptada por Novella [3] que se recoge en la figura 3.8.

Esta metodología planteada de forma general se recoge en el trabajo de Benajes *et al.* [30] y consiste en dos tipos de verificaciones complementarias.

La **verificación estática** 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 (emisiones de  $NO_x$ ,  $HC$ ,  $CO$  y partículas; par y máximo gradiente de presión en cámara; gasto másico de aire y de combustible) en este punto de referencia. Esta comprobación se realiza justo después de poner la instalación en marcha, antes de realizar la tanda de ensayos, de ahí su carácter estático.

Este tipo de verificación es muy útil para conocer cómo opera la instalación experimental en 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 insuficiente para asegurar la calidad de los



**Figura 3.8.** Metodología para la realización de los ensayos. Fuente: Novella [3].

resultados. Así pues, aparece la necesidad de una verificación que permita la detección de errores en determinados parámetros durante la realización de los ensayos.

La **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 después de la realización de cada ensayo, de ahí su carácter dinámico. Por un lado, se basa en la relación entre la concentración volumétrica de oxígeno en el escape y el dosado relativo (debe ser lineal). Por otro lado, en la relación entre el gasto másico total de admisión y la tasa de EGR (debe ser independiente). 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.

En el caso de que las verificaciones se sitúen en el interior de los límites de control se asume la medida como correcta. En el caso contrario, el trabajo de Benajes *et al.* [30] presenta 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.

### 3.3. Herramientas teóricas

Se consideran herramientas teóricas aquellas 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. A pesar del carácter fuertemente experimental de esta investigación, las herramientas teóricas son fundamentales por su contribución hacia una mejor comprensión del proceso de combustión. En el momento de seleccionar las diferentes herramientas teóricas a utilizar es esencial considerar tanto la información de entrada necesaria, como la adecuación entre la información de salida de dicha herramienta y los objetivos del estudio. Así pues, las herramientas teóricas empleadas en este trabajo se describen en esta sección.

En primer lugar, en la subsección 3.3.1 se describe el modelo de diagnóstico de la combustión utilizado para analizar el proceso de combustión. A continuación, se describe el modelo empleado para estimar la temperatura adiabática de llama durante el proceso de combustión, subsección 3.3.2. Finalmente, para estudiar las condiciones locales que se dan durante los procesos de mezcla y combustión, se ha utilizado un modelo de dinámica de fluidos computacional que se describe en la subsección 3.3.3.

#### 3.3.1. 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 (FQL) y su derivada (dFQL) 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 de encendido por compresión) 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 con 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 [31–33]. Las hipótesis generales de partida sobre las cuales se ha desarrollado este modelo se describen a continuación, junto con una breve discusión sobre su validez:

- 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.
- 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.
- 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 [34], 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 FQL son relativamente pequeñas, si bien pueden ser relevantes si se utilizan los resultados para predecir la formación de emisiones 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 (3.2) en intervalos de cálculo determinados por la resolución angular de la medida instantánea de presión.

$$\Delta FQL = m_{cil} \cdot \Delta u_{cil} + \Delta Q_w + p \cdot \Delta V - (\bar{h}_{f,iny} - u_{f,g}) \cdot \Delta m_{f,evap} + R_{cil} \cdot T_{cil} \cdot \Delta m_{bb} \quad (3.2)$$

Donde es posible identificar los diferentes términos energéticos considerados por el modelo de diagnóstico en cada intervalo, los cuales se comentan brevemente a continuación:

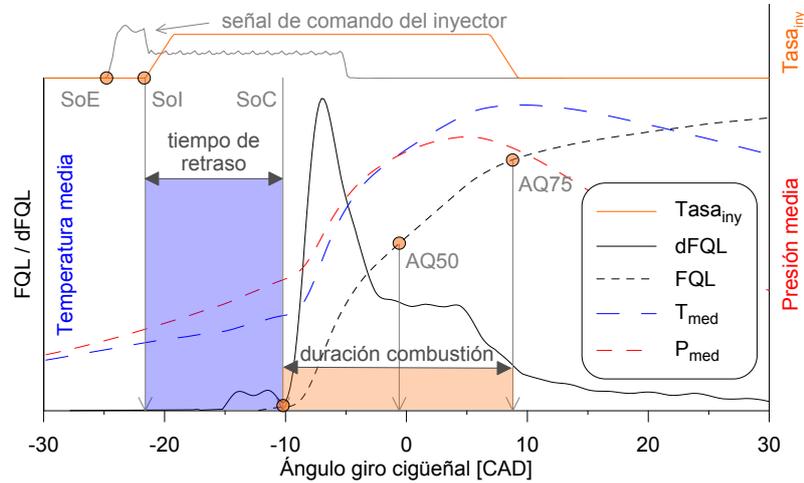
- $\Delta FQL$ . Este término se corresponde con la energía térmica liberada por el combustible asumiendo constante su poder calorífico a lo largo del proceso de combustión.
- $m_{cil} \cdot \Delta u_{cil}$ . Esta es la variación de energía interna sensible experimentada por el gas encerrado en el volumen de control, que como se detalla en el trabajo de Lapuerta *et al.* [32] 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.
- $\Delta Q_w$ . 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 [35] sobre la que se han introducido una serie de mejoras recogidas en el trabajo de Payri *et al.* [36]. Para el cálculo de las temperaturas de las diferentes paredes se utiliza un modelo de transmisión de calor de tipo nodal [37, 38].
- $p \cdot \Delta V$ . 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.

- $(\bar{h}_{f,iny} - u_{f,g}) \cdot \Delta m_{f,evap}$ . Se puede demostrar que este término incluye todas las consideraciones energéticas asociadas al proceso de inyección de combustible [39]. 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.

Algunos de los resultados más importantes que se obtienen tras el procesado de los ensayos mediante el modelo CALMEC se pueden observar en la figura 3.9. Como variables instantáneas, en dicha figura se muestra la FQL, derivada o dFQL, la temperatura media en cámara, la presión media en cámara y la tasa de inyección simulada. Por otra parte, también se calculan una serie de parámetros de inyección-combustión que tienen un carácter promedio en lugar de instantáneo, como son el inicio de combustión, el tiempo de retraso o la duración de la combustión, entre otros. A continuación se detallan aquellos que se han empleado en el presente trabajo, por adecuarse al análisis del proceso de combustión objeto de estudio.

- Inicio de inyección (SoI)<sup>4</sup>. Definido como el instante en el que comienza la inyección, basado en los resultados de la tasa simulada, la cual tiene en cuenta el tiempo de retraso eléctrico e hidráulico del inyector (como se puede apreciar en la figura 3.9).
- Inicio de combustión (SoC). Definido como el inicio de la etapa combustión de alta temperatura.
- Tiempo de retraso. Definido como el tiempo transcurrido desde el inicio de la inyección Diesel (SoI) hasta el inicio de la combustión (SoC).
- AQ50. Ángulo del ciclo en el que se ha liberado el 50 % de la energía total transformada durante el proceso de combustión, referido al punto muerto superior de ciclo cerrado.

<sup>4</sup>En esta monografía se emplea el acrónimo SoI haciendo referencia tanto al inicio de señal de comando del inyector (SoE) como al inicio de inyección de la tasa simulada (SoI), por claridad.



**Figura 3.9.** Definición de parámetros característicos del proceso de combustión, obtenidos mediante CALMEC.

- AQ75. Ángulo del ciclo en el que se ha liberado el 75% de la energía total transformada durante el proceso de combustión, referido al punto muerto superior de ciclo cerrado.
- Duración de la combustión. Definido como el tiempo transcurrido desde el inicio de la combustión (SoC) hasta el AQ75.

### 3.3.2. Estimación de la temperatura adiabática de llama

Como se ha descrito en la subsección anterior, el modelo de diagnóstico CALMEC se basa en la hipótesis de la existencia de una única zona, lo que implica asumir temperatura uniforme en el interior de la cámara de combustión. Sin embargo, los mecanismos fisicoquímicos relevantes en los procesos de formación de contaminantes se caracterizan por su carácter local [1]. En este sentido, cuando el objetivo del estudio incluye el análisis de la formación de contaminantes es necesario estimar una temperatura instantánea representativa de la temperatura local máxima durante el proceso de combustión. Como la temperatura instantánea calculada por el modelo CALMEC es representativa de la temperatura media del volumen de control durante el ciclo cerrado, se considera adecuado utilizar como estimador

la temperatura adiabática de llama ( $T_{ad}$ ). A continuación se describen las hipótesis asumidas para su cálculo.

- 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. Esta hipótesis permite plantear un balance de entalpías entre reactivos y productos como el propuesto en la ecuación (3.3).

$$H_{reac}(T_{sq}) = H_{prod}(T_{ad}) \quad (3.3)$$

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.

- 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. Esta condición es discutible para aquellos procesos de combustión que se desarrollan en condiciones premezcladas, donde existe un gradiente 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.
- 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 (3.4).

$$\begin{aligned} H_{reac}(T_{sq}) &= \sum_{i=1}^k N_i \cdot \bar{h}_i(T_{sq}) \\ H_{prod}(T_{ad}) &= \sum_{j=1}^m N_j \cdot \bar{h}_j(T_{ad}) \end{aligned} \quad (3.4)$$

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 (3.5).

$$\begin{aligned}\bar{h}_i(T_{sq}) &= \bar{h}_{i,form}^o + \int_{T=298}^{T=T_{sq}} \bar{c}_{p,i}(T) \cdot dT \\ \bar{h}_j(T_f) &= \bar{h}_{j,form}^o + \int_{T=298}^{T=T_{ad}} \bar{c}_{p,j}(T) \cdot dT\end{aligned}\quad (3.5)$$

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.

- El combustible de sustitución utilizado es el n-dodecano. Debido al elevado número de componentes químicos presentes en los combustibles Diesel y gasolina, generalmente se utilizan hidrocarburos puros de cadena media-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 de los combustibles empleados, sobretodo al Diesel.
- 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 [40]. 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.

### 3.3.3. Modelo de dinámica de fluidos computacional

Pese a la cantidad y calidad de información obtenida a partir de las herramientas previamente descritas, éstas resultan insuficientes para conseguir los objetivos planteados en esta tesis doctoral.

En respuesta a esta necesidad aparecen dos opciones, el empleo de técnicas ópticas y el empleo de herramientas de cálculo fluidodinámico. La primera opción no es viable ya que, por un lado, el motor no está preparado para ser equipado con el material necesario para aplicar las técnicas ópticas que permitan la medida de condiciones locales; y por otro lado, las condiciones de operación seleccionadas para los diferentes estudios planteados (especialmente la carga) no son compatibles con las técnicas de adquisición de imágenes con cámaras rápidas. Con respecto a la segunda opción planteada, en la actualidad existen diferentes herramientas de cálculo fluidodinámico que permiten describir espacial y temporalmente desde la estructura del chorro Diesel hasta el proceso de combustión completo, varias de las cuales están disponibles en el Departamento de Máquinas y Motores Térmicos de la Universitat Politècnica de València.

Considerando dichos aspectos, para conocer las condiciones locales que permitan caracterizar el proceso de combustión premezclada controlada por la reactividad del combustible (RCCI), se ha seleccionado un modelo de cálculo fluidodinámico computacional tridimensional (modelo 3D-CFD). De entre los códigos disponibles, se ha seleccionado CONVERGE, de la firma *Convergent Science*, fundamentalmente porque este modelo incorpora el modelo de combustión de química detallada SAGE, que es el adecuado para simular la operación del proceso de combustión RCCI.

Puesto que la descripción con suficiente nivel de detalle del modelo de cálculo 3D-CFD se puede extender demasiado, y dado que esta herramienta representa un complemento de vital importancia en el presente trabajo, en esta subsección se realiza una breve introducción a CONVERGE y se invita al lector interesado en profundizar acerca de dicho código a consultar la literatura [41]. No obstante, sí que se describe con detalle la metodología de modelado, desde las hipótesis simplificadoras asumidas hasta la inicialización del cálculo, destacando los submodelos empleados. Por último, también se incluyen los estudios realizados para la puesta a punto del modelo.

### 3.3.3.1. El código de cálculo CFD CONVERGE

La dinámica de fluidos computacional es la rama de la mecánica de fluidos que se encarga de la resolución de las ecuaciones que describen el movimiento de un fluido mediante de métodos numéricos.

Dichas ecuaciones son las denominadas ecuaciones de Navier-Stokes, no lineales, de derivadas parciales y que sólo pueden ser resueltas de forma analítica bajo simplificaciones aplicables a casos muy concretos. Sin embargo, con la escalada de la potencia de cálculo y el aumento de la capacidad iterativa de los ordenadores, una solución aproximada puede ser obtenida en un tiempo razonable utilizando métodos numéricos. Estos métodos discretizan el espacio en pequeños volúmenes de control (formando una malla) donde se resuelven las ecuaciones, a partir del estado inicial del fluido y una serie de condiciones de contorno.

Como se ha comentado previamente, el código comercial escogido es CONVERGE, de *Convergent Science* [42]. Esta herramienta computacional permite la generación de la malla durante la ejecución, de modo que se adapta a la economía computacional en lugar de a la geometría. Destacar la función *embedding*, que permite refinar la malla en aquellas zonas que requieran mayor precisión del cálculo, manteniendo una malla de mayor tamaño para el resto, con lo que se mejora la eficiencia computacional. No menos importante es la función de refinado adaptativo de la malla (AMR), que permite refinar automáticamente la malla en base a variaciones locales de determinadas variables, como temperatura o velocidad, para simular fenómenos complejos sin el coste computacional de una malla refinada en su totalidad. También del lado de la economía computacional, CONVERGE resuelve el acoplamiento de velocidad y presión, al abordar las ecuaciones que gobiernan la dinámica de fluidos, mediante el algoritmo PISO<sup>5</sup> modificado de Issa [43].

Además, a diferencia de otros códigos de cálculo CFD que incorporaron módulos para el estudio de MCIA con posterioridad a su concepción, CONVERGE ha sido diseñado con todos los submodelos y herramientas necesarias para modelar motores. Por tanto, cuenta con las técnicas de resolución numérica y submodelos actualizados de turbulencia, spray, combustión, transmisión de calor y cavitación, validados para su aplicación en casos referidos a motores de combustión interna.

Merece especial atención el modelo general de combustión, llamado SAGE [42]. Se trata de un conjunto de reacciones elementales que describen detalladamente una reacción química general, el cual, convenientemente

---

<sup>5</sup> Acrónimo, adoptado del inglés, Pressure Implicit with Splitting of Operation.

adaptado, permite modelar la combustión de diferentes combustibles. A través de este mecanismo, el *solver* SAGE calcula las tasas de reacción para cada reacción elemental mientras se resuelven mediante CFD las ecuaciones de transporte. Asimismo, CONVERGE resuelve las ecuaciones de conservación de la masa y la energía en cada paso temporal, actualizando la temperatura de la celda una vez los cálculos de la química detallada han convergido.

Por tanto, se puede concluir que CONVERGE dispone de todos los submodelos necesarios para simular una combustión parcialmente premezclada de encendido por compresión, por lo que es una herramienta adecuada para el modelado del proceso de combustión objeto de estudio.

### 3.3.3.2. Consideraciones sobre la metodología de modelado

Tras la breve descripción del código de cálculo CFD, en este apartado se apuntan las consideraciones más importantes de la metodología de modelado adoptada. Se detallan las hipótesis simplificadoras asumidas, la topología de la malla, los submodelos empleados, las condiciones de cálculo, de contorno, la inicialización y los parámetros de inyección.

#### Hipótesis simplificadoras asumidas

Con el fin de simplificar el planteamiento y la resolución del problema, se han establecido tres hipótesis fundamentales:

- Malla de tipo sector con contornos cíclicos. Con el fin de reducir el coste computacional, el dominio de cálculo correspondiente a toda la cámara de combustión se reduce a la fracción del mismo asociada a un solo orificio del inyector, es decir, a un sector de  $40^\circ$  de acuerdo con los 9 orificios de la tobera de inyección. Calculando este único sector e imponiendo unas condiciones de contorno cíclicas a ambos lados del mismo, el tiempo de cálculo se reduce de manera considerable conservando una precisión elevada [44, 45].
- Cálculo en ciclo cerrado. El cálculo se limita al intervalo de tiempo en el que las válvulas permanecen cerradas (ciclo cerrado). Esto permite evitar el modelado de los procesos de admisión y escape, cuya evaluación en términos de condiciones locales en el cilindro no es de interés para el este trabajo.
- Gasolina totalmente evaporada. Se asume que la gasolina se encuentra totalmente evaporada y homogéneamente mezclada con el aire en el

momento en el que se inicia el cálculo. Se trata de una hipótesis verosímil debido a la alta volatilidad del combustible.

### Topología de la malla

La geometría de la malla se ha definido de acuerdo con las dimensiones del motor monocilíndrico de investigación empleado en la parte experimental del trabajo (diámetro, carrera, ángulo del sector, *squish*<sup>6</sup>, relación de compresión y los perfiles de pistón y culata).

Para generar la malla se ha empleado un tamaño de celda base de 1.6 mm, aplicando un refinado adaptativo durante todo el ciclo cerrado en velocidad, temperatura y especies representativas de la gasolina y del combustible Diesel, con dos niveles de refinamiento. Adicionalmente, se ha realizado un *embedding* en la zona del chorro, también con dos grados de refinamiento, desde el comienzo de la inyección hasta la apertura de la válvula de escape; y *embeddings* en la culata y pistón con un único grado de refinamiento, desde un punto cercano al inicio de la combustión (-20 CAD aTDC) hasta la apertura de la válvula de escape. El número de celdas se ha limitado a un máximo de 250000.

En la figura 3.10 se muestra el dominio computacional, seccionado por un plano radial definido de acuerdo con el eje principal del chorro, el cual muestra el aspecto de la malla en dos instantes cercanos al PMS, cuyas diferencias remarcan las bondades del *embedding* y del refinamiento automático de la malla (AMR).

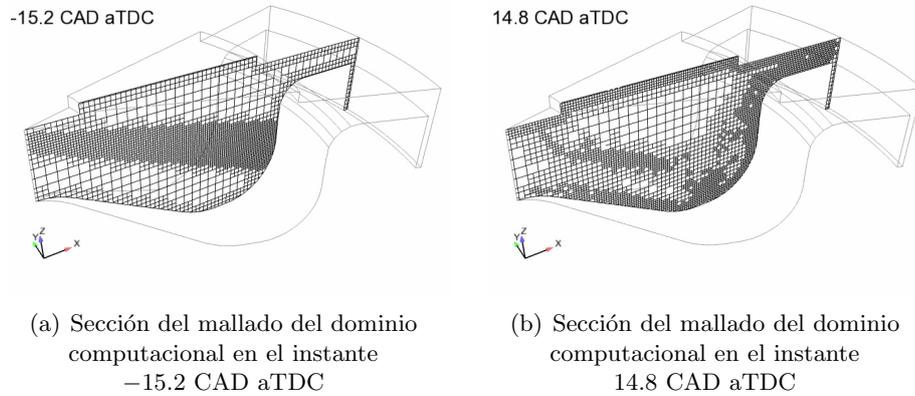
En la figura 3.10 se puede observar que la culata no es plana, debido a que se ha añadido un volumen adicional que simula el hueco existente hasta el segmento de fuego, detalle geométrico no resuelto inicialmente. En este sentido es importante remarcar que, para simular la entrada y salida de masa a través de los segmentos se emplea un modelo de *blow-by*.

### Submodelos empleados

Para el modelado del chorro diesel se ha recurrido a un modelo de fase discreta [46]. Las propiedades físicas del diesel vienen definidas por la especie *diesel2* que ofrece el código CONVERGE. La atomización del chorro se aproxima a través de un modelo KH-RT [47], con una distribución aleatoria de las *parcels* en un cono sólido, una dispersión turbulenta de las gotas según el modelo de O'Rourke [48] y un modelo de evaporación de gota de Frossling [49].

---

<sup>6</sup>Altura libre desde el pistón a la culata.



**Figura 3.10.** Diferentes refinamientos de malla obtenidos mediante el AMR de *CONVERGE*.

La interacción de las gotas con las paredes ha sido abordada a través de un modelo de película [50].

La turbulencia ha sido modelada mediante un enfoque RANS, empleando un modelo RNG  $k - \epsilon$  [51]. Para incluir la influencia de la transmisión de calor a las paredes se ha activado el modelo con funciones de pared de Han y Reitz [52].

El modelo de combustión empleado aborda el cálculo a través de la química detallada, mediante el solver SAGE. Para reducir el coste computacional se ha activado el modelo multizona, el cual agrupa las celdas que tienen un estado termodinámico similar para resolverlas conjuntamente [53]. Se utilizando como variables la temperatura y el dosado, agrupando las celdas en intervalos de 5  $K$  y 0.01, respectivamente.

Para resolver la química detallada se ha empleado un mecanismo PRF, que se emplea como combustible de sustitución, de forma que modela la gasolina como isoctano y el combustible Diesel como n-heptano [54]. Este mecanismo, basado en el de Ra y Reitz [55], consta de 45 especies y 142 reacciones.

### Inicialización de los cálculos

Para la inicialización de los cálculos es necesario establecer las condiciones de contorno del dominio computacional, definir las condiciones de cálculo, determinar las condiciones iniciales de la carga y proponer la estrategia de inyección.

En relación con las condiciones de contorno, es importante remarcar que la malla creada está delimitada por cinco contornos, cada uno de los cuales tiene un tipo definido. Concretamente, el pistón se ha definido como un contorno del tipo pared con movimiento de traslación; la culata y la camisa del cilindro también se han definido como contornos del tipo pared, pero estacionarios; y las dos caras del sector están definidas como cíclicas, especificando que una cara debe coincidir con la otra, reproduciéndose cada  $40^\circ$  para simular todo el dominio computacional. Las condiciones definidas para el pistón, la culata y la camisa del cilindro se listan en la tabla 3.7.

**Tabla 3.7.** Condiciones de contorno y sus respectivos valores.

Variable	Condición de contorno	Valor
Velocidad	Ley de pared	0
Presión	Neumann	<i>zero gradient</i>
Temperatura	Ley de pared	<sup>7</sup>
Especies	Neumann	<i>zero gradient</i>
Pasivos	Neumann	<i>zero gradient</i>
Energía cinética turbulenta	Neumann	<i>zero gradient</i>
Disipación energía turbulenta	Dirichlet	0

En cuanto a las condiciones de cálculo, se ha definido un paso temporal al inicio de la simulación de  $1e^{-07}$  s, siendo el paso temporal máximo  $1e^{-04}$  s y el mínimo  $1e^{-08}$  s. Por otro lado, el número máximo de iteraciones para resolver las ecuaciones de transporte y de presión se ha definido en 30 y 500, respectivamente. La tolerancia para la convergencia de la presión es de  $1e^{-08}$ , mientras que la correspondiente a velocidad, energía interna específica, densidad, especies, pasivos, energía cinética turbulenta y disipación de la energía turbulenta es de  $1e^{-04}$ . Finalmente, el criterio de convergencia para el algoritmo PISO se ha fijado en 10, siendo su número máximo de iteraciones 9 y el mínimo 2.

Para completar la inicialización, es necesario determinar el estado de la carga al inicio del cálculo (presión, temperatura y fracciones másicas de  $N_2$ ,  $O_2$ ,  $CO_2$ ,  $H_2O$  y  $iC_8H_{18}$ ) en el instante de cierre de las válvulas de admisión (IVC). En este trabajo, dado el carácter de diagnóstico (no predictivo) del modelado fluidodinámico, la inicialización estas variables se basa en los

<sup>7</sup>No se incluye el valor de inicialización de la temperatura porque depende del punto de operación a modelar.

resultados provenientes de ensayos experimentales y su posterior procesado con la herramienta CALMEC.

Puesto que se asume que la gasolina está totalmente evaporada y mezclada con el aire en el instante del IVC, y como su fracción másica se define con la inicialización de la carga, tan sólo falta introducir la tasa de inyección de combustible Diesel. Partiendo de las características del sistema de inyección directa que equipa el motor monocilíndrico de investigación empleado en este trabajo, dicho sistema se ha modelado asignando al sector un inyector de un solo orificio. Así pues, la tasa de inyección directa que se introduce en la puesta a punto del modelo es la simulada por la herramienta CALMEC, pero particularizada a un sólo orificio.

### 3.3.3.3. Puesta a punto del modelo

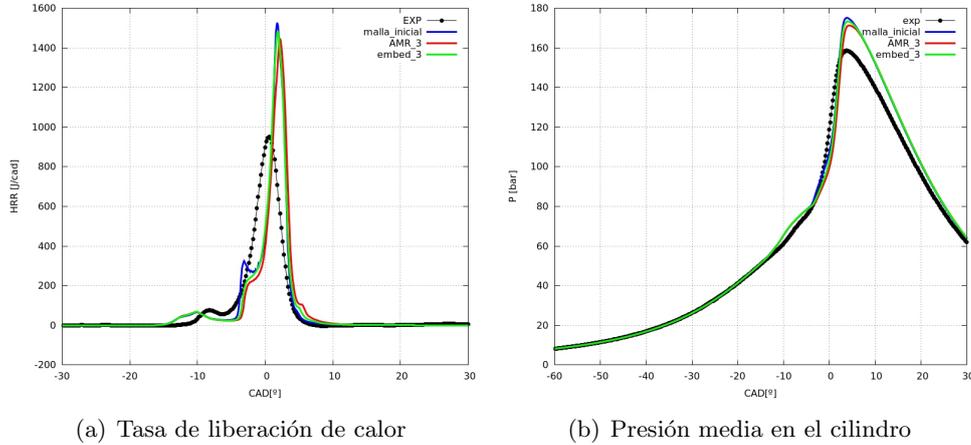
En este apartado se analiza la influencia de diferentes aspectos en términos de rapidez y precisión del cálculo, con el fin de optimizar el proceso de modelado. Estos aspectos abarcan el tamaño de la malla, el mecanismo de reacción, la aplicación de un modelo multizona para el cálculo de la combustión y la aplicación del modelo de *blow-by*.

#### Influencia del tamaño de malla

Con el fin de comprobar si la malla inicial de 1.6 mm de tamaño de celda, con 2 niveles de refinado adaptativo y *embedding* en la zona del chorro, ofrece un buen compromiso entre precisión y coste computacional, se han evaluado otras dos configuraciones en distintos puntos de operación. Dichas configuraciones mantienen el tamaño base de celda, aumentando el nivel de escalado (reduciendo el tamaño de celda hasta 0.2 mm) a través de hasta 3 niveles de refinado adaptativo o *embedding*.

En la figura 3.11 se muestran los resultados obtenidos para las distintas configuraciones de malla, en condiciones de media carga y altamente premezclada.

Los resultados obtenidos dejan entrever que la malla propuesta inicialmente ofrece una precisión aceptable. No obstante, mientras que con 3 niveles de *embedding* los resultados son muy similares a los obtenidos con la malla inicial, en ciertas condiciones de operación, el uso de 3 niveles de refinado adaptativo presenta diferencias remarcables. Éstas se pueden atribuir a una simulación de la formación de la mezcla más precisa, que conlleva cierto incremento del tiempo de retraso al autoencendido y un ligero descenso en el nivel de presión máxima en la cámara de combustión.



**Figura 3.11.** Resultados de la comparación entre las distintas configuraciones de malla, para un caso de media carga, altamente premezclada.

Por otra parte, la tabla 3.8 recoge los tiempos de cálculo y los procesadores requeridos para llevar a cabo las simulaciones con las distintas configuraciones de la malla.

**Tabla 3.8.** Tiempos de cálculo y procesadores empleados en el estudio de la influencia del tamaño de malla.

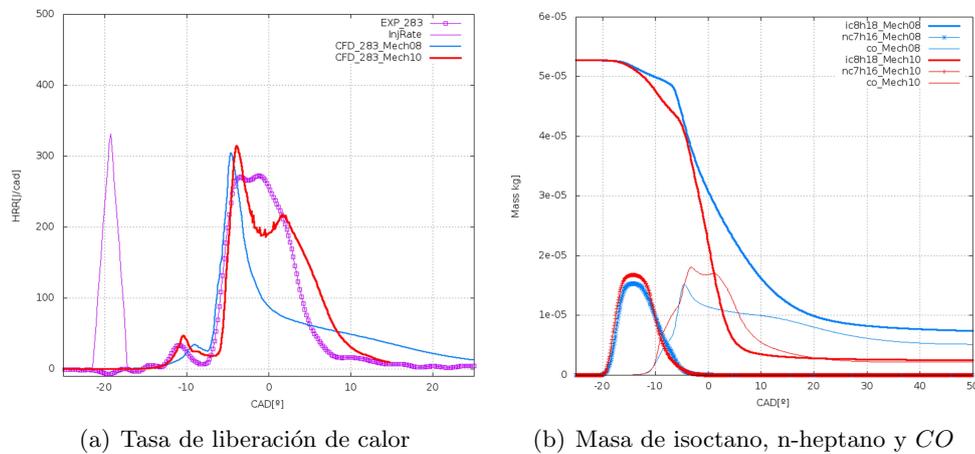
Caso	Malla inicial (h@procesadores)	AMR 3 (h@procesadores)	Embedding 3 (h@procesadores)
A25 PPC	16.5@6	45@8	24@8
A25 HPC	18@6	53.5@4	16.4@8
A50 HPC	13.5@6	56.5@4	20@8
A75 PPC	36@6	75@6	33.5@8
A75 HPC	24@6	36@12	27.5@12

Así pues, se puede concluir en que el aumento de precisión conseguido con las dos mallas alternativas no compensa el sobre coste computacional, especialmente el referido a aplicar 3 niveles de refinado adaptativo. Así pues, se mantendrá la propuesta inicial para el mallado, con 2 niveles de refinado adaptativo y *embedding*.

### Influencia del mecanismo de reacción

Con el objetivo de reproducir el proceso de combustión premezclada controlada por la reactividad del combustible con un coste computacional asumible, se han probado dos versiones distintas del mecanismo de oxidación propuesto por Reitz *et al.* [55].

En la figura 3.12 se muestra un ejemplo de los resultados obtenidos para las distintas versiones del mecanismo ERC, bajo las mismas condiciones de operación.



**Figura 3.12.** Resultados de la comparación entre los distintos mecanismos de reacción, para un caso de baja carga, parcialmente premezclada.

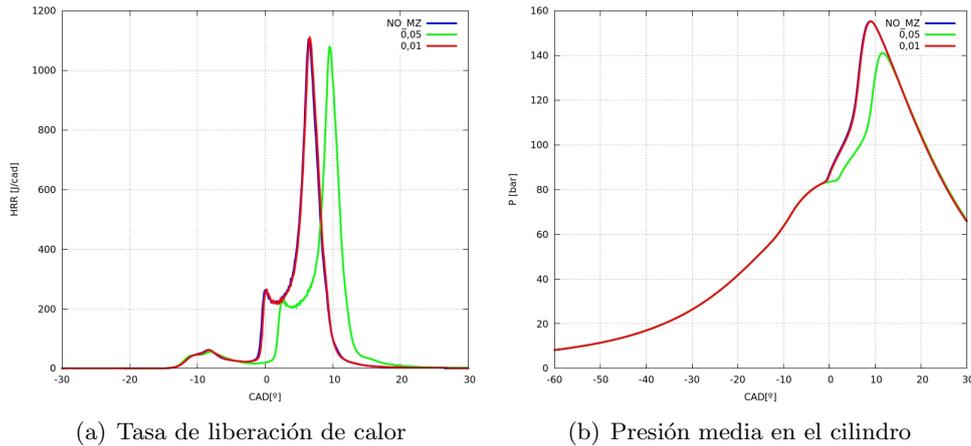
Como se puede apreciar, ambos mecanismos captan el inicio de la combustión y la combustión del n-heptano y el isooctano englobado de una manera parecida. No obstante, el mecanismo actualizado (línea roja) sí es capaz de reproducir la combustión del isooctano tras el inicio de la combustión (tercer pico de la tasa de liberación de calor), mientras que en el mecanismo inicial gran parte de este combustible no se llega a quemar.

### Influencia del modelado multizona de la combustión

Como se ha descrito previamente, el cálculo de la combustión se ha abordado empleando un modelo multizona que agrupa las celdas en intervalos de temperatura y de dosado, con el fin de resolver conjuntamente celdas con un estado termodinámico similar y reducir así el tiempo de cálculo.

En este apartado se ha aplicado el modelo multizona con una discretización de la temperatura de 5 K y dos niveles distintos de discretización del dosado,

0.05 y 0.01, bajo varias condiciones de operación del motor. Los resultados obtenidos para unas condiciones de media carga, altamente premezclada, se muestran en la figura 3.13.



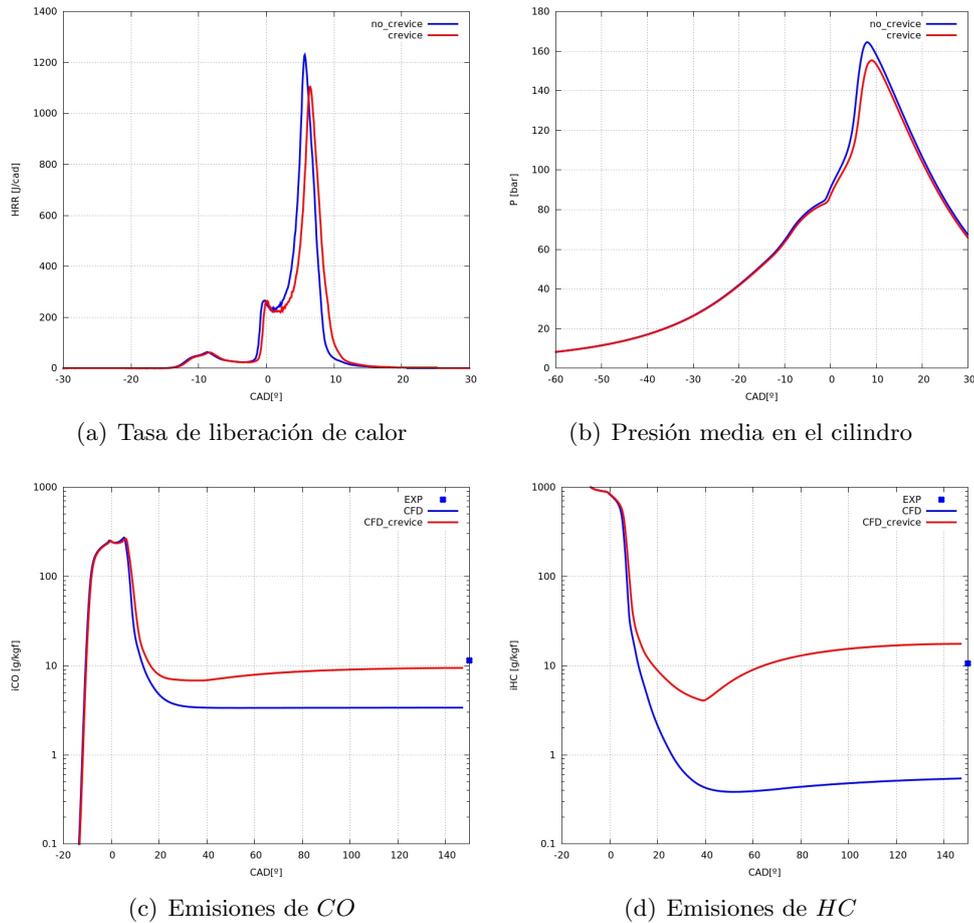
**Figura 3.13.** Resultados de la comparación entre los distintos niveles de discretización del modelo multizona, para el caso de media carga, altamente premezclada.

Los resultados obtenidos denotan que una discretización del dosado de 0.05 no ofrece una precisión del cálculo aceptable, ya que aunque las pre-reacciones de llama de baja temperatura sí que son captadas por el modelo, el autoencendido del n-heptano se retrasa dando lugar a un mal centrado de la combustión. Con una discretización de 0.01 el modelo presenta mejores resultados con un ahorro de tiempo de cálculo sustancial (13.39 frente a 46.81 horas utilizando 6 procesadores, para uno de los casos evaluados). Por tanto, se aplicará el modelo multizona con discretizaciones de 5  $K$  para la temperatura y 0.01 para el dosado.

### Influencia del modelo de *blow-by*

Por el hecho de equipar un sistema de inyección indirecta para implementar la estrategia de combustión premezclada controlada por la reactividad del combustible, parte de la mezcla homogénea aire-gasolina admitida se almacena durante la carrera de compresión en la zona del alojamiento de los segmentos del pistón, hecho que favorece la entrada y salida de masa a través de los segmentos.

Esta fenomenología sugiere el uso de un modelo adecuado de *blow-by*. Para evaluar la importancia del uso de dicho modelo, se ha realizado una comparación bajo diferentes condiciones de operación, con y sin la incorporación del modelo en cuestión. A modo de ejemplo, los resultados obtenidos para unas condiciones de media carga, altamente premezclada, se muestran en la figura 3.14.



**Figura 3.14.** Resultados de la comparación entre el uso del modelo de *blow-by* o no, para un caso de media carga, altamente premezclada.

Todos los casos modelados muestran las mismas tendencias al usar el modelo de *blow-by*. En términos del proceso de combustión, la presión en el cilindro se ve ligeramente reducida y en consecuencia el tiempo de retraso se

incrementa, también ligeramente. No obstante, el mayor efecto se aprecia en la predicción del nivel de emisiones de  $HC$  y, en menor medida, en las de  $CO$ .

En vista de los resultados obtenidos se ha considerado conveniente incluir el uso del modelo de *blow-by* en el modelado.

### 3.4. Síntesis y conclusión

En el presente capítulo se han presentado las herramientas de trabajo que se van a emplear en esta tesis doctoral. Por una parte, se han descrito las herramientas experimentales, haciendo especial hincapié en las particularidades del motor monocilíndrico, en las características de la sala de ensayo y en la precisión de los equipos de medida. Asimismo, se han apuntado ciertas consideraciones sobre la metodología experimental, para conseguir la mayor exactitud durante la realización de los ensayos. Por otra parte, se han descrito las herramientas teóricas, indicado la aplicación a la que se va a destinar cada una de ellas en función de sus características. Se ha incidido especialmente en la metodología de modelado y en la puesta a punto del modelo de dinámica de fluidos computacional tridimensional.

Tras la descripción de estas herramientas, y a partir de la contextualización obtenida en los capítulos 1 y 2, se está ya en condiciones de afrontar el análisis para alcanzar los objetivos del presente trabajo de investigación.

## 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] 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.
- [3] Novella R. *Estudio de la influencia de los ciclos Atkinson y Miller sobre el proceso de combustión y la formación de emisiones contaminantes en un motor Diesel*. Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 2009.
- [4] Payri González Francisco y Desantes José María. *Motores de combustión interna alternativos*. Editorial Reverté, España, 2011.
- [5] 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.
- [6] 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.

- 
- [7] 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.
- [8] Albrecht W., Dohle U., Gombert R., Krauss J., Leonhard R. y Wannewetsch 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.
- [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] “Regulation (EC) No 595/2009 of the European Parliament and of the Council of 18 June 2009 on type-approval of motor vehicles and engines with respect to emissions from heavy duty vehicles (Euro VI) and on access to vehicle repair and maintenance information and amending Regulation (EC) No 715/2007 and Directive 2007/46/EC and repealing Directives 80/1269/EEC, 2005/55/EC and 2005/78/EC”. *Official Journal of the European Union*, Vol. 52 n° L275, pp. 1–14, 2009.
- [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] 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.
- [31] 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.
- [32] 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.
- [33] 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.
- [34] 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.
- [35] Woschni G. “A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engines”. *SAE Paper 670931*, 1967.
- [36] 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.
- [37] Degraeuwe B. *Contribution to the thermal management of DI Diesel engines*. Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 2007.
- [38] 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.
- [39] 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.
- [40] 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.
- [41] *Converge CFD software*. Información técnica disponible en <http://www.convergecf.com>.

- [42] Senecal P.K., Richards K.J., Pomraning E., Yang T., Dai M.Z., McDavid R.M., Patterson M.A., Hou S. y Shethaji T. “A New Parallel Cut-Cell Cartesian CFD Code for Rapid Grid Generation Applied to In-Cylinder Diesel Engine Simulations”. *SAE paper 2007-01-0159*, 2007.
- [43] Issa R.I., Ahmadi-Befrui B, Beshay K.R y Gosman A.D. “Solution of the implicitly discretised reacting flow equations by operator-splitting”. *Journal of Computational Physics*, Vol. 93 n° 2, pp. 388 – 410, 1991.
- [44] Kokjohn Sage L., Hanson Reed M., Splitter Derek A. y Reitz Rolf D. “Experiments and Modeling of Dual-Fuel HCCI and PCCI Combustion Using In-Cylinder Fuel Blending”. *SAE Technical Paper 2009-01-2647*, 11 2009.
- [45] Kokjohn S L, Hanson R M, Splitter D A y Reitz R D. “Fuel reactivity controlled compression ignition (RCCI): a pathway to controlled high-efficiency clean combustion”. *International Journal of Engine Research*, Vol. 12 n° 3, pp. 209–226, 2011.
- [46] Dukowicz John K. “A particle-fluid numerical model for liquid sprays”. *Journal of Computational Physics*, Vol. 35 n° 2, pp. 229 – 253, 1980.
- [47] Reitz Rolf D. y Beale Jennifer C. “Modeling spray atomization with the Kelvin-Helmholtz/Rayleigh-Taylor hybrid model”. *Atomization and Sprays*, Vol. 9 n° 6, pp. 623–650, 1999.
- [48] O’Rourke Peter J. “Statistical properties and numerical implementation of a model for droplet dispersion in a turbulent gas”. *Journal of Computational Physics*, Vol. 83 n° 2, pp. 345 – 360, 1989.
- [49] Amsden A. A., O’Rourke P. J. y Butler T. D. “KIVA-II: A Computer Program for Chemically Reactive Flows with Sprays”. *Los Alamos National Laboratory Report*, Vol. LA-11560-MS n° UC-96, May 1989.
- [50] O’Rourke P. J. y Amsden A. “A Spray/Wall Interaction Submodel for the KIVA-3 Wall Film Model”. *SAE Technical Paper 2000-01-0271*, 03 2000.
- [51] Han Z. y Reitz R D. “Turbulence Modeling of Internal Combustion Engines Using RNG k-epsilon Models”. *Combustion Science and Technology*, Vol. 106 n° 4-6, pp. 267–295, 1995.
- [52] Han Zhiyu y Reitz Rolf D. “A temperature wall function formulation for variable-density turbulent flows with application to engine convective heat transfer modeling”. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 40 n° 3, pp. 613 – 625, 1997.
- [53] Babajimopoulos A, Assanis D N, Flowers D L, Aceves S M y Hessel R P. “A fully coupled computational fluid dynamics and multi-zone model with detailed chemical kinetics for the simulation of premixed charge compression ignition engines”. *International Journal of Engine Research*, Vol. 6 n° 5, pp. 497–512, 2005.
- [54] Ra Youngchul, Yun Jeong Eui y Reitz Rolf D. “Numerical simulation of gasoline-fueled compression ignition combustion with late direct injection”. *International Journal of Vehicle Design*, Vol. 50 n° 1, pp. 3–34, 2009.
- [55] Ra Youngchul y Reitz Rolf D. “A reduced chemical kinetic model for IC engine combustion simulations with primary reference fuels”. *Combustion and Flame*, Vol. 155 n° 4, pp. 713 – 738, 2008.



# Capítulo 4

## Descripción del proceso de combustión premezclada controlada por la reactividad del combustible

### Índice

---

<b>4.1. Introducción</b> .....	<b>106</b>
<b>4.2. Transición de CDC a RCCI</b> .....	<b>107</b>
4.2.1. Metodología general del estudio .....	108
4.2.2. Efecto de la variación del ratio de mezcla entre combustibles sobre el proceso de combustión .....	111
<b>4.3. Descripción fenomenológica de la combustión RCCI</b> .....	<b>117</b>
4.3.1. Metodología general del estudio .....	117
4.3.2. Condiciones parcialmente premezcladas .....	120
4.3.2.1. Análisis del proceso de mezcla .....	122
4.3.2.2. Análisis del proceso de combustión .....	123
4.3.3. Condiciones altamente premezcladas .....	127
4.3.3.1. Análisis del proceso de mezcla .....	127
4.3.3.2. Análisis del proceso de combustión .....	129
<b>4.4. Síntesis y conclusiones</b> .....	<b>133</b>
<b>Bibliografía</b> .....	<b>135</b>

---

## 4.1. Introducción

De la revisión del estado del arte en el ámbito de los motores de encendido por compresión realizada en el capítulo 2, se deduce que en la actualidad las estrategias de combustión premezcladas presentan una serie de beneficios (buen rendimiento indicado, temperaturas en el cilindro lo suficientemente bajas como para evitar los procesos de formación de óxidos de nitrógeno y dosados locales lo suficientemente pobres para evitar la formación de emisiones de hollín) que las hacen muy interesantes para la concepción de nuevos motores que no necesiten del uso extensivo de sistemas de post-tratamiento de las emisiones de escape.

Sin embargo, las estrategias de combustión premezcladas presentan ciertos retos que deben ser resueltos para poder ser implementadas en motores de encendido por compresión. De entre dichos retos, el control del proceso de combustión, en todo el rango de operación del motor, es el principal.

Por un lado, las estrategias basadas en el control de la reactividad del aire (como el uso masivo de EGR, la reducción de la relación de compresión efectiva del motor o la reducción de la temperatura del gas de admisión) consiguen promover tiempos de retraso mayores, pero no son suficientes para resolver el problema del control sobre inicio de la combustión. Por otro lado, las estrategias basadas en el control sobre el proceso de mezcla (como el uso de múltiples inyecciones directas para estratificar la mezcla en la cámara de combustión) consiguen un mayor control sobre las condiciones termodinámicas en las que se realiza la inyección del combustible. De este modo, combinando estas estrategias con las del control de la reactividad del aire se consigue resolver el problema del control sobre el inicio de la combustión, pero persiste el problema de la extensión del rango de funcionamiento del concepto (viable únicamente a baja carga) [1].

Por otra parte, otros trabajos de investigación han profundizado en el uso de combustibles con menor índice de cetano que el Diesel, como por ejemplo la gasolina. En combinación con el control de la reactividad del aire y del proceso de mezcla, esta estrategia consigue mayores tiempos de retraso y posibilita la operación a niveles de carga más elevados que las estrategias anteriores [2]. Sin embargo aparecen problemas de estabilidad del proceso de combustión en el funcionamiento a baja y media carga [3, 4].

Como una posible solución a los mencionados retos, aparece la estrategia de combustión premezclada controlada por la reactividad del combustible (RCCI). Ésta está basada en la inyección de un combustible de alta reactividad sobre una mezcla homogénea de aire, EGR y combustible menos reactivo,

donde el ratio de mezcla entre combustibles es variable gracias al empleo de dos sistemas de inyección independientes. Así pues, mediante la modulación de la reactividad global de la mezcla de combustibles es posible controlar el inicio de combustión de acuerdo con las condiciones de operación del motor [5].

En este contexto, el presente capítulo incluye los resultados del primero de los estudios teórico-experimentales realizados en esta tesis, en el que se va a describir y analizar la fenomenología del proceso de combustión premezclada controlada por la reactividad del combustible.

Para ello, el estudio se divide en dos partes fundamentales. En la primera, se describe la transición desde una combustión Diesel convencional (CDC) a una combustión RCCI, basado en resultados experimentales. El estudio se centra en el efecto que produce la variación del ratio de mezcla de combustibles sobre el proceso de combustión, identificando cómo se ven modificadas las diferentes etapas del mismo. A su vez, este primer estudio contribuye a la selección de las condiciones de operación objeto de estudio en la siguiente sección. En la segunda parte del capítulo se analiza la fenomenología del proceso de combustión RCCI, mediante el uso de modelado 3D-CFD. El uso de esta herramienta permite el análisis de la evolución de distintas especies representativas del proceso de combustión y de las condiciones locales de la mezcla en el cilindro. Dicho análisis se realiza en dos escenarios claramente diferenciados por la estrategia de inyección Diesel: condiciones parcialmente premezcladas y condiciones altamente premezcladas. Así pues, el análisis se centra en dar una descripción temporal y espacial del proceso de combustión, en las condiciones mencionadas. Para cerrar el capítulo, se realiza una breve síntesis del mismo y se detallan las principales conclusiones obtenidas.

De esta forma, en esta primera aproximación al concepto de combustión premezclada controlada por la reactividad del combustible se pretende conseguir una descripción fundamental del mismo, que además sirva como base para el análisis en estudios posteriores.

## **4.2. Transición de combustión Diesel convencional a combustión premezclada controlada por la reactividad del combustible**

Como punto de partida de la investigación, en esta sección el análisis está orientado a obtener una visión general de cómo cambia el proceso de combustión Diesel convencional cuando éste, en una atmósfera de aire, EGR

y gasolina, pasa a ser un proceso de combustión premezclada controlada por la reactividad del combustible.

Para ello, en primer lugar se describe la metodología general del estudio y a continuación se analizan los resultados derivados del mismo.

#### 4.2.1. Metodología general del estudio

El trabajo experimental llevado a cabo en esta sección está basado en un estudio paramétrico realizado en el motor monocilíndrico de investigación descrito en el capítulo 3. En el planteamiento de este estudio se ha considerado conveniente trabajar en condiciones operativas de baja carga, ya que además de ser interesantes desde el punto de vista de la sensibilidad del proceso de combustión a las modificaciones del ratio de mezcla entre combustibles, se trata de un punto de operación poco exigente desde el punto de vista de sollicitaciones mecánicas a la instalación, y por tanto, adecuado para comenzar con el trabajo experimental. Este punto se corresponde con el modo A25 de operación según el ciclo ESC, propuesto por la Unión Europea [6] para la homologación de motores Diesel para el transporte pesado. En este punto el motor entrega un par equivalente al 25 % de su par máximo, a un régimen de giro de 1200 *rpm*.

La tabla 4.1 recoge los valores de referencia que se han mantenido constantes para los principales parámetros relacionados con los procesos de inyección y de renovación de la carga, en esta sección.

Como se puede apreciar en la tabla 4.1, durante la investigación se ha trabajado con una diferencia negativa de 0.2 *bar* entre los valores medios de la presión de escape y de admisión. Estas condiciones reducen el área negativa del lazo de baja presión del diagrama de indicador, lo que conlleva la reducción de las pérdidas por bombeo del motor. De esta manera se pretende compensar la reducción de la eficiencia volumétrica producida por el uso del sistema *camless* (que no permite el cruce de válvulas en el PMS de ciclo abierto para evitar el posible choque entre el pistón y las válvulas), con respecto al motor que equipa el sistema de distribución convencional. La operación del motor bajo estas condiciones es posible gracias a que éste está equipado con un circuito de EGR de baja presión, como se ha detallado en el capítulo 3. Este tipo de sistemas de EGR aportan importantes beneficios para el control de emisiones contaminantes [7], por lo que su uso está en sintonía con la tendencia actual en el desarrollo de motores Diesel para el transporte pesado por carretera.

Por otra parte, las condiciones de la inyección Diesel se han definido para favorecer el centrado de la combustión al llegar a operar en condiciones

**Tabla 4.1.** Condiciones de referencia establecidas para los principales parámetros de operación del estudio de transición de combustión CDC a RCCI.

Relación de compresión geométrica [-]	14.4
Número orificios inyector Diesel [-]	8
Diámetro orificios inyector Diesel [mm]	0.100
Ángulo inclinación entre chorros Diesel [°]	140
Régimen de giro [rpm]	1200
Presión de admisión [bar]	1.35
Presión de escape [bar]	1.15
Temperatura de admisión [°C]	40
Presión de inyección Diesel [bar]	900
Inicio de inyección Diesel [CAD]	-24
Presión de inyección gasolina [bar]	5
Inicio de inyección gasolina [CAD]	385
Apertura válvulas admisión [CAD]	375
Cierre válvulas admisión [CAD]	535
Apertura válvulas escape [CAD]	147
Cierre válvulas admisión [CAD]	347

eminentemente premezcladas. Las condiciones de inyección de gasolina se han definido de modo que el combustible inyectado pueda fluir desde el inyector hasta el interior del cilindro en el periodo de tiempo en que las válvulas de admisión del motor están abiertas, para evitar la acumulación del combustible sobre dichas válvulas y la variabilidad en el proceso de combustión que este fenómeno conlleva. De este modo, la presión de inyección ha sido fijada en 5 bar y el inicio de inyección 10 CAD después de la apertura de las válvulas de admisión.

En cuanto a la configuración del sistema de distribución, por el hecho de emplear un sistema de accionamiento de válvulas totalmente flexible, es necesario establecer unas condiciones de referencia adecuadas. Como muestra la figura 3.2, incluida en el capítulo 3, los instantes de apertura y cierre 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.

Puesto que la relación de compresión efectiva ( $CR_{ef}$ ) se define como la relación entre el volumen del cilindro en el instante en que se cierran las válvulas de admisión y su volumen mínimo durante el ciclo, la propia definición introduce cierta ambigüedad ya que dicho instante de cierre real de las válvulas no es evidente. En consecuencia, es necesario establecer un criterio que permita identificar de forma consistente el ángulo de cierre de las válvulas de admisión en todos los casos. De acuerdo con el trabajo realizado por Novella [8], 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 3.2 se obtiene un valor de  $CR_{ef}$  nominal igual a 14.02 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  $CR_{ef}$  introduciendo las deformaciones mecánicas es ligeramente menor que el valor geométrico de diseño, que para este motor es de 14.4 según los datos que se recogen en el apartado 3.2.1 y que han sido facilitados por el fabricante.

Una vez justificadas las condiciones de inyección y renovación de la carga detalladas en la tabla 4.1 se detalla el resto de condiciones del estudio paramétrico.

Manteniendo constante la masa total de combustible inyectado en 70 mg/cc y la masa total de aire admitida en 54.3 kg/h, el parámetro barrido a lo largo del estudio ha sido el ratio de mezcla entre combustibles (ICFB<sup>1</sup>), definido de acuerdo con la ecuación 4.1. Tal y como se detalla en la tabla 4.2, el ICFB se ha variado desde condiciones de combustión Diesel convencional (ICFB 0) hasta condiciones de baja reactividad global de la mezcla de combustibles (ICFB 90)<sup>2</sup>. Esta metodología de ensayo permite evaluar de manera aislada el efecto de la variable objeto de estudio sobre el proceso de combustión.

$$ICFB = 100 \cdot \frac{m_{gasolina}}{m_{Diesel} + m_{gasolina}} \quad (4.1)$$

Durante todo el estudio, la metodología para la realización de los ensayos en el motor sigue las consideraciones sobre la metodología experimental apuntadas en la sección 3.2 del capítulo 3 y el análisis de resultados se basa

<sup>1</sup>Del inglés *In-Cylinder Fuel Blending*, denota el porcentaje de masa de gasolina presente en la mezcla de combustibles.

<sup>2</sup>El caso ICFB 100 no pudo ser medido experimentalmente debido a la aparición de fenómenos no autoencendido.

**Tabla 4.2.** Variables del estudio paramétrico de efecto del ICFB sobre el proceso de combustión.

$\dot{m}_{aire}$ [kg/h]	$YO_{2,IVC}$ [%]	$\dot{m}_{comb.t}$ [mg/ciclo]	ICFB [%]	$\dot{m}_{diesel}$ [mg/ciclo]	$\dot{m}_{gasolina}$ [mg/ciclo]
54.3	15.5	70	0	70	0
54.3	15.5	70	25	52.5	17.5
54.3	15.5	70	50	35	35
54.3	15.5	70	65	24.5	45.5
54.3	15.5	70	70	21	49
54.3	15.5	70	75	17.5	52.5
54.3	15.5	70	80	14	56
54.3	15.5	70	85	10.5	59.5
54.3	15.5	70	90	7	63

en los obtenidos con la herramienta de diagnóstico de la combustión, descrita en la sección 3.3 del capítulo 3.

#### 4.2.2. Efecto de la variación del ratio de mezcla entre combustibles sobre el proceso de combustión

Este estudio tiene por objetivo fundamental determinar cómo influye sobre el proceso de combustión Diesel la variación de la reactividad global del combustible inyectado. Para ello, en esta subsección se han seleccionado aquellos parámetros que mejor describen cómo afecta la variación del ICFB al proceso de combustión, en términos de posición en el ciclo del motor, prestaciones y emisiones.

La figura 4.1 está compuesta por dos bloques de figuras. En la parte superior, 4.1(a), se muestran las evoluciones instantáneas de la temperatura y de la presión medias en el interior del cilindro, además de las tasas de liberación de calor y sus correspondientes tasas de inyección del combustible Diesel. En la parte inferior, 4.1(b), se muestran las variables medias representativas de la posición del proceso de combustión en el ciclo del motor. Se ha seleccionado el tiempo de retraso, ya que éste está relacionado directamente con la evolución de la fase de combustión en premezcla. El AQ50 porque es un parámetro indicador del centrado de la combustión. Y la duración del proceso

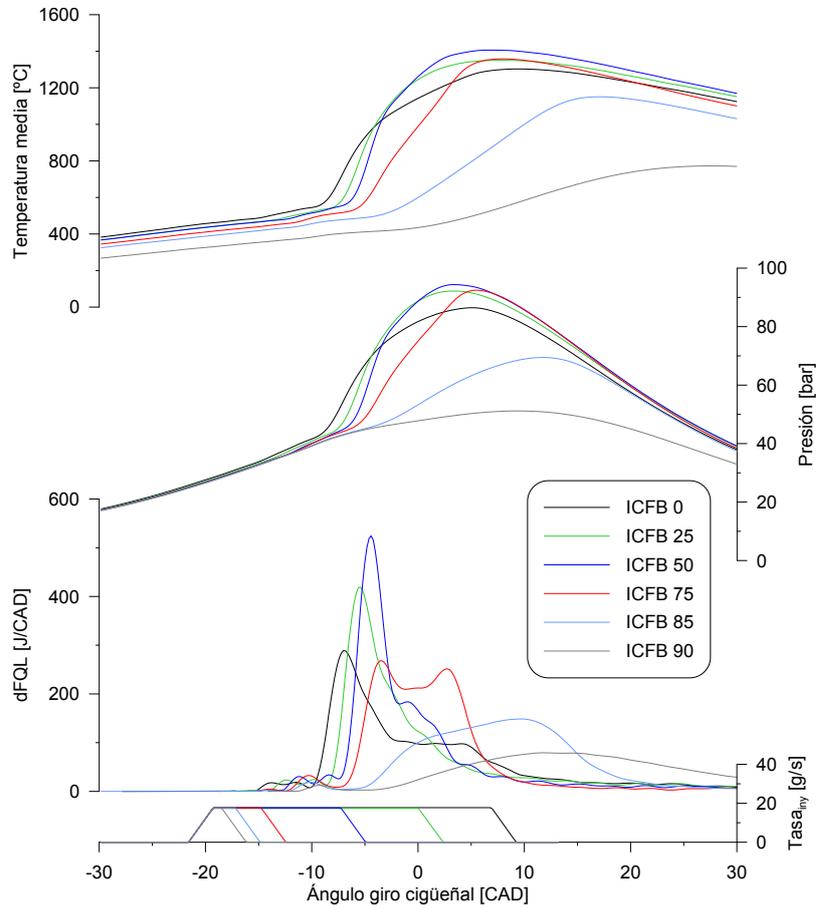
de liberación de calor de alta temperatura, definida como se detalla en la subsección 3.3.1.

Por otra parte, la figura 4.2 muestra dos variables medias representativas de las prestaciones del proceso de combustión (la presión media indicada (PMI), que es un parámetro representativo del trabajo obtenido en el ciclo de motor; y el consumo indicado de combustible, que es representativo de la conversión de energía química en trabajo). En esta figura también se incluye la covarianza de la PMI, estadístico que es representativo de la estabilidad del proceso de combustión.

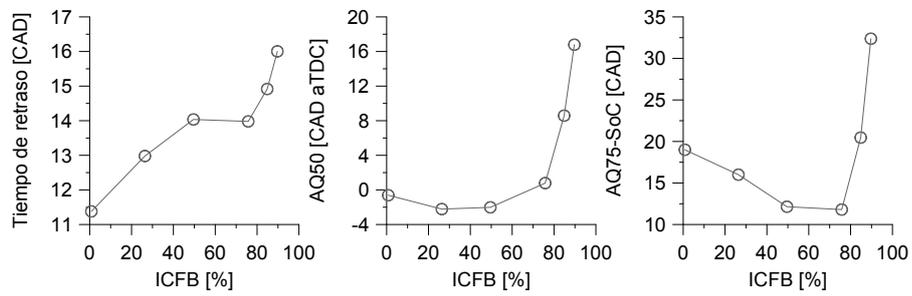
Además, como última parte del análisis de este estudio paramétrico, la figura 4.3 incluye los resultados obtenidos mediante la variación del ICFB en términos de las principales emisiones contaminantes reguladas ( $NO_x$ , hollín,  $HC$  y  $CO$ ). Es importante mencionar que aunque no es objeto de este estudio preliminar el análisis de los procesos de formación y oxidación de emisiones contaminantes, (que será abordado con mayor detalle en el capítulo 5), éstas han sido incluidas en el estudio por ser una consecuencia directa de gran importancia de la modificación del proceso de combustión.

Para determinar cómo influye sobre el proceso de combustión la variación de la reactividad global del combustible, se empieza por describir el caso Diesel convencional mostrado en la figura 4.1(a). Analizando la evolución temporal de la  $dFQL$  se pueden distinguir claramente las diferentes fases del proceso de combustión. El retraso al autoencendido, durante el cual el chorro Diesel sufre los procesos de atomización y englobamiento de aire, y además se producen reacciones químicas poco exotérmicas como preparación del autoencendido. La fase de combustión premezclada, donde se autoenciende el combustible mezclado con el aire durante la fase anterior. La fase de combustión por difusión, controlada por la cantidad de movimiento que introduce el chorro en la cámara, donde la ley de liberación de calor depende fundamentalmente de la tasa de mezcla entre combustible y aire. Y por último, la fase de combustión tardía, desde el cese de la inyección hasta el final de la combustión, donde el fenómeno de oxidación está controlado por la turbulencia que queda en la cámara de combustión [9].

Una vez analizado el proceso de combustión Diesel convencional (ICFB 0) obtenido en las condiciones de este estudio, se realiza el análisis de cómo éste se ve modificado por la variación del ratio de mezcla entre combustibles, que resulta en la reducción del nivel de reactividad global de la mezcla de combustibles. El aumento del ICFB, por el hecho de trabajar a masa total de combustible inyectado constante, requiere mayores cantidades de gasolina a la vez que tasas de inyección Diesel más cortas. De acuerdo con

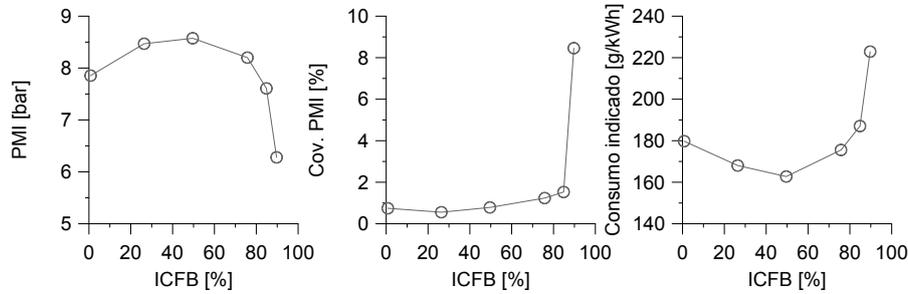


(a) Variables instantáneas del proceso de combustión

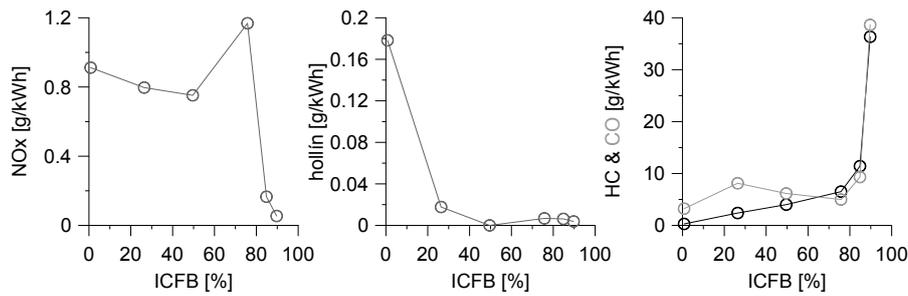


(b) Variables de posición de la combustión en función del ICFB

**Figura 4.1.** Efecto del ICFB sobre el proceso de combustión.



*Figura 4.2. Prestaciones de la combustión en función del ICFB.*



*Figura 4.3. Emisiones de la combustión en función del ICFB.*

el comportamiento de la combustión, este análisis se realiza en dos bloques diferenciados por el nivel de ICFB.

#### De ICFB 0 a ICFB 50:

En estas condiciones, al aumentar el ICFB, por una parte la vaporización de la gasolina en el conducto de admisión consigue una ligera reducción de la temperatura del gas de admisión, como se puede apreciar en la figura 4.1(a). Por otra parte, el chorro Diesel engloba aire y combustible poco reactivo. La combinación de ambos procesos conlleva tiempos de retraso mayores. Por tanto, existe más tiempo para mezclar una mayor cantidad de combustible que queme en la fase premezclada, tal y como muestra la evolución de la  $dFQL$  al incrementar el ICFB hasta el 50% en la figura 4.1(a). Como consecuencia,

la fase de combustión por difusión controlada por el chorro Diesel tiende a desaparecer y queda la combustión tardía.

Este cambio en el comportamiento de la combustión conlleva procesos de menor duración, con un ligero adelanto del centrado de la combustión (de PMS hacia la carrera de compresión), como se muestra en la figura 4.1(b). De acuerdo con ello, se consigue incrementar la PMI y en consecuencia reducir el consumo indicado de combustible, como se puede apreciar en la figura 4.2. En términos de emisiones contaminantes, además de una ligera reducción en las emisiones de  $NO_x$  y el incremento de  $HC$  y  $CO$ , la consecuencia más importante de este cambio en el proceso de combustión es la reducción del nivel de emisiones de hollín, como se muestra en la figura 4.3.

#### **De ICFB 50 a ICFB 90:**

En esta parte del análisis, al aumentar el ICFB, prácticamente todos los casos tienen en común que la tasa de inyección Diesel finaliza antes de que tenga lugar el autoencendido, por lo que la fase de combustión por difusión controlada por el chorro Diesel no existe. A diferencia de los niveles de ICFB evaluados previamente, en estos casos la menor reactividad global del combustible y la menor temperatura media del gas en la cámara contribuyen más a ralentizar la liberación de calor en el autoencendido que a alargar los tiempos de retraso. Además, a medida que aumenta el ICFB, la reducción de la duración de la tasa de inyección Diesel limita la cantidad de gasolina que el chorro puede englobar, por lo que el pico inicial de la dFQL correspondiente a la fase de combustión premezclada se reduce. Como se puede apreciar en la evolución de las dFQL de la figura 4.1(a), a medida que se incrementa el ICFB la tasa de liberación de energía en la fase de combustión tardía aumenta.

Es importante destacar que esta fase de la combustión está fuertemente condicionada por el aumento de temperatura y presión obtenidos de la fase previa, (además de por el dosado y la estratificación de la reactividad, como se verá en la sección 4.3). De hecho, como se muestra en la figura 4.1(a), bajo las condiciones de menor reactividad global del combustible (ICFB 85, ICFB 90), la primera fase de la combustión consigue un débil incremento de presión y temperatura debido a la reducida energía aportada por la combustión premezclada. De ahí que el proceso de combustión se vea empeorado, hasta el punto de no conseguir el autoencendido en el caso ICFB 100.

De acuerdo con el comportamiento de la combustión descrito, para el rango comprendido entre ICFB 50 e ICFB 75 la combustión tiende a desplazarse hacia la carrera de expansión, manteniendo prácticamente constante su

duración. En este rango de ICFB, la PMI se ve ligeramente reducida, por lo que el consumo indicado aumenta en consecuencia.

En términos de emisiones, aparece un incremento de las emisiones de  $NO_x$  y  $HC$ , mientras que hollín y  $CO$  permanecen prácticamente constantes. Estos resultados se ven claramente modificados para niveles de ICFB superiores a 75. En estos casos, el tiempo de retraso y la duración de la combustión se incrementan, por lo que el centrado de la combustión pasa a estar muy retrasado en el ciclo (de PMS hacia la carrera de expansión). Ésto se ve reflejado en la figura 4.1(b) en un brusco descenso de la PMI y un fuerte aumento del consumo indicado. Asimismo, se puede observar cómo la covarianza de la PMI para el caso ICFB 90 es del orden de 9%, lo que pone de manifiesto la dispersión cíclica por problemas de autoencendido derivados del uso de reactividades globales de combustible excesivamente bajas. En términos de emisiones, el empeoramiento del proceso de combustión se ve reflejado en un gran incremento de los niveles de  $HC$  y  $CO$ , además de unos niveles muy bajos de  $NO_x$  y hollín.

A modo de conclusión, a continuación se resumen las principales aportaciones e hipótesis derivadas del análisis efectuado, al pasar de un proceso de combustión Diesel convencional a un proceso de combustión premezclada controlada por la reactividad del combustible.

- El tiempo de retraso aumenta debido a la existencia de condiciones menos reactivas en la cámara (menor temperatura media del gas y menor reactividad global de la mezcla de combustibles, principalmente).
- A lo largo del estudio realizado, la fase de combustión premezclada sigue existiendo, la fase de combustión por difusión desaparece y la fase de combustión tardía se convierte en una segunda fase importante en la liberación de calor.
- En condiciones de combustión RCCI, la fase premezclada es la primera liberación de calor de alta temperatura.
  - En esta fase se quema la mayor parte del combustible Diesel inyectado junto con la masa de gasolina que el chorro es capaz de englobar.
  - Al incrementar el ICFB, esta fase crece por la mayor cantidad de gasolina que puede englobar el chorro Diesel, siempre y cuando el instante final de la inyección sea igual o posterior al inicio de la combustión. En caso contrario, esta fase se ve reducida básicamente

por la menor energía aportada por el combustible Diesel (la masa Diesel inyectada es cada vez menor).

- En las condiciones de combustión RCCI estudiadas, se dan dos fases de liberación de calor de alta temperatura.
  - En la segunda fase se quema el combustible Diesel que no ha quemado en la primera y la mayor parte de la gasolina inyectada.
  - Esta fase depende fuertemente de las condiciones termodinámicas generadas por la fase de combustión premezclada.

### 4.3. Descripción fenomenológica del proceso de combustión premezclada controlada por la reactividad del combustible

En la sección anterior se ha llevado a cabo un estudio del cual se ha obtenido una visión general de cómo se ve afectado el proceso de combustión por la variación de la reactividad global del combustible inyectado. Sin embargo, dicho estudio experimental no permite obtener una descripción detallada del concepto de combustión premezclada controlada por la reactividad del combustible. Por tanto, partiendo del conocimiento generado en la primera aproximación a la estrategia de combustión RCCI, en esta sección se aborda el estudio de la fenomenología de este proceso de combustión mediante el uso del modelado 3D-CFD. De este modo se pretende contrastar las hipótesis establecidas en el estudio previo y conseguir una descripción de los fenómenos fundamentales que intervienen en este proceso de combustión.

#### 4.3.1. Metodología general del estudio

En el trabajo llevado a cabo por Benajes *et al.* [10], se muestran resultados experimentales del proceso de combustión RCCI apoyados por su correspondiente análisis mediante el código de cálculo CFD unidimensional DICOM [11, 12]. Esta metodología de trabajo permite obtener una descripción detallada del proceso de mezcla, pero resulta insuficiente para alcanzar los objetivos propuestos en el presente capítulo. Por tanto, en esta sección el análisis se realiza mediante el código de cálculo 3D-CFD *Converge*, descrito en el capítulo 3. Resulta conveniente recordar que como especies representativas de la química de los combustibles Diesel y gasolina se han seleccionado n-heptano e isoctano, respectivamente [13]; y que esta herramienta permite

calcular en cualquier instante y punto del volumen de cálculo evaluado, las condiciones locales existentes.

Las condiciones de operación objeto de estudio han sido seleccionadas en base a los resultados obtenidos del estudio llevado a cabo en la sección anterior. Como se ha detallado previamente, desde el punto de vista de las prestaciones, se deduce que el nivel de ICFB más adecuado debe estar entre 25 y 75 (alta PMI, con baja covarianza y bajo consumo indicado de combustible); mientras, desde el punto de vista de las emisiones contaminantes, en el rango de ICFB desde 50 hasta 90 se obtienen los menores niveles de hollín, pero de ICFB 75 a ICFB 90 los niveles de emisiones de *HC* y *CO* son demasiado elevados. Por tanto, el rango de ICFB 50 a ICFB 75 aparece como el rango de operación que resulta de interés para un análisis más detallado. Dentro de este rango de interés, analizando la evolución de la tasa de liberación de calor, se ha comprobado que a mayor ICFB el pico de combustión premezclada se ve suavizado y la segunda fase de combustión gana en importancia. De este modo, en el caso ICFB 75 se ha conseguido una combustión en la que la fase premezclada tiene un peso aproximadamente igual al de la segunda fase. Por todo ello, las condiciones correspondientes a ICFB 75 resultan las más interesantes para el análisis fenomenológico del proceso de combustión premezclada controlada por la reactividad del combustible.

En el caso seleccionado, el 75 % de la masa de combustible inyectado es gasolina y el 25 % restante es combustible Diesel, inyectado mediante una estrategia de inyección simple, cuyo inicio se da en  $-24 \text{ CAD aTDC}$ . A lo largo del documento, este tipo de estrategia se va a denominar combustión parcialmente premezclada (PPC). Sin embargo, en la literatura existen investigaciones sobre la combustión RCCI, como la llevada a cabo por Hanson *et al.* [14], en las que se trabaja sobre el control de la reactividad del combustible empleando estrategias de inyección Diesel dobles. En el mencionado trabajo se apunta que de este modo se consiguen buenos resultados en términos de emisiones de  $\text{NO}_x$  y hollín, a la vez que alta eficiencia térmica. Este tipo de estrategias se van a denominar estrategias de combustión altamente premezcladas (HPC).

Por tanto, la descripción fenomenológica del proceso de combustión RCCI se va a llevar a cabo para dos escenarios claramente diferenciados por la estrategia de inyección Diesel: PPC y HPC. Más detalles de ambos casos se incluyen en la tabla 4.3.

La metodología seguida en esta sección tiene como primer paso la validación de los resultados del caso modelado frente a medidas experimentales

**Tabla 4.3.** Condiciones de los casos modelados para la descripción fenomenológica del proceso de combustión RCCI.

Estrategia	PPC	HPC
Régimen de giro [ <i>rpm</i> ]	1200	1200
Presión de admisión [ <i>bar</i> ]	1.35	1.35
Presión de escape [ <i>bar</i> ]	1.15	1.15
Temperatura de admisión [ $^{\circ}$ C]	40	40
Concentración de oxígeno en admisión [%]	15.5	15.5
Presión de inyección Diesel [ <i>bar</i> ]	1000	700
Inicio de inyección Diesel [ <i>CAD</i> ]	-24	-60 / -35
Reparto de masas Diesel [%]	-	60 / 40
Presión de inyección gasolina [ <i>bar</i> ]	5	5
Inicio de inyección gasolina [ <i>CAD</i> ]	385	385

en condiciones análogas. Para ello, se comparan la evolución de la temperatura y de la presión medias en el cilindro, y de la tasa de liberación de calor.

A continuación, se lleva a cabo un estudio del proceso de mezcla, ya que éste es el que condiciona las diferencias en los resultados obtenidos entre los procesos de combustión estudiados en la presente sección. Este estudio se centra en el análisis espacio-temporal de imágenes del sector de la cámara de combustión modelado, seccionado por planos definidos por los ejes del chorro Diesel, en distintos instantes de tiempo representativos del proceso de mezcla.

Las variables seleccionadas han sido el n-heptano, el dosado y el ratio de mezcla entre combustibles (ICFB). El n-heptano ha sido seleccionado por ser representativo del combustible Diesel y para ver a qué regiones del cilindro va dirigido el chorro en función del instante de inicio de la inyección. El dosado ha sido seleccionado porque permite analizar cómo se mezclan ambos combustibles y condiciona fuertemente al proceso de combustión. El ICFB ha sido seleccionado como indicador de la reactividad derivada de la mezcla de combustibles, siendo ICFB 0 el equivalente a n-heptano puro, es decir, las condiciones más reactivas, e ICFB 100 el equivalente a isooctano puro, las condiciones menos reactivas.

Es necesario remarcar que esta variable ha sido definida como muestra la ecuación 4.2. De acuerdo con esta definición, el ICFB está condicionado por la desaparición de las especies n-heptano e isooctano. A modo de ejemplo, con la rotura de cadenas de carbono del n-heptano previas a la reacción de

combustión las zonas de alta reactividad siguen presentes en la cámara, sin embargo, el parámetro ICFB denota lo contrario ya que no tiene en cuenta la reactividad de especies intermedias, como se podrá apreciar más adelante (en las subfiguras 4.6(g) y 4.6(i)). Por tanto, su estudio en condiciones locales únicamente será válido antes de que comience el craqueo de las moléculas de n-heptano y/o isooctano.

$$ICFB = 100 \cdot \frac{Y_{iC_8H_{18}}}{Y_{iC_8H_{18}} + Y_{nC_7H_{16}}} \quad (4.2)$$

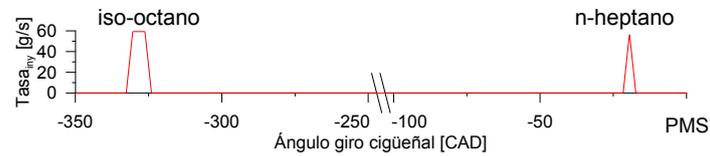
Una vez analizado el proceso de mezcla, se realiza el análisis del proceso de combustión. En primer lugar se estudia la evolución temporal de las especies representativas del proceso de combustión (isooctano, n-heptano, formaldehído y radicales  $-OH$ ) en relación con la evolución de la temperatura y la tasa de liberación de calor. Las especies n-heptano e isooctano han sido seleccionadas por ser representativas de la química de los combustibles Diesel y gasolina, respectivamente. El formaldehído ( $CH_2O$ ) ha sido seleccionado por tratarse de un compuesto intermedio que aparece únicamente en la fase de autoencendido a baja temperatura, y cuya concentración desaparece una vez comienza la fase de alta temperatura [15, 16]. En cuanto al radical  $-OH$ , se ha seleccionado porque aparece en procesos de combustión en condiciones de alta temperatura, por lo que es un buen marcador para identificar la reacción de alta temperatura [17, 18].

Y por último, se analiza la evolución espacio-temporal de acuerdo con las distribuciones de la temperatura, del dosado y del isooctano en la cámara de combustión, ya que estas variables permiten describir el proceso de combustión. Para ello, como en el estudio del proceso de mezcla, han sido generadas secuencias de imágenes del sector de la cámara de combustión modelado, seccionado por planos definidos por los ejes del chorro Diesel, en distintos instantes de tiempo representativos del proceso de combustión.

### 4.3.2. Condiciones parcialmente premezcladas

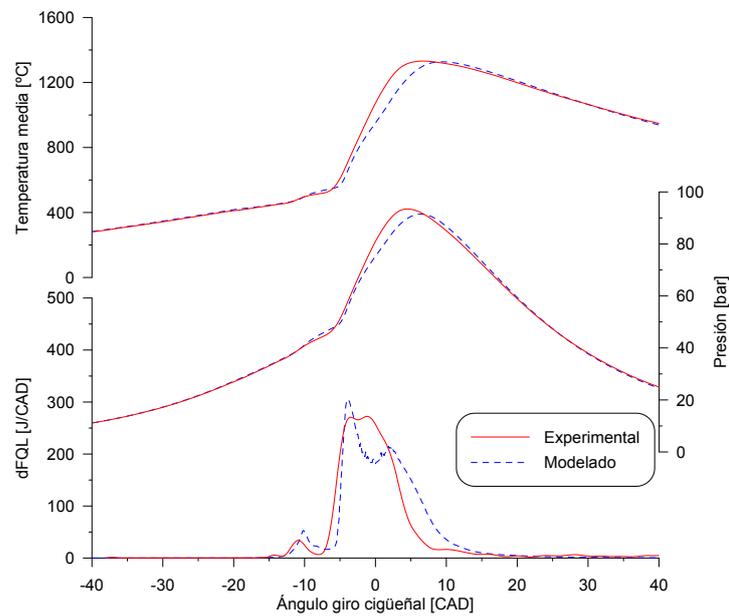
En la presente subsección se analiza el modo de combustión RCCI en condiciones parcialmente premezcladas, las cuales se consiguen mediante la inyección indirecta de gasolina y una estrategia de inyección simple del combustible Diesel, cuyo inicio se da en  $-24 CAD aTDC$ . En la figura 4.4 se puede observar un esquema de la estrategia de inyección implementada.

En la figura 4.5 se comparan los resultados del caso modelado frente a los medidos experimentalmente, en términos de evolución de temperatura y



**Figura 4.4.** Esquema de la estrategia de inyección. Condiciones parcialmente premezcladas.

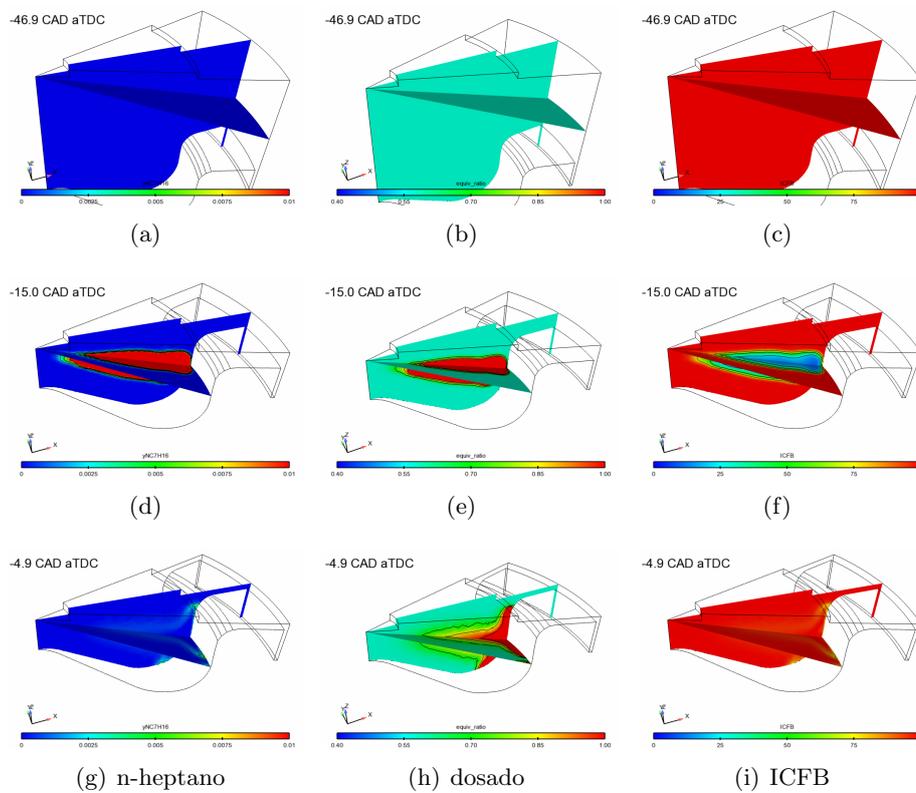
presión media en cámara, y tasa de liberación de calor. Aunque la simulación predice un tiempo de retraso y una duración de la combustión ligeramente superiores a los obtenidos en el experimento, se puede concluir que los modelos consiguen capturar con un nivel de precisión aceptable las características de la combustión en condiciones parcialmente premezcladas.



**Figura 4.5.** Validación del caso modelado en condiciones parcialmente premezcladas, frente a su homólogo medido experimentalmente.

#### 4.3.2.1. Análisis del proceso de mezcla

En el caso objeto de estudio, el 75 % de la masa total de combustible inyectado es isoctano, el cual es admitido en el cilindro mezclado de forma homogénea con aire y EGR. Como se puede apreciar en las imágenes 4.6(a), 4.6(b) y 4.6(c), correspondientes a  $-47 \text{ CAD aTDC}$ , la inyección de n-heptano no ha comenzado y el isoctano está presente por toda la cámara con un dosado del 0.51, dando lugar a una atmósfera de baja reactividad.



**Figura 4.6.** Secuencia de imágenes de distribución de n-heptano (izquierda), dosado (centro) e ICFB (derecha), en condiciones parcialmente premezcladas.

En la imagen 4.6(d), correspondiente al siguiente instante del proceso de mezcla representado en dicha figura,  $-15 \text{ CAD aTDC}$ , se puede apreciar cómo la inyección de n-heptano va dirigida al interior del *bowl*<sup>3</sup>. Además, ésta

<sup>3</sup>Término adoptado del inglés, para hacer referencia a la cámara de combustión labrada en el pistón, característica de los motores de encendido por compresión.

genera una diferencia de reactividad en la cámara que, como se puede observar comparando las figuras 4.6(e) y 4.6(f), está directamente relacionada con la distribución de dosado. Es decir, dado que la mezcla homogénea del isooctano tiene baja reactividad y su nivel de dosado es constante, el enriquecimiento del dosado local es debido a la mezcla de dicha fase homogénea con n-heptano; por tanto, teniendo en cuenta que el n-heptano es el combustible de alta reactividad, las zonas de dosados más ricos se corresponden con las zonas donde la mezcla de combustibles es más reactiva (por lo que se pueden prever niveles de ICFB más bajos).

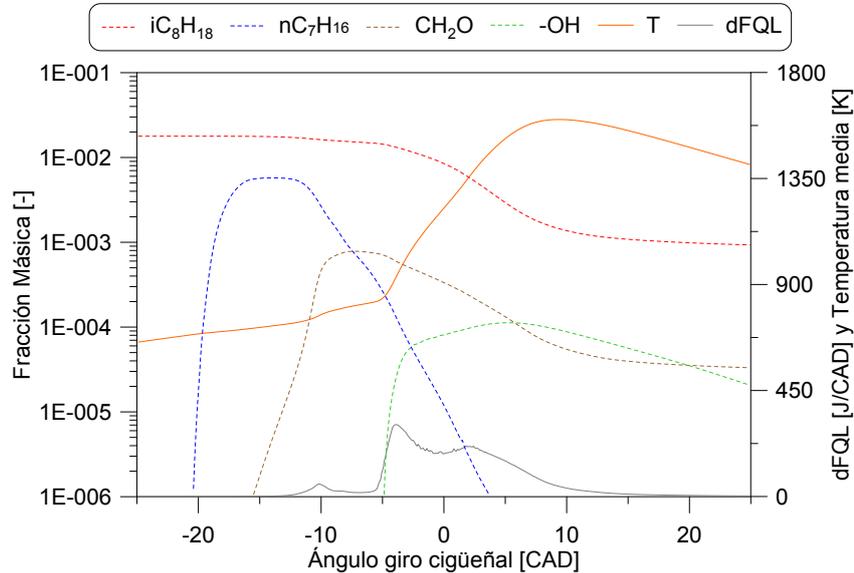
Para terminar con el análisis del proceso de mezcla, en el instante del inicio de la etapa de combustión de alta temperatura ( $-5 \text{ CAD aTDC}$ ), la figura 4.6(h) muestra que tras el tiempo de retraso entre el inicio de inyección y el inicio de combustión, el dosado local se estratifica espacialmente en la cámara de combustión. Como se ha apuntado previamente, la reactividad de la mezcla entre combustibles tiene el mismo comportamiento.

#### 4.3.2.2. Análisis del proceso de combustión

La figura 4.7 muestra la evolución instantánea de la liberación de calor, de la temperatura y de las fracciones másicas de las especies representativas del proceso de combustión descritas previamente. De forma complementaria, la figura 4.8 muestra imágenes de distribuciones de temperatura (izquierda), fracción másica de n-heptano (centro) e isooctano (derecha), en distintos instantes representativos del proceso de combustión.

Como se puede apreciar en la figura 4.7, la  $dFQL$  presenta tres picos bien diferenciadas. En primer lugar aparece un pequeño pico de liberación de calor, iniciado con la formación de formaldehído. Este compuesto intermedio aparece como consecuencia de la rotura de las cadenas de las moléculas de n-heptano. Como se ha apuntado previamente, este fenómeno es indicativo de procesos de liberación de calor de baja temperatura. A lo largo de esta etapa la fracción másica de n-heptano se va reduciendo, mientras que la de isooctano permanece constante al nivel existente al cierre de las válvulas de admisión.

Tras esta primera etapa de liberación de calor, en torno a  $-5 \text{ CAD aTDC}$  aparece la acumulación del radical  $-OH$  y se empieza a consumir formaldehído, por lo que se trata del inicio de la etapa de liberación de calor de alta temperatura. En estas condiciones, la  $dFQL$  muestra dos picos, los cuales se corresponden con dos fases distintas de la etapa de alta temperatura. De acuerdo con la figura 4.7, en la primera fase, se consume la mayor parte de n-heptano y una pequeña parte de isooctano. Se trata de un pico abrupto y



**Figura 4.7.** Evolución de las especies clave, representativas de la fenomenología del proceso de combustión, en condiciones parcialmente premezcladas.

de corta duración, (en comparación con la segunda fase). Esta fenomenología se corresponde con una combustión premezclada, donde quema el n-heptano junto con el isoctano y el aire que ha sido englobado durante el tiempo de retraso.

Como consecuencia, se produce un rápido incremento de la temperatura y de la presión media en la cámara que conlleva la aceleración de las reacciones de oxidación del isoctano. De este modo comienza una segunda fase de la etapa de liberación de calor de alta temperatura, que aparece como un segundo pico en la dFQL, más suave y de mayor duración que el previamente descrito. Esta fenomenología se corresponde con la propagación de la combustión que, como concluyen Kokjohn *et al.* [19, 20], se da por la combinación de la aparición secuencial de múltiples núcleos de autoencendido y la propagación de frentes de llama. En ella se consume la mayor parte de isoctano y el n-heptano que no se ha consumido en la fase anterior. Este resultado confirma la hipótesis realizada en la subsección 4.2.2, en relación con el combustible quemado en cada fase de la etapa de combustión de alta temperatura.

De acuerdo con la evolución de las distribuciones de temperatura, dosado e isoctano incluidas en la figura 4.8, en la etapa de liberación de calor de

alta temperatura el autoencendido se produce en las zonas de la cámara de combustión radialmente más alejadas al centro. A continuación, la combustión se propaga de acuerdo con la estratificación de la reactividad existente, es decir, desde las zonas dónde la concentración de combustible Diesel es mayor hacia las zonas con menor reactividad.

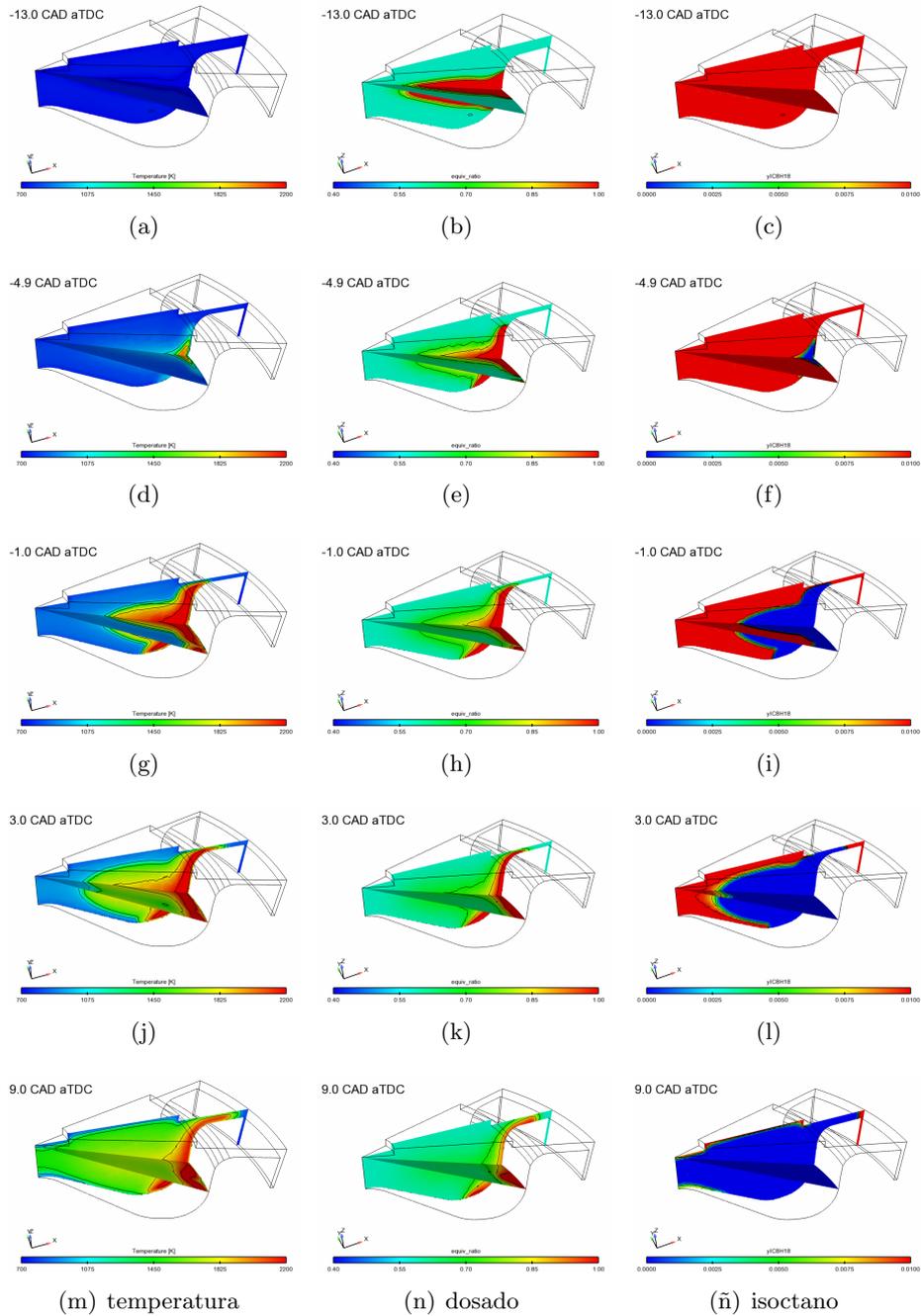
Como se puede observar en la subfigura 4.8(ñ), en las zonas más frías del cilindro (tanto en el *squish*<sup>4</sup> como en el huelgo radial existente entre el pistón y la camisa del cilindro) al final de la combustión queda isoctano sin quemar. La admisión de la mezcla homogénea de aire, EGR e isoctano hace que, en la parte final del proceso de compresión, este combustible esté presente en todo el volumen del cilindro. La combinación de baja reactividad del combustible, con las temperaturas localmente bajas por estar próximo a componentes del motor refrigerados es la causa por la que la combustión no llega a propagarse hasta las denominadas zonas frías, fenómeno conocido en relación con el estudio de las emisiones de hidrocarburos sin quemar en motores de encendido provocado [21].

A modo de conclusión, a continuación se detallan las principales aportaciones del análisis llevado a cabo mediante modelado CFD, en condiciones parcialmente premezcladas:

- El proceso de combustión RCCI, en condiciones parcialmente premezcladas, muestra una etapa de liberación de calor asociada a combustión de baja temperatura y otra de alta temperatura. En la etapa de alta temperatura se distinguen dos fases. En primer lugar una fase de combustión premezclada, donde se autoenciende la mayor parte de n-heptano junto con el isoctano englobado. Como consecuencia, se produce un aumento de la presión y temperatura en cámara que inicia la segunda fase. Se trata de la propagación de la combustión a través de múltiples núcleos de autoencendido.
- El empleo de un único evento de inyección Diesel, relativamente próximo al PMS, conlleva que durante el tiempo existente entre el inicio de inyección y el inicio de combustión, el dosado y la reactividad se estratifiquen a través de la cámara de combustión.
- Especialmente la combustión progresa de acuerdo con la estratificación de la reactividad, de las zonas más a las menos reactivas; es decir, desde

---

<sup>4</sup>Término adoptado del inglés que define al movimiento del flujo en la dirección radial del cilindro, empleado para hacer referencia al volumen que queda entre la superficie del pistón y la culata.



**Figura 4.8.** Secuencia de imágenes de temperatura (izquierda), dosado (centro) e isoctano (derecha), en condiciones parcialmente premezcladas.

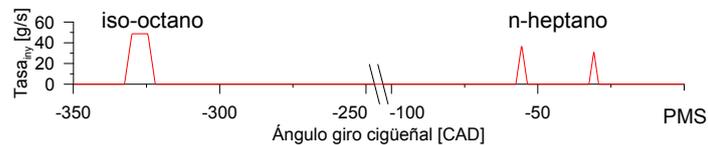
el extremo del chorro Diesel va creciendo hacia el centro de la cámara de combustión y finalmente se propaga a las zonas externas al chorro.

- La mezcla presente en las denominadas zonas frías no es quemada debido a que se encuentra fuera de los límites de inflamabilidad, ya que la baja reactividad del combustible requiere de temperaturas más elevadas que las existentes en dichas zonas para su autoencendido.

### 4.3.3. Condiciones altamente premezcladas

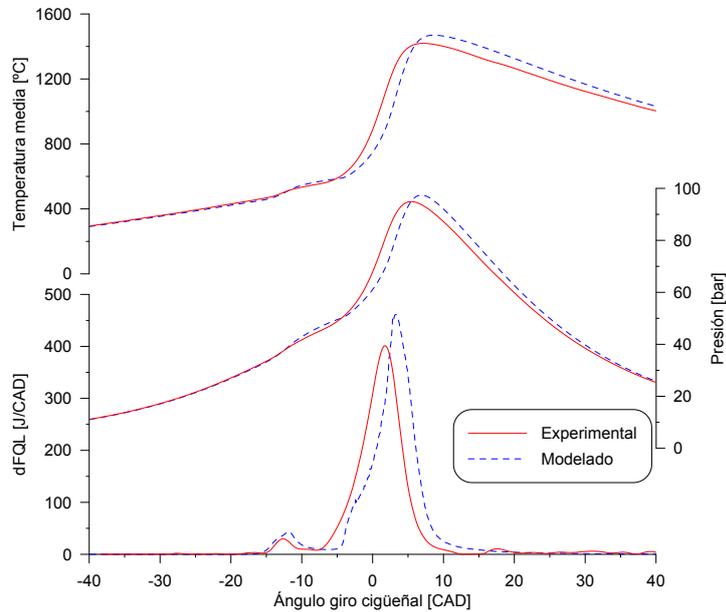
En esta subsección se analiza el modo de combustión RCCI en condiciones altamente premezcladas, haciendo énfasis en las principales diferencias con respecto al proceso parcialmente premezclado (descrito en la subsección 4.3.2).

Las condiciones altamente premezcladas se consiguen mediante la inyección indirecta de gasolina y una estrategia de inyección doble del combustible Diesel, con sus inicios fijados en  $-60$  y  $-35$  CAD *aTDC*. En la figura 4.9 se puede observar un esquema de esta estrategia de inyección implementada.



**Figura 4.9.** Esquema de la estrategia de inyección. Condiciones altamente premezcladas.

En la figura 4.10 se comparan los resultados del caso modelado frente a los medidos experimentalmente, en términos de evolución de temperatura y presión media en cámara, y tasa de liberación de calor. Aunque la simulación predice un tiempo de retraso ligeramente superior al obtenido en el experimento, resulta en una duración de la combustión similar a la experimental, con una ligera sobrepredicción del máximo alcanzado por la dFQL. Se puede concluir que los modelos consiguen capturar con precisión las características de la combustión en condiciones altamente premezcladas.



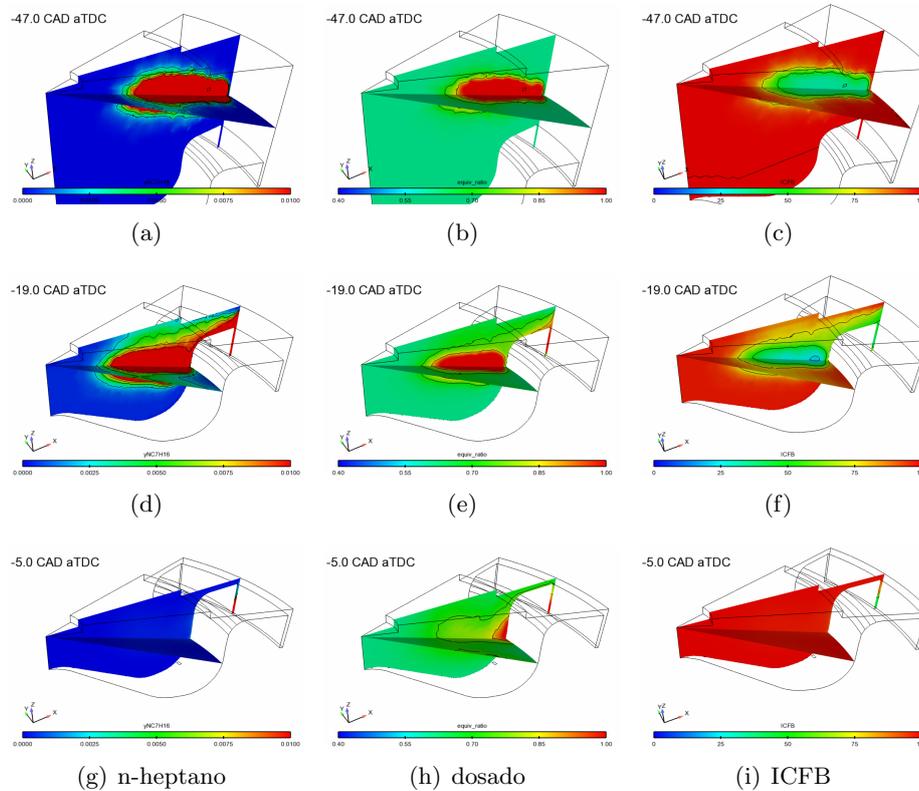
**Figura 4.10.** Validación del caso modelado en condiciones altamente premezcladas, frente a su homólogo medido experimentalmente.

#### 4.3.3.1. Análisis del proceso de mezcla

Puesto que ambos casos estudiados en esta sección tienen el mismo ICFB global, como se ha descrito en el apartado 4.3.2.1 el 75 % de la masa total de combustible inyectado es isoctano, el cual, antes del inicio de la inyección de n-heptano, está presente de forma homogénea por todo el volumen del cilindro.

En las imágenes 4.11(a), 4.11(b) y 4.11(c), correspondientes a  $-47 CAD aTDC$ , se puede apreciar cómo el primer evento de inyección de n-heptano va dirigido a la región del *squish* y el huelgo radial existente entre el pistón y la camisa del cilindro, incrementado así la reactividad de la mezcla de combustibles existente en dichas zonas.

Analizando el proceso en un instante posterior de la carrera de compresión, concretamente en  $-19 CAD aTDC$ , se puede apreciar que la reactividad de la mezcla de combustibles en las mencionadas zonas frías es mucho mayor que en el instante análogo correspondiente a la estrategia parcialmente premezclada. Además, en las mismas imágenes (4.11(d), 4.11(e) y 4.11(f)), se muestra



**Figura 4.11.** Secuencia de imágenes distribución de *n*-heptano (izquierda), dosado (centro) e ICFB (derecha), en condiciones altamente premezcladas.

cómo el segundo evento de inyección de *n*-heptano queda mayoritariamente confinado en el *bowl*, extendiendo la diferencia de reactividad en la cámara desde las zonas frías hacia el centro de la cámara de combustión.

Finalmente, en el instante correspondiente al inicio de la etapa de combustión de alta temperatura, se puede apreciar cómo los largos tiempos de retraso asociados a esta estrategia de inyección resultan en una menor estratificación de la mezcla. Es decir, comparando las figuras 4.11(h) y 4.6(h) se pueden identificar menores zonas de dosados localmente ricos, pero con el umbral inferior de dosado en el resto de zonas más rico para la estrategia altamente premezclada. Como se ha indicado en el apartado 4.3.2.1, la distribución de la reactividad de la mezcla es análoga a la distribución del dosado: menores zonas muy reactivas, situadas junto a la pared del *bowl*,

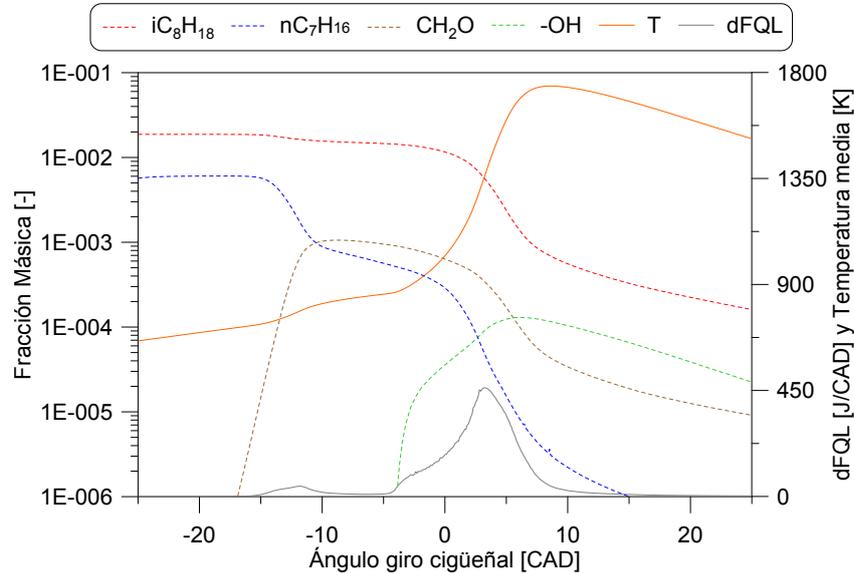
y mayor reactividad en el resto de zonas (siempre en comparación con las condiciones parcialmente premezcladas).

#### 4.3.3.2. Análisis del proceso de combustión

Siguiendo la metodología descrita en la subsección 4.3.1, la figura 4.12 describe la evolución temporal del proceso de combustión y la figura 4.13 contiene secuencias de imágenes que ilustran la evolución espacial de dicho proceso. En base a dichas figuras, a continuación se realiza el análisis del proceso de combustión en condiciones altamente premezcladas.

Como se puede apreciar en la dFQL de la figura 4.12, el proceso de combustión se desarrolla en dos etapas bien diferenciadas, las cuales se corresponden con los dos picos de liberación de calor que se observan en la dFQL. Al igual que en condiciones parcialmente premezcladas, el pequeño pico de liberación de calor corresponde a un proceso de liberación de calor de baja temperatura, cuyo inicio lo marca la formación de formaldehído, por la rotura de las moléculas de n-heptano. Como consecuencia, la fracción másica de n-heptano se va reduciendo, mientras que la de isoctano permanece constante.

Tras esta primera etapa de liberación de calor, en torno a  $-4 CAD aTDC$  aparece la acumulación del radical  $-OH$  y se empieza a consumir formaldehído, por lo que se trata del inicio de la etapa de liberación de calor de alta temperatura. El empleo de una estrategia de inyección doble con ambos eventos tempranos implica un mayor tiempo de retraso para el inicio de la combustión, por lo que los dosados locales en la zona del chorro al inicio de la combustión son más pobres que en condiciones parcialmente premezcladas. Como consecuencia, el inicio de esta etapa es suave, tal y como se puede apreciar en la pendiente de la dFQL de la figura 4.12. Sin embargo, una vez iniciada la etapa de liberación de calor de alta temperatura y consumidas las zonas de dosado más rico (mezcla más reactiva), la propagación de múltiples núcleos de autoencendido se acelera por el consiguiente aumento de la presión y temperatura, y por la existencia de dosados más ricos en la periferia de las zonas atravesadas por el chorro (en comparación con condiciones PPC), como se ve en la figura 4.13. Como muestra la figura 4.12, la aceleración de la combustión se ve reflejada en el fuerte cambio de pendiente en las fracciones másicas de n-heptano e isoctano. Es por la rapidez de la propagación de los núcleos de autoencendido que en la dFQL no se llega a apreciar la transición entre las fases de combustión premezclada y de propagación, a diferencia de lo observado en condiciones parcialmente premezcladas.

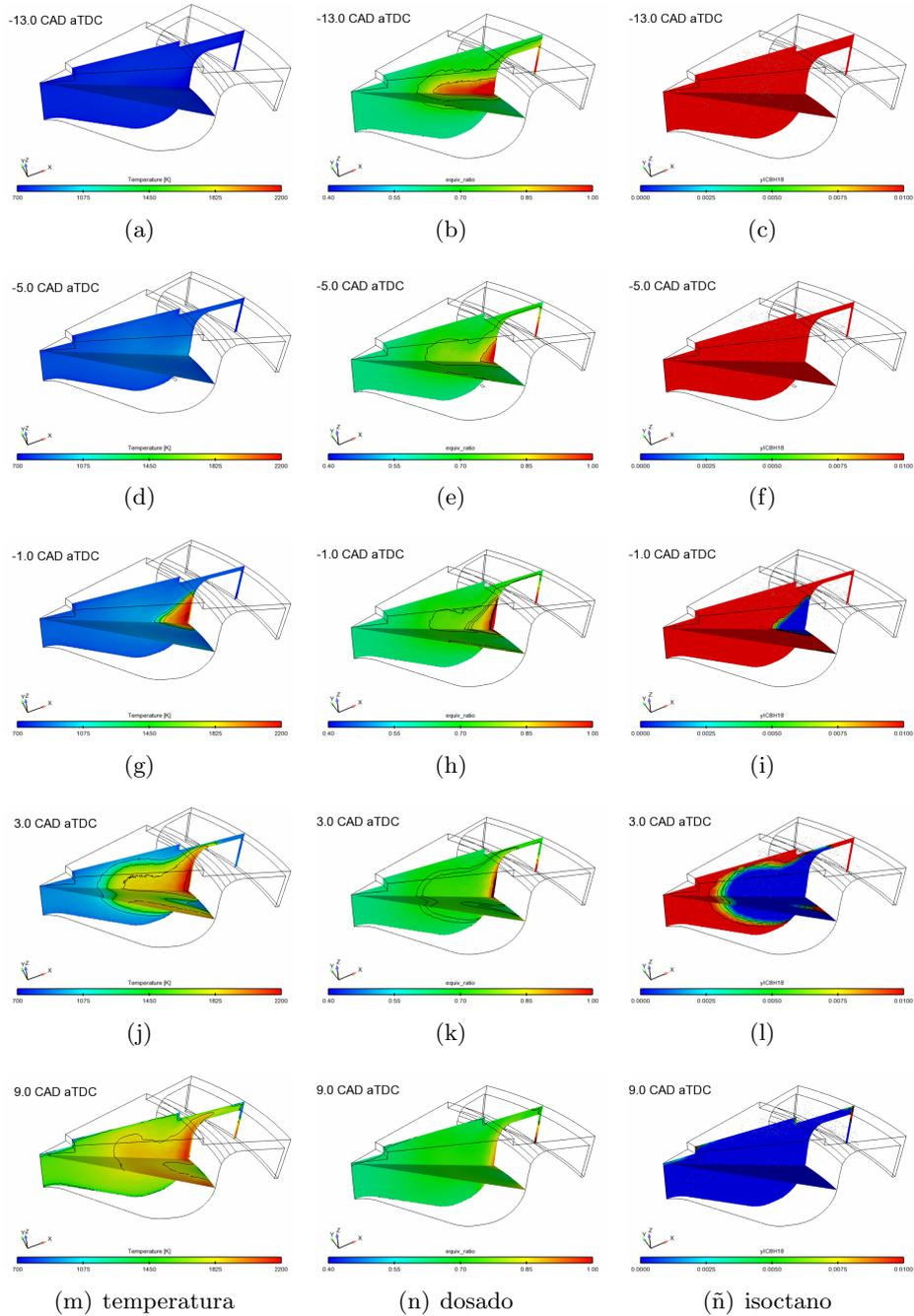


**Figura 4.12.** Evolución de las especies clave, representativas de la fenomenología del proceso de combustión, en condiciones altamente premezcladas.

Finalmente, es importante remarcar que cuando la combustión se ralentiza y tiende a extinguirse es capaz de propagarse hasta las zonas frías, como se puede apreciar en la subfigura 4.13(ñ), a diferencia del caso parcialmente premezclado (ver subfigura 4.8(ñ)). Este hecho es coherente con la comparación entre las evoluciones de la fracción másica de isooctano para ambas estrategias, mostradas en las figuras 4.8 y 4.13. Como se puede apreciar, en condiciones altamente premezcladas se consigue una mayor reducción de la concentración másica final de isooctano, (de un orden de magnitud, aproximadamente) con respecto a los resultados obtenidos en condiciones parcialmente premezcladas.

A pesar de las diferencias encontradas entre la fenomenología del proceso de combustión en condiciones parcialmente y altamente premezcladas, ambas estrategias evolucionan espacialmente del mismo modo. El autoencendido se produce en las zonas de la cámara de combustión radialmente más alejadas al centro y la combustión se propaga de acuerdo con la estratificación de la reactividad, desde las zonas más reactivas hacia las zonas menos reactivas.

A modo de conclusión, a continuación se describen las principales aportaciones del análisis llevado a cabo mediante modelado 3D-CFD, en condiciones altamente premezcladas:



**Figura 4.13.** Secuencia de imágenes de temperatura (izquierda), dosado (centro) e isooctano (derecha), en condiciones altamente premezcladas.

- El proceso de combustión RCCI, en condiciones altamente premezcladas, muestra una etapa de liberación de calor de baja temperatura y otra de alta. La etapa de alta temperatura comienza con un autoencendido lento seguido por la rápida aceleración de la propagación de múltiples núcleos de autoencendido. A diferencia del comportamiento en parcialmente premezcladas, en la dFQL no se llega a apreciar transición entre la fase de combustión premezclada y la fase de propagación, debido a la rapidez de esta última.
- El empleo de una estrategia de inyección doble permite dirigir el primer evento de inyección de n-heptano a la región del *squish* y el huelgo radial entre el pistón y el cilindro, mientras que el segundo evento de inyección de n-heptano queda mayoritariamente confinado en el *bowl*. De este modo, se consigue una menor estratificación de la reactividad de la mezcla en el cilindro (más homogéneamente distribuido en la cámara de combustión), que resulta mayor en las zonas frías, (siempre en comparación con la estrategia PPC).
- Espacialmente, la combustión progresa de acuerdo con la estratificación de la reactividad, de las zonas más reactivas a las menos reactivas, es decir, desde las zonas más alejadas al centro de la cámara de combustión y hacia éste.
- Debido al incremento de la reactividad en las zonas frías promovido por el primer evento de inyección, la combustión es capaz de propagarse hasta dichas zonas, prediciendo una mejora importante en la oxidación del isoctano al comparar con el caso parcialmente premezclado.

#### 4.4. Síntesis y conclusiones

En el presente capítulo se ha analizado la implementación de la estrategia de combustión premezclada controlada por la reactividad del combustible en un motor Diesel industrial, utilizando para ello fuentes de información tanto experimentales como teóricas. De esta forma ha sido posible identificar cómo afecta la variación de la reactividad de la mezcla de combustibles al proceso de combustión y obtener una descripción conceptual y fenomenológica del modo de combustión RCCI.

La influencia de la variación de la reactividad de la mezcla de combustibles sobre el proceso de combustión, se ha evaluado desde ICFB 0 (condiciones de combustión Diesel convencional) hasta ICFB 100 (sólo gasolina), analizando

la evolución de la temperatura y presión medias en cámara, la  $dFQL$ , variables que definen la posición de la combustión en el ciclo termodinámico, variables que representan las prestaciones y los niveles de emisiones contaminantes generados.

Se ha demostrado que, en las condiciones estudiadas, la reducción de la reactividad global de la mezcla de combustibles permite tiempos de retraso más largos. No obstante, niveles de ICFB muy altos implican la prematura no-aparición de nuevos núcleos de autoencendido y niveles de ICFB bajos resultan en un proceso de combustión similar al Diesel convencional. En las condiciones de operación estudiadas, el nivel de ICFB más adecuado se da entre 50 y 75.

Por otra parte, se ha identificado que en dicho rango de operación el proceso de combustión consta de dos etapas, una asociada a la liberación de calor de baja temperatura y otra a la de alta. A su vez, la etapa de liberación de calor de alta temperatura está formada por dos fases distintas. En la primera de ellas se produce la combustión premezclada de la mayor parte del combustible Diesel inyectado, junto con la mezcla de aire y gasolina englobada durante el tiempo de retraso. En la segunda fase se da la propagación de la combustión, principalmente a través de la aparición de múltiples núcleos de autoencendido; en ella se consume el combustible Diesel que no ha sido quemado en la primera fase y la mayor parte de la gasolina.

Con el objetivo de profundizar en la descripción del proceso de combustión, se han analizado los fenómenos fundamentales que intervienen en este modo de combustión, mediante modelado 3D-CFD. Esta herramienta ha permitido generar diferentes secuencias de imágenes que muestran la evolución espacio-temporal de los procesos de mezcla y combustión en el volumen modelado. A su vez, ha permitido trazar la evolución de las especies representativas del proceso de combustión, las cuales marcan el desarrollo de las distintas etapas del mencionado proceso.

El análisis ha sido llevado a cabo para dos escenarios bien diferenciados por el nivel de premezcla derivado de la estrategia de inyección directa. No obstante, la evolución espacial de ambas estrategias es muy similar, ya que en ambos casos la combustión se inicia en el extremo del chorro, va creciendo hacia el centro de la cámara de combustión y finalmente se propaga a las zonas externas al chorro, de acuerdo con la distribución de la reactividad (de zonas más reactivas a zonas menos reactivas).

Por una parte, la combinación de la admisión de una mezcla homogénea de aire e isoctano con una estrategia de inyección directa de un único evento de inyección próximo al PMS promueve condiciones de operación parcialmente

premezcladas. En estas condiciones, durante el tiempo de retraso el dosado y la reactividad se estratifican a través de la cámara. En la etapa de alta temperatura se distinguen dos fases. La fase de combustión premezclada, en la que se autoenciende la mayor parte de n-heptano junto con el isoctano englobado. Como consecuencia, se produce un aumento de la presión y temperatura en cámara que da inicio a la segunda fase, donde la combustión progresa a través de la combinación de la aparición secuencial de múltiples núcleos de autoencendido y la propagación de frentes de llama.

Por otra parte, se ha combinado la inyección indirecta de isoctano con la inyección directa de n-heptano dividida en dos eventos adelantados en el ciclo del motor, generando así condiciones de operación altamente premezcladas. Esta estrategia permite dirigir el primer evento de inyección de n-heptano a las zonas frías, mientras el segundo queda principalmente confinado en el *bowl*. De este modo, se consigue incrementar la reactividad de la mezcla en las zonas frías y se homogeneiza en la cámara de combustión. Así pues, en la dFQL no aparece una etapa de liberación de calor de alta temperatura con dos fases bien diferenciadas, sino que se da una lenta combustión premezclada seguida por una rápida aceleración de la propagación de múltiples núcleos de autoencendido.

Analizando el final del proceso de combustión se ha detectado que, en condiciones parcialmente premezcladas, la propagación de la combustión se extingue en las proximidades de las zonas frías. Sin embargo, en condiciones altamente premezcladas, la combustión sí que llega a dichas zonas debido al mayor nivel de reactividad de la mezcla existente, promoviendo una mejora importante en la oxidación del isoctano.

En base a estas conclusiones, en los capítulos 5 y 6 se realiza el estudio de la influencia de las variables de control y se evalúa el potencial de la aplicación del concepto de combustión premezclada controlada por la reactividad del combustible (RCCI), respectivamente. En los mencionados análisis se dedica especial atención a la evolución del proceso de combustión, sus prestaciones y formación de emisiones contaminantes, en el ámbito de los motores de encendido por compresión para el transporte por carretera.

## Bibliografía

- [1] Walter Bruno y Gatellier Bertrand. "Development of the High Power NADITM Concept Using Dual Mode Diesel Combustion to Achieve Zero NOx and Particulate Emissions". *SAE Technical Paper*, Vol. 2002-01-1744, 2002.
- [2] Kalghatgi Gautam, Risberg Per y Ångström Hans. "Partially Pre-Mixed Auto-Ignition of Gasoline to Attain Low Smoke and Low NOx at High Load in a Compression Ignition

- Engine and Comparison with a Diesel Fuel”. *SAE Technical Paper*, Vol. 2007-01-0006, 2007.
- [3] Kalghatgi Gautam T., Risberg Per y Ångström Hans. “Advantages of Fuels with High Resistance to Auto-ignition in Late-injection, Low-temperature, Compression Ignition Combustion”. *SAE Technical Paper*, Vol. 2006-01-3385, 2006.
- [4] Borgqvist Patrick, Tunestal Per y Johansson Bengt. “Gasoline Partially Premixed Combustion in a Light Duty Engine at Low Load and Idle Operating Conditions”. *SAE Technical Paper*, Vol. 2012-01-0687, 2012.
- [5] Kokjohn S L, Hanson R M, Splitter D A y Reitz R D. “Fuel reactivity controlled compression ignition (RCCI): a pathway to controlled high-efficiency clean combustion”. *International Journal of Engine Research*, Vol. 12 n° 3, pp. 209–226, 2011.
- [6] “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.
- [7] Zamboni Giorgio y Capobianco Massimo. “Experimental study on the effects of HP and LP EGR in an automotive turbocharged diesel engine”. *Applied Energy*, Vol. 94 n° 0, pp. 117–128, 2012.
- [8] Novella R. *Estudio de la influencia de los ciclos Atkinson y Miller sobre el proceso de combustión y la formación de emisiones contaminantes en un motor Diesel*. Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 2009.
- [9] Payri González Francisco y Desantes José María. *Motores de combustión interna alternativos*. Editorial Reverté, España, 2011.
- [10] Benajes Jesús, Molina Santiago, García Antonio, Belarte Eduardo y Vanvolsem Michel. “An investigation on RCCI combustion in a heavy duty diesel engine using in-cylinder blending of diesel and gasoline fuels”. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 63 n° 1, pp. 66–76, 2014.
- [11] 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.
- [12] 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.
- [13] Ra Youngchul, Yun Jeong Eui y Reitz Rolf D. “Numerical simulation of gasoline-fuelled compression ignition combustion with late direct injection”. *International Journal of Vehicle Design*, Vol. 50 n° 1, pp. 3–34, 2009.
- [14] Hanson R., Kokjohn S., Splitter D. y Reitz R. “An Experimental Investigation of Fuel Reactivity Controlled PCCI Combustion in a Heavy-Duty Engine”. *SAE Technical Paper*, Vol. 2010-01-0864, 2010.
- [15] Dec J. E. y Espey C. “Chemiluminescence imaging of autoignition in a DI diesel engine”. *SAE Paper 982685*, 1998.
- [16] 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.

- 
- [17] 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.
- [18] 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.
- [19] Kokjohn S. L., Reitz R. D. y Musculus M. P. B. “Chemiluminescence and fuel PLIF imaging of reactivity controlled compression ignition (RCCI) combustion”. *ILASS Americas, 23rd Annual Conference on Liquid Atomization and Spray Systems*, 05 2011.
- [20] Kokjohn Sage L., Reitz Rolf D., Splitter Derek A. y Musculus Mark P. B. “Investigation of Fuel Reactivity Stratification for Controlling PCI Heat-Release Rates Using High-Speed Chemiluminescence Imaging and Fuel Tracer Fluorescence”. *SAE Technical Paper 2012-01-0375*, 04 2012.
- [21] Heywood J. B. *Internal combustion engine fundamentals*. McGraw-Hill Publishing, 1988.



# Capítulo 5

## Estudio de la influencia de las variables de control sobre el modo de combustión RCCI

### Índice

---

<b>5.1. Introducción.....</b>	<b>141</b>
<b>5.2. Metodología general del estudio .....</b>	<b>143</b>
<b>5.3. Influencia de la reactividad de la mezcla de combustibles.....</b>	<b>147</b>
5.3.1. Análisis del proceso de mezcla .....	147
5.3.2. Estudio del proceso de combustión .....	150
5.3.3. Evaluación de prestaciones .....	152
5.3.4. Discusión sobre emisiones contaminantes .....	154
<b>5.4. Influencia de la estrategia de inyección directa ..</b>	<b>158</b>
5.4.1. Análisis del proceso de mezcla .....	159
5.4.2. Estudio del proceso de combustión .....	163
5.4.3. Evaluación de prestaciones .....	167
5.4.4. Discusión sobre emisiones contaminantes .....	169
<b>5.5. Influencia de la reactividad del aire.....</b>	<b>174</b>
5.5.1. Análisis del proceso de mezcla .....	175
5.5.2. Estudio del proceso de combustión .....	177
5.5.3. Evaluación de prestaciones .....	180
5.5.4. Discusión sobre emisiones contaminantes .....	183
<b>5.6. Síntesis y conclusiones.....</b>	<b>185</b>

5.A. Anexo al estudio de influencia de la reactividad del ICFB .....	187
5.B. Anexo al estudio de influencia de la inyección directa .....	191
5.C. Anexo al estudio de influencia de la reactividad del aire .....	194
Bibliografía .....	198

---

## 5.1. Introducción

En el presente capítulo se muestran los resultados del segundo de los estudios teórico-experimentales realizados en esta tesis. Es importante recordar que en el capítulo 4 se ha obtenido una descripción detallada del proceso de combustión premezclada controlada por la reactividad del combustible (RCCI), donde la tasa de liberación de calor aparece controlada fundamentalmente por la estratificación de la reactividad de la mezcla de combustibles a través de la cámara de combustión. Asimismo, por tratarse de un modo de combustión premezclado, el autoencendido de la mezcla depende de la cinética química de la misma. Dicho fenómeno es función de las propiedades de la mezcla, a la vez que de la evolución termodinámica a la que ésta está sometida [1]. Estas condiciones se pueden modular, principalmente, a través del control de la estrategia de inyección directa [2] y de las propiedades del gas de admisión [3].

De acuerdo con la aproximación al concepto de combustión RCCI obtenida en la sección 2.3, este nuevo modo de combustión reúne las principales estrategias de control para las combustiones premezcladas. Éstas se pueden agrupar en tres bloques, como a continuación se detalla.

- **Control de la reactividad del combustible.** La modulación de la reactividad de la mezcla de combustibles (ICFB), mediante la inyección indirecta de gasolina (como combustible de baja reactividad) y la inyección directa Diesel (como combustible de alta reactividad) permite controlar la tasa de liberación de calor en función de las condiciones de operación del motor [4]. Como se ha descrito en el capítulo anterior, la combustión RCCI progresa de las zonas más a las menos reactivas, hecho que evidencia la importancia del control de la reactividad del combustible.
- **Control de las condiciones de inyección directa.** El uso de sistemas de inyección directa flexibles, que permiten múltiples eventos de inyección por ciclo de motor y la modulación de sus correspondientes inicios, consigue controlar bajo qué condiciones termodinámicas se realiza la inyección del combustible de alta reactividad [5]. De este modo, se consigue generar el nivel de estratificación de la mezcla en la cámara de combustión requerido en función de las condiciones de operación. De acuerdo con la estratificación de la mezcla aparece distribuida su reactividad, por lo que la estrategia de inyección directa aparece como una variable de control fundamental de la combustión RCCI.

- **Control de la reactividad del aire (condiciones termodinámicas y composición).** El empleo de sistemas de distribución variable, que permiten la reducción de la relación de compresión efectiva del motor, el control de la temperatura del gas de admisión y el uso de sistemas de recirculación de gases de escape, que permiten reducir la concentración de oxígeno en el aire admitido, son las estrategias de control de la reactividad del aire más extendidas. Éstas permiten cierto grado de control sobre el instante de inicio y la tasa de liberación de calor al ralentizar la cinética química del proceso de combustión [6]. Por lo tanto, el control de la reactividad del aire es un mecanismo a tener en cuenta a la hora de estudiar la combustión RCCI.

No conviene dejar de tener presente el hecho de que, como se ha expuesto en el capítulo 1, las cada vez más restrictivas normativas anti-contaminantes exigen a los fabricantes alcanzar niveles de emisiones por debajo de los límites impuestos en dichas normativas, para poder introducir sus motores en el mercado [7]. A su vez, los consumidores exigen mantener o incrementar las prestaciones de los motores.

De acuerdo con el contexto existente, en este capítulo se analiza la influencia de las variables de control de la combustión premezclada controlada por la reactividad del combustible sobre los procesos de mezcla y combustión, así como sobre los niveles de prestaciones y emisiones. Así pues, se persigue el objetivo de identificar cómo modifican el proceso de combustión dichas variables de control, de modo que éste resulte limpio y eficiente.

Asimismo, tras haber obtenido una descripción detallada del concepto de combustión objeto de estudio (capítulo 4), el análisis que se detalla en el presente capítulo pretende profundizar en la comprensión del modo de combustión, como paso intermedio necesario, para poder evaluar el potencial tecnológico de la combustión RCCI (capítulo 6).

Para abordar los objetivos de este capítulo, en primer lugar se describe la metodología general que se sigue para llevar a cabo el estudio (sección 5.2). A continuación se realiza el análisis de los resultados obtenidos, el cual se divide en tres bloques de acuerdo con los grupos de variables de control de la combustión RCCI definidos previamente. En el primer bloque (sección 5.3) la variable de control objeto de estudio es el ratio de mezcla entre combustibles (ICFB). El efecto de esta variable sobre el proceso de combustión se evalúa tanto bajo condiciones parcialmente como altamente premezcladas. En el segundo bloque (sección 5.4) se analizan los efectos de la estrategia de inyección directa sobre el proceso de combustión. Este bloque comprende tanto el análisis

de estrategias parcialmente premezcladas, donde se evalúa el efecto de la variación del inicio de inyección (SoI), como el análisis de estrategias altamente premezcladas. Estas últimas se implementan mediante estrategias de inyección dobles, en las cuales se evalúa el efecto de la variación de cada uno de los inicios de inyección por separado, así como el reparto de la masa inyectada entre ambos eventos. El tercer bloque (sección 5.5) se centra en las variables de control de la reactividad del aire. Así pues, se estudia el efecto sobre el proceso de combustión de la variación de la relación de compresión efectiva del motor ( $CR_{ef}$ ), de la variación de la temperatura en el colector de admisión ( $T_{adm}$ ) y de la variación de la concentración de oxígeno en el aire admitido ( $YO_{2,IVC}$ ). Finalmente, en la sección 5.6 se realiza una síntesis del estudio y se describen las principales conclusiones obtenidas.

## 5.2. Metodología general del estudio

Los resultados que se muestran en este capítulo provienen del uso combinado de las fuentes de información tanto experimental como teórica descritas en el capítulo 3. Sin embargo, el carácter de la investigación es eminentemente experimental, empleando las fuentes teóricas como herramientas de análisis. De este modo, el uso combinado del diagnóstico de la combustión a partir de la señal de presión en el cilindro, con la obtención de condiciones locales durante los procesos de mezcla y combustión mediante el modelado 3D-CFD, es fundamental en este capítulo de la tesis.

Los diferentes estudios llevados a cabo se han definido como estudios paramétricos, ya que permiten aislar los efectos que produce la variable objeto de estudio sobre el proceso de combustión, para una mejor comprensión del mismo.

El punto de operación del motor seleccionado para la realización de dichos estudios se corresponde con el modo A50 según el ciclo ESC propuesto por la Unión Europea [8] para la homologación de motores Diesel para el transporte pesado. En este punto el motor entrega un par equivalente al 50% de su par máximo, a un régimen de giro de 1200 *rpm*. Este punto de operación a media carga resulta interesante puesto que, por una parte, extiende el rango de operación del concepto, que ha sido evaluado en el capítulo 4 a baja carga (modo A25); por otra parte, la operación a media carga conlleva condiciones en las que el concepto de combustión resulta sensible a la variación de los tres grupos de variables objeto de estudio; y además, de acuerdo con los resultados a baja carga, los estudios a media carga serán indicativos de las estrategias a adoptar para extender el concepto de combustión RCCI a niveles de cargas

más elevadas. Desde el punto de vista experimental, la operación a media carga resulta interesante ya que ofrece la flexibilidad de distintos componentes (como el sistema de distribución variable, el sistema de sobrealimentación o el sistema de inyección indirecta) que no es alcanzable en cargas más altas, por las limitaciones mecánicas de dichos sistemas.

Una vez definido el de grado de carga y el régimen de giro objeto de estudio, los valores de referencia para el resto de parámetros de operación se definen a partir de éstos. La tabla 5.1 recoge las principales características del *hardware* empleado, así como los valores de referencia para los procesos de inyección y renovación de la carga, de todos los estudios realizados en este capítulo.

**Tabla 5.1.** Condiciones de referencia definidas para los principales parámetros de operación a media carga.

Relación de compresión geométrica [-]	14.4
Número orificios inyector Diesel [-]	9
Diámetro orificios inyector Diesel [mm]	0.168
Ángulo inclinación entre chorros Diesel [°]	142
Régimen de giro [rpm]	1200
Presión de admisión [bar]	2.2
Presión de escape [bar]	2.0
Temperatura de admisión [°C]	40
Gasto másico de aire [kg/h]	85.7
Gasto másico de combustible [mg/ciclo]	119
Presión inyección <i>Diesel<sub>PFC</sub></i> [bar]	1175
Presión inyección <i>Diesel<sub>HPC</sub></i> [bar]	800
Presión de inyección gasolina [bar]	5.5
Inicio de inyección gasolina [CAD]	385
Apertura válvulas admisión [CAD]	375
Cierre válvulas admisión [CAD]	535
Apertura válvulas escape [CAD]	147
Cierre válvulas admisión [CAD]	347

Como se puede apreciar en la tabla 5.1, en comparación con las condiciones experimentales del capítulo anterior, en este caso se ha empleado un inyector de mayor caudal hidráulico y la presión de sobrealimentación se ha incrementado de acuerdo con el incremento de carga. Sin embargo, se mantiene la misma

diferencia entre presiones de admisión y escape, el inicio de inyección de gasolina y los valores nominales para el sistema de distribución variable <sup>1</sup>.

Al comienzo de la presente sección se ha apuntado que los resultados mostrados en este capítulo provienen del uso combinado de fuentes de información tanto experimental como teórica. Concretamente, los estudios paramétricos definidos para el análisis de una cierta variable de operación se llevan a cabo en el motor, siendo los combustibles utilizados los descritos en el apartado 3.2.1.4. A continuación, a partir de las medidas experimentales se realiza el diagnóstico de la combustión. Finalmente, de todos los puntos medidos se seleccionan aquellos de interés para ser reproducidos mediante modelado 3D-CFD y así poder conocer las condiciones locales de los mismos. Para poder comparar adecuadamente los resultados obtenidos entre los distintos bloques de estrategias de control del proceso de combustión RCCI, todos ellos se representan siguiendo la misma estructura, la cual se describe a continuación.

En primer lugar se realiza el **análisis del proceso de mezcla**. Este análisis se basa en los resultados obtenidos computacionalmente, que posibilitan el estudio espacio-temporal de condiciones locales. Así pues, además del esquema de inyección correspondiente al caso modelado, se representa una secuencia de imágenes de la distribución de n-heptano y de dosado en el sector de la cámara de combustión objeto de estudio, seccionado según los planos definidos por los ejes del chorro Diesel. En este análisis, el n-heptano ha sido seleccionado por ser representativo del combustible Diesel y para ver a qué regiones del cilindro va dirigido el chorro. El dosado ha sido seleccionado porque permite analizar cómo se mezclan ambos combustibles.

A continuación se realiza el **estudio del proceso de combustión**. Este estudio se basa en los resultados obtenidos experimentalmente que se agrupan en cuatro figuras, las cuales cuantifican el tiempo de retraso, el ángulo del ciclo en el que se ha liberado el 50 % de la energía total liberada durante el proceso de combustión (AQ50), la duración de la combustión y la covarianza de la PMI, respectivamente, en función de la variable objeto de estudio. El tiempo de retraso, definido como el tiempo transcurrido desde el inicio de la inyección Diesel (SoI) hasta que se produce el autoencendido (SoC), ha sido seleccionado por ser indicador del tiempo de mezcla. El AQ50 ha sido seleccionado por tratarse de un parámetro indicador del centrado de la combustión, referido al punto muerto superior de ciclo cerrado. Como indicador de la duración del proceso de liberación de calor de alta temperatura, se ha definido (AQ75-SoC).

---

<sup>1</sup>En la subsección 4.2.1 se justifica convenientemente el valor adoptado para estos parámetros.

Por último, la covarianza de la PMI, ha sido seleccionada por ser un estadístico que es representativo de la estabilidad del proceso de combustión.

De forma complementaria a estas figuras, para ilustrar el proceso de combustión, se incluye la evolución de la tasa de liberación de calor y de la presión en cámara. Los casos seleccionados para graficar las evoluciones instantáneas coinciden con los modelados, por lo que esta representación también cumple como validación del modelado. Es importante señalar que, con el fin de favorecer el dinamismo en el análisis de los resultados, las tasas de liberación de calor, para todos puntos medidos en los estudios paramétricos, no se incluyen directamente en el estudio del proceso de combustión. Éstas se encuentran, para su posible consulta, en los anexos 5.A, 5.B y 5.C.

Tras haber analizado el proceso de combustión, se realiza la **evaluación de prestaciones**. Esta evaluación se basa en los resultados obtenidos experimentalmente, que se agrupan en cuatro figuras, las cuales cuantifican la eficiencia de la combustión ( $\eta_{comb}$ ), el consumo específico de combustible al freno (BSFC), la presión media indicada (PMI) y el gradiente de presión máximo en cámara, en función del AQ50. Se ha seleccionado la  $\eta_{comb}$ , definida de acuerdo con la ecuación 5.1, como parámetro indicador de la completitud de la reacción de combustión. El BSFC ha sido seleccionado por cuantificar la conversión de la energía química aportada por el combustible a trabajo en el eje, es decir, teniendo en cuenta las pérdidas mecánicas del motor. La PMI como parámetro representativo del trabajo obtenido en el ciclo de motor. Por último, el gradiente de presión máximo en el cilindro ha sido seleccionado para el análisis ya que su control aparece como uno de los principales retos asociados a las combustiones premezcladas. La representación de estas variables con respecto del AQ50 permite sintetizar los resultados provenientes de los diferentes estudios paramétricos en una única figura, para cada resultado a analizar. Además, tras haber sido descrito el comportamiento del AQ50 en función de cada variable en el análisis del proceso de combustión, es inmediato trazar las tendencias en el análisis de prestaciones.

$$\eta_{comb} = 1 - \frac{\dot{H}C}{\dot{m}_{Diesel} + \dot{m}_{gasolina}} - \frac{\dot{C}O}{4 \cdot (\dot{m}_{Diesel} + \dot{m}_{gasolina})} \quad (5.1)$$

Por último, se lleva a cabo el **análisis de emisiones**. Este análisis se basa en los resultados obtenidos experimentalmente, los cuales se agrupan en cuatro figuras que cuantifican los niveles de emisiones de óxidos de nitrógeno ( $NO_x$ ), hollín, hidrocarburos sin quemar ( $HC$ ) y monóxido de carbono ( $CO$ ). Se han seleccionado estas emisiones por tratarse de las principales emisiones contaminantes reguladas por la normativa europea EURO VI [7], cuyos límites

también han sido incluidos en estas figuras, como referencia. Al igual que en el análisis de prestaciones, los resultados provenientes de los diferentes estudios paramétricos han sido sintetizados en una única figura mediante el uso del AQ50 en abscisas.

De forma complementaria a los análisis de prestaciones y emisiones, a partir de los resultados del modelado 3D-CFD, se han elaborado secuencias de imágenes que reflejan la distribución de temperatura y dosado en el interior del cilindro. Dichas secuencias de imágenes aportan el detalle de las condiciones locales existentes durante la etapa de liberación de calor de alta temperatura.

Una vez definido el estudio y la metodología para alcanzar los objetivos de este capítulo, concluye aquí el planteamiento del estudio y comienza la etapa dedicada al análisis de los resultados.

### 5.3. Influencia de la reactividad de la mezcla de combustibles sobre la combustión RCCI

Siguiendo con la metodología planteada, el primer bloque de variables de control a analizar se corresponde con la reactividad de la mezcla de combustibles. En este caso, el mencionado bloque consta de una única variable: el ratio de mezcla de combustibles (ICFB<sup>2</sup>). En una primera aproximación al objetivo de identificar cómo modifican la combustión RCCI sus propias variables de control, de modo que ésta resulte limpia y eficiente, se estudia el efecto del ICFB sobre los procesos de mezcla y combustión, sus prestaciones y sus emisiones, a través de distintos estudios paramétricos.

Dichos estudios han sido llevados a cabo partiendo de las condiciones de operación recogidas en la tabla 5.1. Concretamente, se ha variado desde ICFB 50 hasta ICFB 70 en condiciones parcialmente premezcladas y de ICFB 60 a ICFB 90 en condiciones altamente premezcladas. Más detalles se muestran en la tabla 5.2, donde cada entrada se corresponde con un estudio paramétrico.

#### 5.3.1. Análisis del proceso de mezcla

Para llevar a cabo el análisis de cómo influye la variación del ICFB en el proceso de mezcla, se han seleccionado dos casos del estudio paramétrico detallado en la quinta fila de la tabla 5.2. Ambos casos han sido

---

<sup>2</sup>ICFB definido de acuerdo con la ecuación 4.1

**Tabla 5.2.** Variables de los estudios paramétricos correspondientes al análisis de la influencia del ICFB sobre el proceso de combustión RCCI. Sombreados en gris aparecen los rangos que se han barrido en cada estudio.

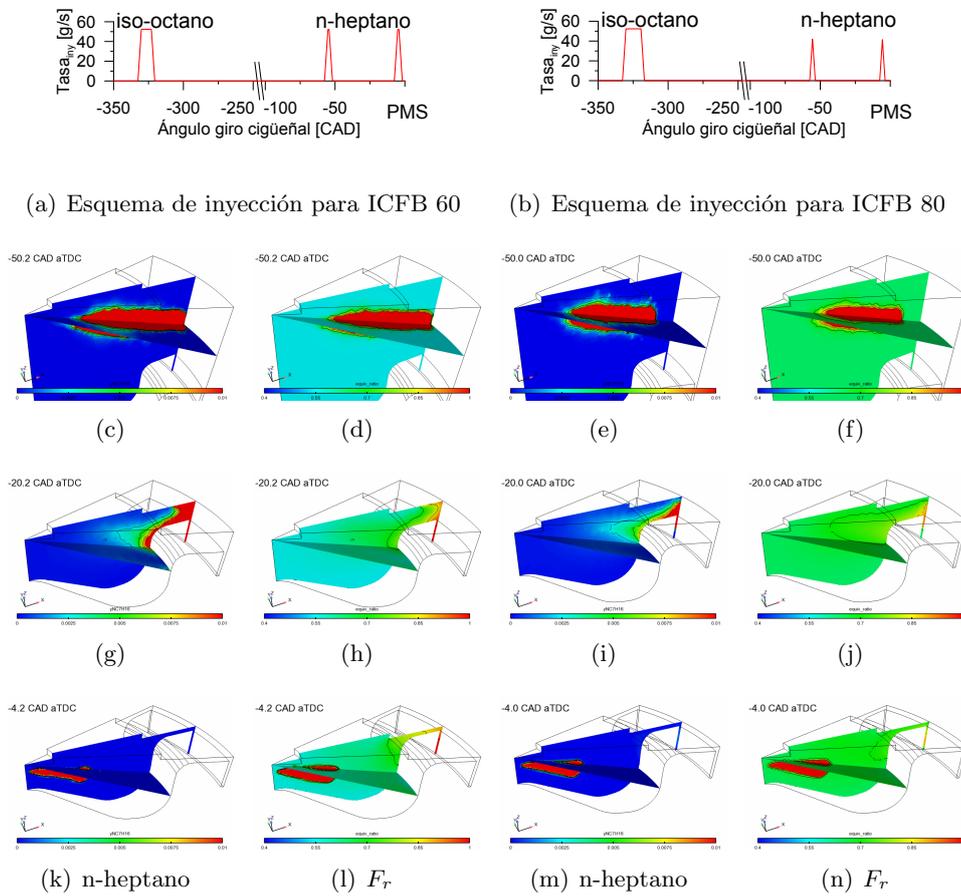
$m_{aire}$ [kg/h]	ICFB [%]	SoI1 [CAD]	SoI2 [CAD]	Reparto [% <sub>1</sub> /% <sub>2</sub> ]	YO <sub>2,IVC</sub> [%]	CR <sub>ef</sub> [-]	T <sub>adm</sub> [°C]
85.7	[50→70]	-9	-	-	15	14	40
85.7	[50→70]	-12	-	-	15	14	40
85.7	[50→70]	-15	-	-	15	14	40
85.7	[50→70]	-18	-	-	15	14	40
85.7	[60→90]	-60	-10	50/50	15	14	40
85.7	[70→90]	-60	-40	50/50	15	14	40

implementados tanto experimental como computacionalmente mediante una estrategia de inyección doble, cuyos inicios se dan en  $-60$  y  $-10$  CAD *aTDC*, respectivamente. La principal diferencia entre ellos se da en el nivel de ICFB seleccionado. Como se puede apreciar en los esquemas de inyección incluidos en la parte superior de la figura 5.1, el caso ICFB 60 (subfigura 5.1(a)) presenta la tasa de inyección de isoctano más corta que el caso ICFB 80 (subfigura 5.1(b)) de acuerdo con los 71.4 y 95.2 mg/ciclo que se inyectan en cada caso. En cuanto a la inyección de n-heptano, se puede apreciar que el caso ICFB 60 presenta unos eventos de duración ligeramente superior a los del caso ICFB 80, ya que al trabajar a masa total de combustible constante, se inyectan 23.8 mg/ciclo en cada evento del primer caso mientras que 11.9 mg/ciclo en cada uno del segundo.

Atendiendo a las secuencias de imágenes incluidas en la figura 5.1, la diferencia más importante entre estrategias se deduce de la comparación de las imágenes de dosado. En cualquiera de los tres instantes representados se puede apreciar el diferente dosado de fondo, menor a 0.55 para ICFB 60 y del orden de 0.7 para ICFB 80, de acuerdo con los distintas tasas de inyección de isoctano modeladas.

En cuanto a las inyecciones directas, como se puede apreciar en las imágenes de distribución de n-heptano de la figura 5.1, en ambos casos el primer evento va dirigido y queda mayoritariamente confinado en la región del *squish* y en el huelgo radial existente entre pistón y cilindro. Por otra parte, el segundo evento va dirigido al *bow*.

Como consecuencia, se obtienen distintas distribuciones de dosado para cada estrategia analizada. El caso ICFB 60 genera una estratificación de dosados que va de más ricos en las zonas radialmente más alejadas al inyector a más pobres en la zona cercana al inyector. En cambio, el caso ICFB 80 genera una distribución de dosados mucho más homogénea debido al 80 % de combustible inyectado en el colector de admisión y a la pequeña masa de combustible inyectado en cada evento de la estrategia de inyección directa.



**Figura 5.1.** Esquema de inyección y secuencia de imágenes de distribución de *n*-heptano y dosado, para ICFB 60 (izquierda) e ICFB 80 (derecha), en condiciones altamente premezcladas (*SoI* -60/-10).

### 5.3.2. Estudio del proceso de combustión

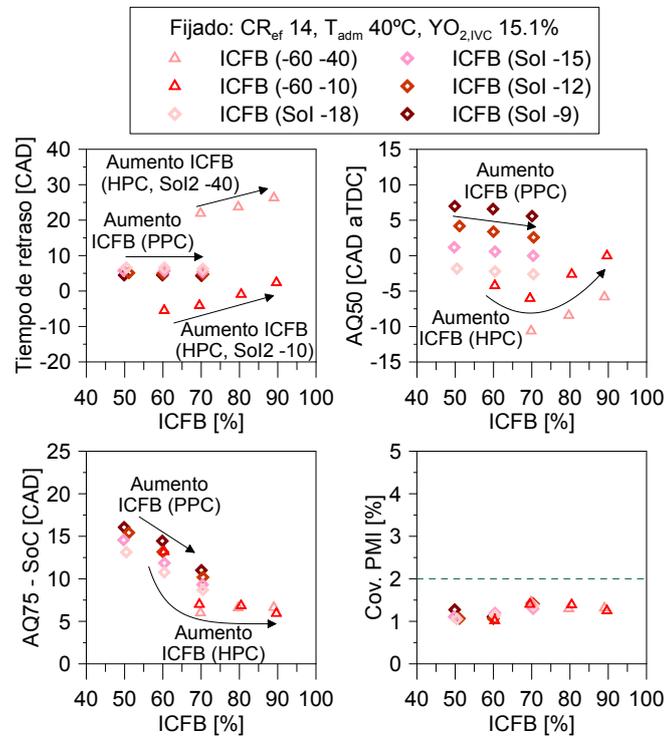
Como se puede observar en la figura 5.2 el uso de una estrategia de inyección simple o doble condiciona fuertemente el proceso de combustión. Por ello, el análisis se estructura en referencia a estrategias parcial y altamente premezcladas (PPC y HPC, respectivamente). No obstante, la influencia de la estrategia de inyección será evaluada en la sección siguiente, por lo que en la presente, el análisis se centra en el efecto del ratio de mezcla entre combustibles.

De acuerdo con los resultados en términos de tiempos de retraso mostrados en la figura 5.2, la variación del ICFB apenas influye sobre esta variable al emplear estrategias PPC. Sin embargo, al emplear estrategias HPC los tiempos de retraso se alargan con el empleo de niveles de ICFB mayores. En las condiciones estudiadas se ha obtenido un incremento del orden de 2 *CAD* por cada 10 % más de ICFB. La figura 5.3 ilustra este incremento en el tiempo de retraso y cómo los casos modelados reproducen fielmente este fenómeno asociado a niveles de reactividad global de la mezcla más bajos.

En términos de duración de la etapa de combustión de alta temperatura, el aumento del ICFB consigue reducir dicha duración con independencia de la estrategia de inyección utilizada. Este hecho es coherente con la distribución de la mezcla obtenida para niveles de ICFB mayores, resultando en una menor estratificación de la mezcla que implica tasas de liberación de calor más bruscas. Del mismo modo que en términos del centrado de la combustión, en ICFB 70 se puede apreciar un cambio de tendencia. En este caso, la reducción de la duración de la combustión con el aumento del ICFB se produce de forma más notable para niveles de ICFB menores a 70, que para niveles superiores. Asimismo, la figura 5.3 muestra la reducción de la duración de la combustión con el incremento del ICFB, debido a que la tasa de liberación de calor pasa a ser más brusca. Este comportamiento también lo consigue reproducir el modelado computacional, aunque los resultados obtenidos sobrepredicen, tanto en términos de presión máxima en el cilindro como de tasa de liberación de calor máxima, los medidos experimentalmente.

Pasando a analizar cómo afecta la variación del ICFB al centrado de la combustión, la figura 5.2 muestra el adelanto del AQ50 con el incremento del ICFB de 50 a 70, en condiciones PPC. Por otro lado, en condiciones HPC, al aumentar el ICFB de 70 a 90 se consigue el retraso del AQ50. Atendiendo a la variación del ICFB de 60 a 70, para la estrategia HPC con SoI  $-60/ -10$  *CAD aTDC*, se puede apreciar que ICFB 70 aparece como el punto de inflexión en el comportamiento del centrado de la combustión. Por tanto, se puede concluir que el incremento del ICFB conlleva el adelanto del AQ50 para

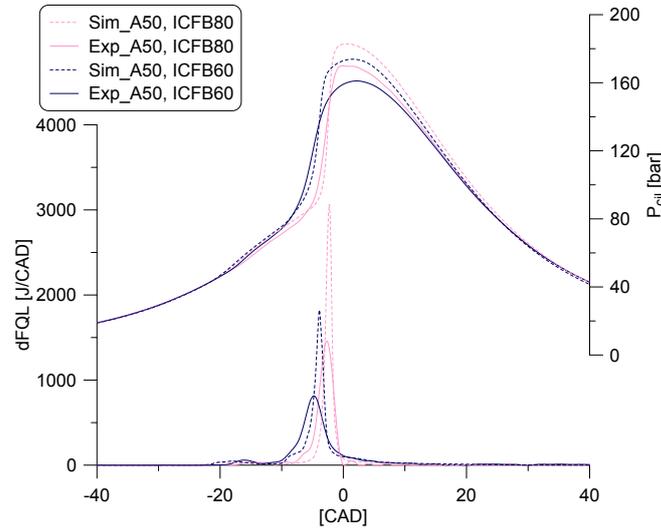
niveles de ICFB de hasta 70, mientras que implica el retraso del AQ50 para niveles de ICFB superiores a 70, bajo las condiciones de operación estudiadas. Como se puede observar en la figura 5.3, el paso de ICFB 60 a ICFB 80 implica un retraso del AQ50 que resulta ser de 1.6 *CAD*, a pesar de que el tiempo de retraso aumenta en más de 4 *CAD*. Esto es debido a que el menor tiempo de retraso del primer caso se compensa por la mayor duración de su combustión, mientras que en el segundo caso el comportamiento es el opuesto (mayor tiempo de retraso y menor duración de la combustión).



**Figura 5.2.** Variables representativas del proceso de combustión, en función de la variable objeto de estudio (ICFB).

Como último análisis de esta subsección se estudia el efecto de la variación del ICFB sobre la covarianza de la PMI. Como se puede observar en la figura 5.2, la covarianza de todos los puntos medidos se encuentra entre 1 y 1.5%, por lo que se puede concluir que ninguno de los puntos pertenecientes

a los estudios paramétricos llevados a cabo en función del ICFB presenta inestabilidad de la combustión<sup>3</sup>.



**Figura 5.3.** Resultados de liberación de calor y presión en cámara, medidos y modelados, para los casos ICFB 60 e ICFB 80 en condiciones altamente premezcladas (SoI -60/-10).

### 5.3.3. Evaluación de prestaciones

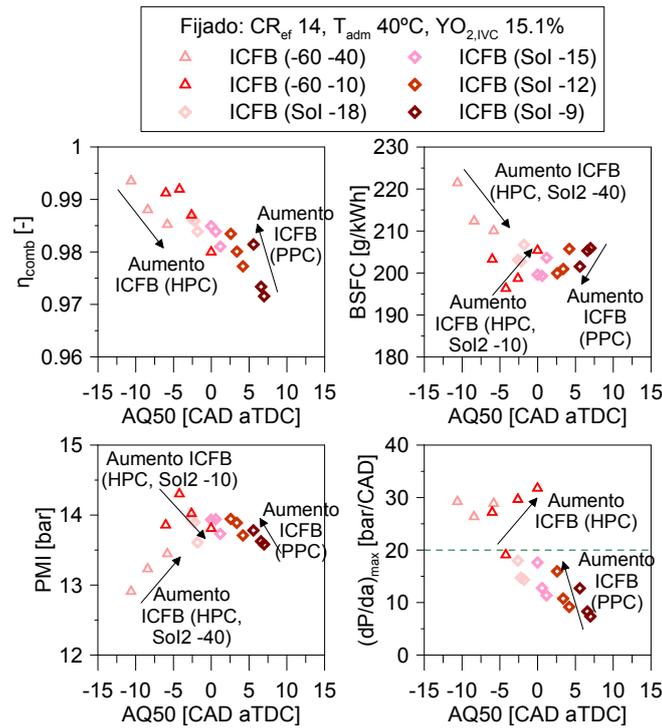
Una vez analizado el efecto de la variación del ratio de mezcla entre combustibles sobre los procesos de mezcla y combustión, en la presente subsección se estudia el efecto de dicha variable de control en términos de prestaciones. Del mismo modo que en la subsección anterior, se distingue entre estrategias PPC y HPC, pero se analiza únicamente desde el punto de vista de la variación del ICFB.

La figura 5.4 muestra en primer lugar la evolución de la eficiencia de la combustión en función del AQ50, para los distintos estudios paramétricos llevados a cabo en esta sección. Los resultados obtenidos muestran tendencias opuestas entre condiciones PPC y HPC: mientras que el incremento del ICFB tiende a aumentar la  $\eta_{comb}$  en PPC, ésta tiende a disminuir en HPC. Del

<sup>3</sup>En su trabajo, Sjöberg *et al.* definen 2% como el límite por debajo del cual es aceptable la covarianza de la PMI [9].

mismo modo que en la subsección anterior, se aprecia un punto de inflexión en el nivel de ICFB (ICFB 70) donde la tendencia pasa de mejorar a empeorar la  $\eta_{comb}$ . Se puede concluir que aquellas variaciones del ICFB que tienden a adelantar el AQ50, a su vez tienden a incrementar la  $\eta_{comb}$ .

Analizando los resultados obtenidos en términos de PMI, en la figura 5.4 se puede apreciar que aparecen tres tendencias bien diferenciadas, y de nuevo, su principal diferencia es la estrategia de inyección directa empleada. En condiciones PPC, el incremento del ICFB implica el aumento de la PMI. Por otro lado, en condiciones HPC con ambos eventos de inyección adelantados (SoI  $-60/ -40$  CAD aTDC), el aumento del ICFB conlleva un notable incremento de la PMI. Sin embargo, también en condiciones HPC pero con el segundo evento de inyección directa cercano a PMS (SoI  $-60/ -10$  CAD aTDC), el aumento del ICFB tiende a disminuir la PMI.



**Figura 5.4.** Variables indicativas de las prestaciones de la combustión, en función del AQ50, para el estudio de la influencia de la reactividad de la mezcla de combustibles.

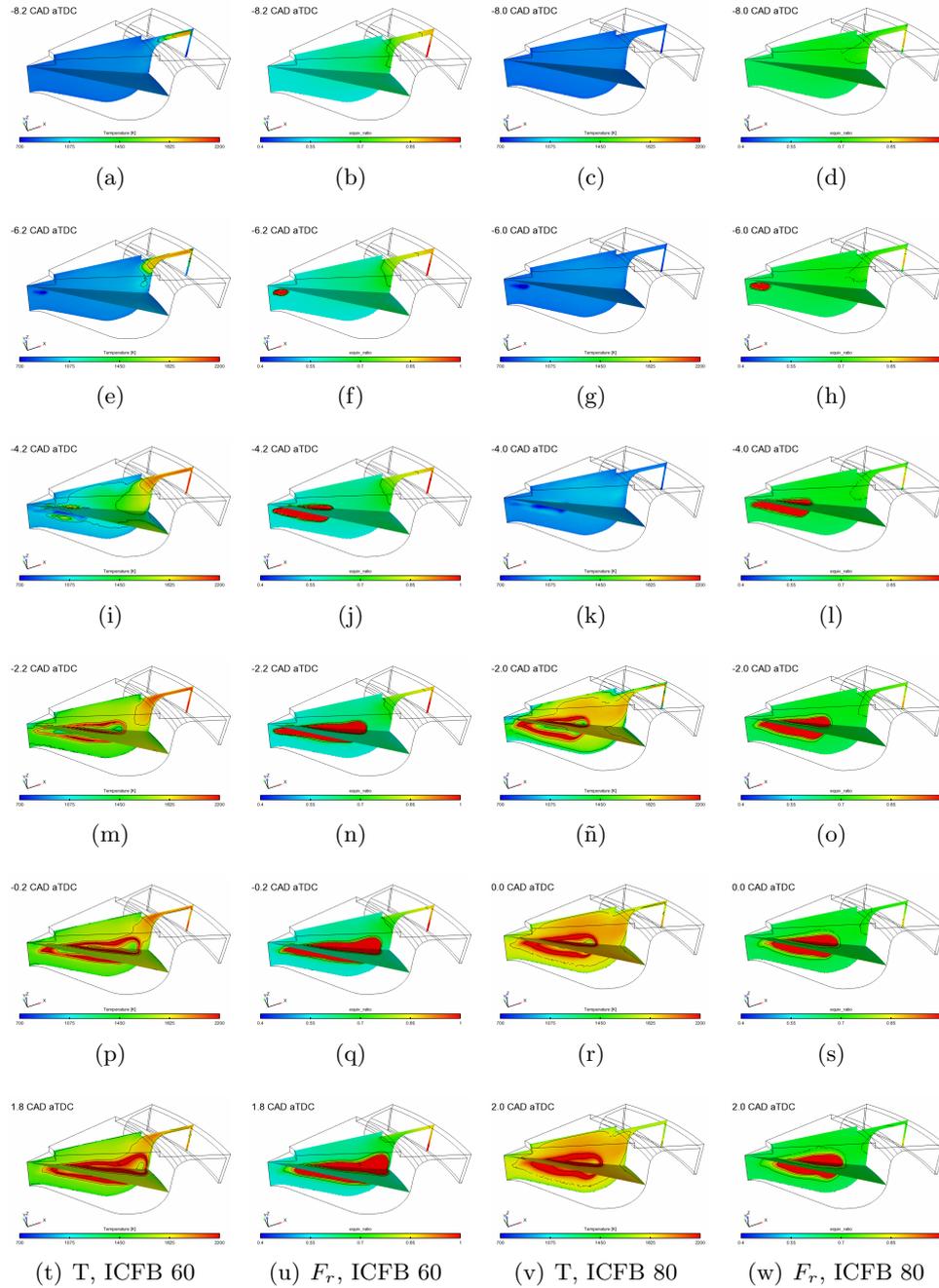
Los resultados de consumo específico de combustible que muestra la figura 5.4 resultan coherentes con los que se han analizado previamente en términos de  $\eta_{comb}$  y PMI. Al emplear estrategias PPC, el incremento del ICFB conlleva el aumento de la  $\eta_{comb}$  y de la PMI, por lo que el BSFC se ve mejorado. En este análisis, en condiciones HPC es conveniente hacer una distinción en función del SoI del segundo evento de inyección directa. Para el barrido con SoI  $-60/ -40 CAD aTDC$ , pese a empeorar la  $\eta_{comb}$  con el incremento del ICFB, el incremento de la PMI conlleva que el BSFC sea mejorado. Sin embargo, para el estudio con SoI  $-60/ -10 CAD aTDC$ , el BSFC se ve empeorado ya que tanto la  $\eta_{comb}$  como la PMI se ven reducidas con el incremento del ICFB.

Analizando los resultados que la figura 5.4 muestra en términos de gradientes de presión máximos, se puede apreciar que tanto en condiciones HPC como en PPC el incremento del ICFB implica mayores gradientes de presión. Como se puede apreciar en las imágenes de dosado incluidas en la figura 5.5, el caso ICFB 60 presenta una mayor estratificación que el caso ICFB 80 por lo que su correspondiente tasa de liberación de calor será más progresiva. No obstante es importante remarcar que éstos son siempre mayores con el empleo de estrategias HPC, especialmente cuanto más premezclada resulta ser la estrategia (llegando cerca de los  $30 bar/CAD$  para ICFB 70, mientras que en PPC, para el mismo ICFB, no se llega a superar los  $18 bar/CAD$  en ningún caso).

#### 5.3.4. Discusión sobre emisiones contaminantes

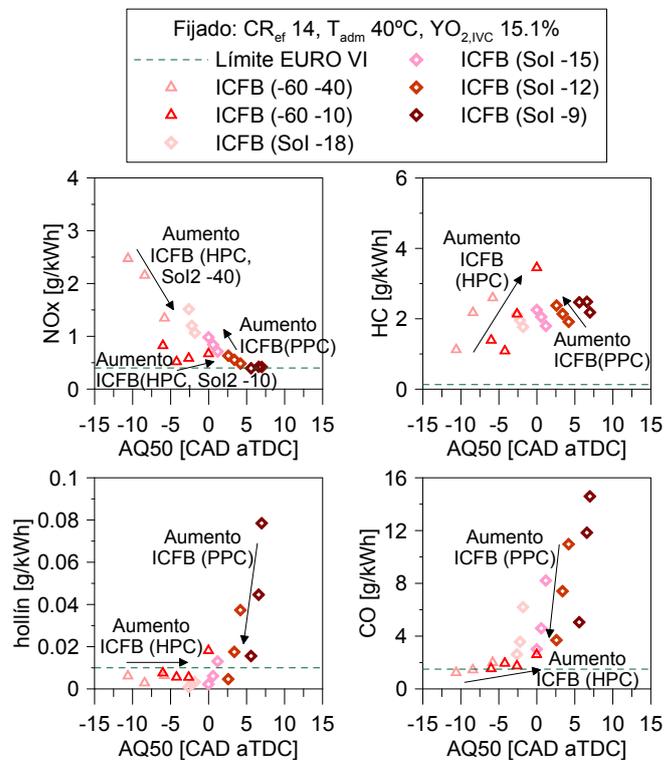
De acuerdo con la metodología propuesta en el presente capítulo de la tesis, tras el análisis de los procesos de mezcla y combustión, y de prestaciones, llega el momento de analizar cómo influye la variación del ratio de mezcla de combustibles sobre los niveles de emisiones contaminantes.

En primer lugar se analiza la figura 5.6 en términos de emisiones de  $NO_x$ . Se pueden distinguir tres tendencias bien diferenciadas en función de la estrategia de inyección directa empleada. Para estrategias PPC, el incremento del ICFB implica mayores emisiones de  $NO_x$ , lo cual es coherente con los estudios anteriores, donde estas condiciones de operación conllevan una combustión más abrupta (como indican mayores gradientes de presión máxima en cámara) que favorece la formación de  $NO_x$ . Para estrategias HPC con ambos eventos de inyección adelantados (SoI  $-60/ -40 CAD aTDC$ ), el aumento de ICFB conlleva una importante reducción de las emisiones de  $NO_x$ . En estas condiciones, con el incremento del ICFB el centrado de la



**Figura 5.5.** Secuencia de imágenes de distribución de temperatura y dosado, para ICFB 60 (par a la izquierda) e ICFB 80 (par a la derecha), en condiciones altamente premezcladas (SoI -60/-10).

combustión tiende a retrasarse, no obstante la combustión sigue teniendo lugar durante la carrera de compresión, por lo que los niveles de  $NO_x$  permanecen lejos del nivel marcado por la norma EURO VI. Por otro lado, cuando la estrategia HPC se implementa con la segunda inyección directa próxima al PMS (SoI  $-60/-10$  CAD aTDC), el incremento del ICFB conlleva mayores emisiones de  $NO_x$ . Como se puede apreciar en la figura 5.5, en estas condiciones mayores niveles de ICFB generan menor estratificación del dosado a través de la cámara de combustión, por lo que la combustión pasa a ser menos progresiva, generando mayores gradientes de presión que implican más zonas sometidas a altas temperaturas en el cilindro.



**Figura 5.6.** Variables indicativas de las emisiones de la combustión, en función del AQ50, para el estudio de la influencia de la reactividad de la mezcla de combustibles.

A continuación se analiza la figura 5.6 en términos de emisiones de hollín. El incremento del ICFB en condiciones PPC consigue una importante reducción del nivel de emisiones de hollín, debido fundamentalmente a la obtención de combustiones más bruscas que alcanzan temperaturas en cámara más altas y

favorecen los procesos de oxidación del hollín formado. En condiciones HPC, la combinación de reducidas zonas de dosado rico (como se puede apreciar en la figura 5.5) que favorecen la no-formación de este contaminante, junto con los elevados gradientes de presión producidos por procesos de combustión altamente premezclados que favorecen la oxidación del hollín formado, resulta en reducidos niveles de emisiones de hollín. Es importante remarcar que éstos se encuentran por debajo del límite establecido por la norma EURO VI.

Pasando a analizar cómo afecta la variación del ICFB a los niveles de emisiones de hidrocarburos sin quemar, la figura 5.6 muestra que, con independencia de la estrategia de inyección empleada, las emisiones de *HC* aumentan con el incremento del ICFB. Esto es debido a que mayores ICFB implican mayores cantidades de gasolina admitida en forma de mezcla homogénea con el gas de admisión, y por tanto se trata de una mayor cantidad de combustible que queda distribuido por todo el volumen del cilindro, incluyendo las zonas frías<sup>4</sup>. Teniendo en cuenta la dificultad que existe para que se generen nuevos núcleos de autoencendido en la proximidad de dichas zonas frías, el progreso de la combustión aparece limitado hacia las mencionadas zonas, por lo que el nivel de *HC* aumenta con el incremento del ICFB. No obstante, es interesante remarcar que, mediante el uso de estrategias de inyección HPC, se consigue reducir este efecto (comparando los resultados de la figura 5.6 para ICFB 70, en condiciones PPC se miden entre 2.1 y 2.5 *g/kWh* mientras que en condiciones HPC se miden entre 1.1 y 1.4 *g/kWh*). Esto es debido a que al dirigir el primer evento de inyección directa a las zonas frías, se incrementa el dosado y la reactividad local de la mezcla en dichas zonas, favoreciendo el progreso de la combustión hacia las mismas, como se ha comprobado en el capítulo 4.

Los últimos resultados a analizar en términos de emisiones de acuerdo con la variación del ratio de mezcla de combustibles, son los niveles de emisiones de *CO*. Como se puede apreciar en la figura 5.6, bajo condiciones de operación PPC, el incremento del ICFB consigue una reducción muy importante del nivel de emisiones de *CO*. Este hecho es coherente con la obtención de una combustión de menor duración, más adelantada en el ciclo del motor y con mayores gradientes de presión, la cual favorece los procesos de oxidación del *CO*. Sin embargo, en condiciones HPC, el nivel de emisiones de *CO* aumenta ligeramente con el aumento del ICFB, pero a diferencia del caso anterior, dicho nivel de emisiones permanece cercano al límite EURO VI. El hecho de que el nivel de emisiones permanezca tan reducido operando en HPC

---

<sup>4</sup>Se entiende por zonas frías aquellas que están en contacto directo con las superficies refrigeradas del motor (culata, camisa y pistón).

está directamente relacionado con la obtención de procesos de combustión con baja estratificación de la mezcla, que resulta en abruptas tasas de liberación de calor, que favorecen la oxidación del  $CO$ . Y el hecho de que las emisiones de  $CO$  aumenten ligeramente con niveles de ICFB más elevados está relacionado por el retraso del AQ50 que va en detrimento de los mencionados procesos de oxidación.

#### 5.4. Influencia de la estrategia de inyección directa sobre la combustión RCCI

De acuerdo con la secuencia de análisis definida en la sección 5.1, el siguiente bloque de variables de control a analizar se corresponde con la estrategia de inyección directa. De acuerdo con resultados publicados al respecto, las estrategias de inyección directa tienen un gran potencial para el control de la combustión RCCI [10]. A diferencia del anterior, este bloque está compuesto por cuatro variables de control: En el marco de las estrategias simples de inyección directa, el SoI; en el marco de las estrategias dobles de inyección directa el SoI del primer y del segundo evento de inyección (SoI1 y SoI2) y el reparto de masa entre ambos eventos. Continuando con la búsqueda de las estrategias de control que permitan cumplir con los límites de emisiones impuestos por las normativas anti-contaminantes, sin que ello perjudique al nivel de prestaciones del motor, en esta sección se llevan a cabo diferentes estudios paramétricos para analizar el efecto de las mencionadas variables de control sobre los procesos de mezcla y combustión, sus emisiones y sus prestaciones.

Dichos estudios han sido realizados partiendo de las condiciones de operación mostradas en la tabla 5.1. Concretamente, utilizando una estrategia simple de inyección directa, se ha barrido el SoI desde  $-9$  hasta  $-21$   $CAD$   $aTDC$ . Empleando una estrategia doble de inyección directa, manteniendo fijo el SoI1 en  $-60$  se ha variado el SoI2 de  $-10$  a  $-25$   $CAD$   $aTDC$ ; por otra parte, se ha variado el SoI1 de  $-35$  a  $-65$ , manteniendo el SoI2 fijo en  $-10$   $CAD$   $aTDC$ ; en referencia al reparto de combustible entre el primer y el segundo evento de inyección, se ha variado del  $50\%/50\%$  al  $30\%/70\%$ , para dos pares de SoI entre los que se ha mantenido fija una separación entre eventos de  $50$   $CAD$ . Más detalles se incluyen en la tabla 5.3, donde cada entrada se corresponde con un estudio paramétrico.

**Tabla 5.3.** Variables de los estudios paramétricos correspondientes al análisis de la influencia de la estrategia de inyección sobre el proceso de combustión RCCI. Sombreados en gris aparecen los rangos que se han barrido en cada estudio.

$m_{aire}$ [kg/h]	ICFB [%]	SoI1 [CAD]	SoI2 [CAD]	Reparto [% <sub>1</sub> / <sub>2</sub> ]	$Y_{O_2,IVC}$ [%]	$CR_{ef}$ [-]	$T_{adm}$ [°C]
85.7	60	[-9→-21]	-	-	15	14	40
85.7	60	-60	[-10→-25]	50/50	15	14	40
85.7	60	[-35→-65]	-10	50/50	15	14	40
85.7	60	-60	-10	[50/50→30/70]	15	14	40
85.7	60	-55	-5	[50/50→30/70]	15	14	40

#### 5.4.1. Análisis del proceso de mezcla

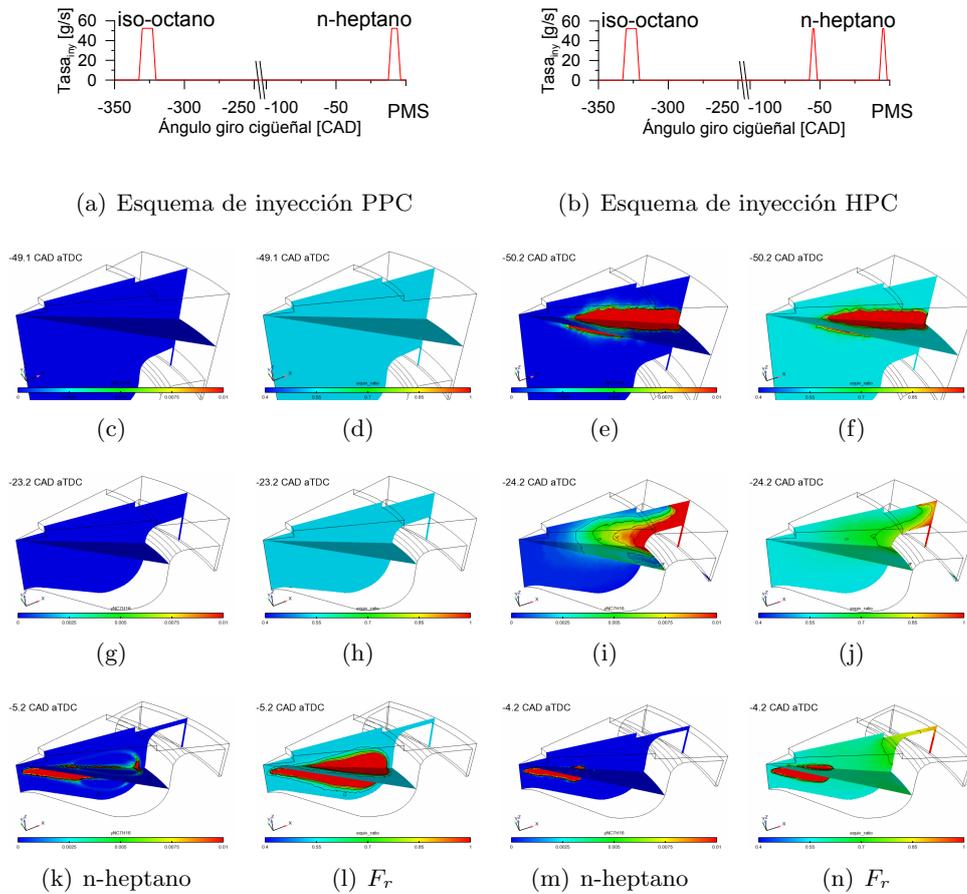
En la presente sección, para evaluar el efecto de la estrategia de inyección directa sobre el proceso de mezcla, se han modelado cuatro casos de entre los llevados a cabo experimentalmente. Éstos se analizan por parejas, de modo que se pueda comparar por un lado el uso de una estrategia de inyección simple frente a una doble, y por otro lado, una estrategia doble con ambos eventos de inyección adelantados en el ciclo frente a otra con el segundo evento de inyección próximo al PMS.

En primer lugar se lleva a cabo el estudio comparativo del proceso de mezcla entre la estrategia simple y la doble. El punto correspondiente a la estrategia de inyección simple es aquel con SoI  $-15 CAD aTDC$ , perteneciente al estudio paramétrico detallado en la primera fila de la tabla 5.3. En cuanto al punto correspondiente a la estrategia de inyección doble, se trata del que tiene SoI  $-60/-10 CAD aTDC$  y pertenece al estudio detallado en la segunda fila de la tabla mencionada anteriormente.

Como se puede apreciar en los esquemas de inyección mostrados en la parte superior de la figura 5.7, ambos casos presentan una tasa de inyección de isoctano igual, la cual se corresponde con ICFB 60 ( $71.4 mg/ciclo$ ). En cuanto a la inyección de n-heptano, el caso de la inyección simple los  $47.6 mg/ciclo$  de combustible restantes se inyectan en un evento cuyo inicio se da en  $-15 CAD aTDC$ ; mientras, en el caso de la inyección doble, el combustible restante se inyecta repartido en dos eventos por igual (en  $-60 CAD aTDC$  se inyectan  $23.8 mg/ciclo$  y en  $-10 CAD aTDC$  otros  $23.8 mg/ciclo$ ).

En el instante más temprano ( $-50 CAD aTDC$ ) de la secuencia de imágenes incluida en la figura 5.7, ambos casos presentan un dosado

homogéneo menor a 0.55 que corresponde a la admisión de la mezcla entre aire e isoctano. Por otra parte, en el mencionado instante se puede apreciar cómo, para el caso de la estrategia de inyección directa doble, el primer evento va dirigido a la región del *squish* y sobre el huelgo radial existente entre el pistón y la camisa del cilindro.



**Figura 5.7.** Esquema de inyección y secuencia de imágenes de distribución de n-heptano y dosado, para condiciones PPC (izquierda) y HPC (derecha), con ICFB 60.

En el siguiente instante representado en dicha figura ( $-24\text{ CAD aTDC}$ ) se puede apreciar cómo el primer evento de inyección de la estrategia de inyección doble ha creado una estratificación del dosado, que va de más rico en las zonas del *squish*, a más pobre en el centro de la cámara de combustión. Mientras,

para la estrategia de inyección simple, todo sigue en dosado homogéneo inferior a 0.55 puesto que todavía no se ha realizado la inyección de n-heptano.

En el último instante representado en la figura 5.7 ( $-5 \text{ CAD aTDC}$ ) se puede apreciar cómo tanto la inyección simple como el segundo evento de la inyección doble van dirigidas al interior del *bowl*.

Como consecuencia de las diferentes estrategias de inyección, se obtienen distintas distribuciones de dosado al inicio de la combustión. En el caso de la inyección simple, cuyo SoC se da en torno a  $-7 \text{ CAD aTDC}$ , la distribución de dosados (y en consecuencia la de reactividad<sup>5</sup>) aparece sub-estratificada, con dosados ricos en las zonas correspondientes al chorro y pobres el resto de zonas. Sin embargo, en el caso de la inyección doble, cuyo SoC se da en torno a  $-10 \text{ CAD aTDC}$  (cuando todavía no se ha producido la segunda inyección), sí que se da la estratificación del dosado sin la existencia de zonas ricas en la cámara de combustión.

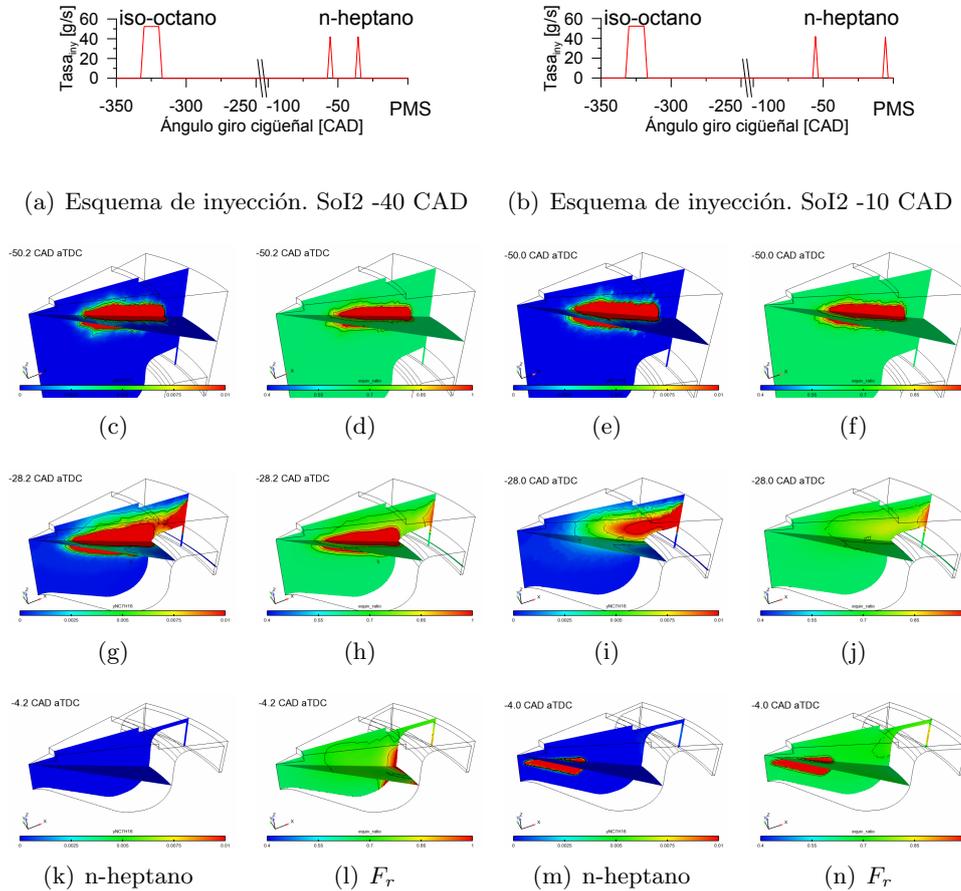
Una vez realizado el estudio comparativo entre los procesos de mezcla correspondientes a una estrategia de inyección simple frente a una doble, se realiza un segundo estudio comparativo entre dos estrategias de inyección dobles con diferencias en el instante de inicio de la segunda inyección. Para ello, como se puede apreciar en los esquemas de inyección incluidos en la parte superior de la figura 5.8, ambas estrategias presentan la misma tasa de inyección de isoctano que corresponde a ICFB 80 ( $95.2 \text{ mg/ciclo}$ ). El combustible restante se inyecta en dos eventos con la misma masa ( $11.9 \text{ mg/ciclo}$ ). Asimismo, en ambos casos el primer evento de inyección directa tiene su inicio en  $-60 \text{ CAD aTDC}$ . La principal diferencia entre ambos casos se da en el inicio de inyección del segundo evento, el cual está fijado en  $-40 \text{ CAD aTDC}$  para el caso más premezclado y en  $-10 \text{ CAD aTDC}$  para el otro caso.

Como se puede apreciar en el instante más temprano ( $-50 \text{ CAD aTDC}$ ) de la secuencia de imágenes incluida en la figura 5.8, ambos casos presentan un dosado homogéneo del orden de 0.7 que corresponde a la admisión de la mezcla entre aire e isoctano. Por otra parte, en el mencionado instante se puede apreciar cómo para ambos casos el primer evento va dirigido a la región del *squish* y sobre el huelgo radial existente entre pistón y cilindro.

En el siguiente instante representado en dicha figura ( $-28 \text{ CAD aTDC}$ ) las imágenes correspondientes al caso con SoI2 cercano a PMS muestran que el primer evento de inyección ha creado una estratificación del dosado que va,

---

<sup>5</sup>En el capítulo 4 se prueba que la distribución de reactividad tiene el mismo comportamiento que la distribución de dosados.



**Figura 5.8.** Esquema de inyección y secuencia de imágenes de distribución de n-heptano y dosado, para condiciones HPC, con SoI2 adelantado (izquierda) y cercano a PMS (derecha), con ICFB 80.

de más rico en las zonas del *squish*, a más pobre en el centro de la cámara de combustión. Mientras, para la estrategia con SoI2 adelantado, el segundo evento de inyección ha creado una zona de dosado rico en la zona más pobre de la estratificación creada por el primer evento de inyección.

En el último instante representado en la figura 5.8 ( $-4 \text{ CAD aTDC}$ ) se puede apreciar cómo en el caso de la estrategia más premezclada, toda la fracción másica de n-heptano ha reaccionado. Mientras, en el caso de la estrategia con SoI2 cercano a PMS, el segundo evento de inyección promueve

una zona de dosados ricos en el interior del *bowl*, mientras la estratificación creada por el primer evento de combustión ya ha desaparecido, porque la combustión ha comenzado en las zonas más ricas provenientes de dicha estratificación.

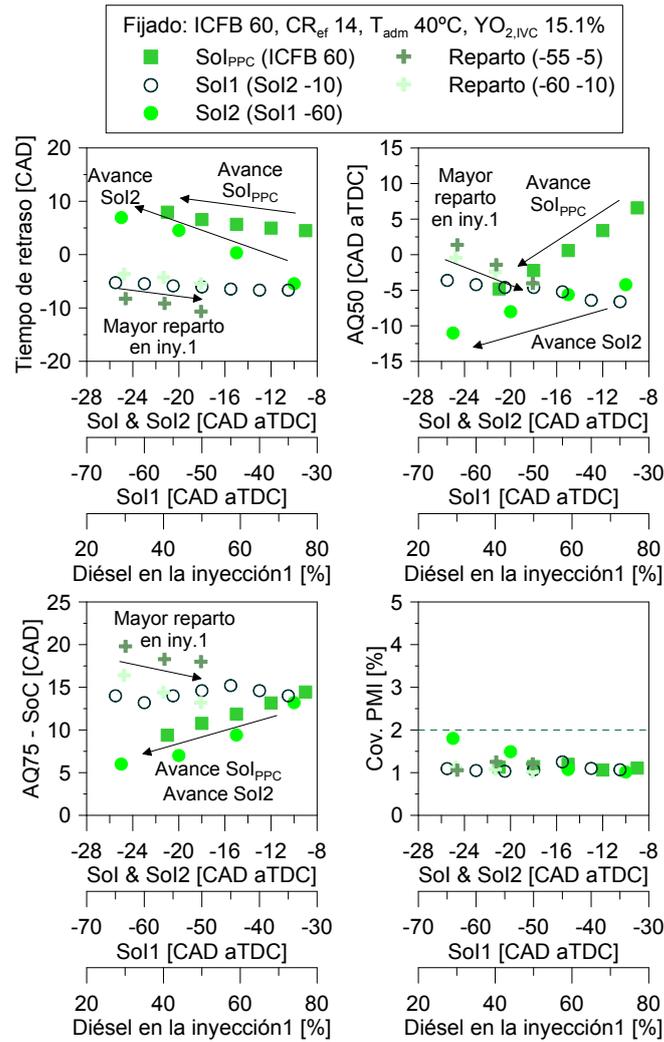
Como consecuencia de las diferentes estrategias de inyección, se obtienen distintas distribuciones de dosado al inicio de la combustión. En el caso de inyección doble adelantada, cuyo SoC se da en torno a  $-14 \text{ CAD aTDC}$ , se puede prever el fenómeno de sobre-mezcla, el cual conlleva una distribución de dosados sobre-estratificada, con dosados máximos bajos y dosados mínimos altos (como se puede observar en la figura 5.14). Sin embargo, en el caso con SoI2 más cercano a PMS, cuyo SoC se da en torno a  $-10 \text{ CAD aTDC}$ , la estratificación del dosado en la cámara de combustión se da en las zonas de la cámara radialmente más alejadas del inyector, ya que todavía no se ha producido la segunda inyección y la primera ha tenido del orden de  $50 \text{ CAD}$  para mezclarse.

#### 5.4.2. Estudio del proceso de combustión

Tras haber analizado las diferentes estrategias de mezcla derivadas de las principales variables de control que el sistema de inyección directa posee, en la presente subsección se estudia cómo dichas variables influyen sobre el proceso de combustión. Por coherencia en el estudio de los resultados, cada variable será descrita en un único sentido de acuerdo con su correspondiente estudio paramétrico, es decir, para los diferentes SoI se evaluará su adelanto, mientras que para el análisis del reparto se evaluará de acuerdo con el incremento de masa en el primer evento de inyección. Asimismo, para mayor claridad, los resultados se han representado en la figura 5.9 en función de distintos ejes en abscisas (el más cercano a la figura para SoI<sub>PPC</sub> y SoI2, el intermedio para SoI1 y el más alejado para el reparto de masa entre eventos de inyección).

De acuerdo con los resultados en términos de tiempos de retraso mostrados en la figura 5.9, tanto el avance del SoI (PPC) como del SoI2 (HPC) alargan los tiempos de retraso, ya que la inyección tiende a producirse en condiciones de menor presión y temperatura. Es importante destacar que el efecto es mayor al emplear estrategias de inyección directa altamente premezcladas. Sin embargo, el efecto del SoI1 (HPC) sobre el tiempo de retraso es despreciable, ya que en el rango estudiado (de  $-35$  a  $-65 \text{ CAD aTDC}$ ) la variación de las condiciones termodinámicas en cámara no influye sobre el tiempo de retraso. En cuanto a la influencia del reparto entre eventos de inyección directa, el incremento de masa de combustible Diesel en el primer evento promueve tiempos de retraso más

cortos. Esto es debido a que enriquece e incrementa la reactividad de la mezcla en las zonas premezcladas donde tiene lugar el autoencendido, favoreciendo la aparición de este fenómeno.



**Figura 5.9.** Variables representativas del proceso de combustión, en función de las variables de control de la estrategia de inyección directa.

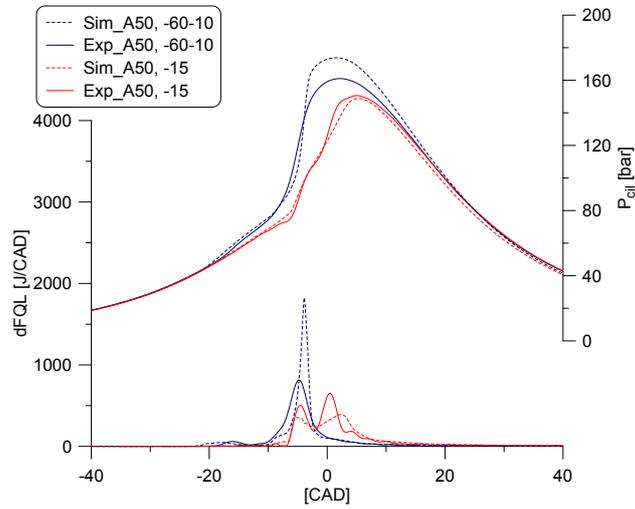
En términos de duración de la etapa de combustión de alta temperatura, la figura 5.9 muestra dos tendencias para las cuatro variables. Por un lado, tanto el avance del Sol (PPC), del Sol2 (HPC) como el incremento de masa

inyectada en el primer evento de inyección tienden a reducir la duración de la combustión. Esto es debido a que dichas variaciones promueven combustiones más premezcladas, como se deduce del estudio de mezcla ilustrado en la figura 5.8. Por otro lado, del mismo modo que ocurre en términos de tiempos de retraso, la variación del SoI1 (HPC) no tiene un efecto significativo sobre la duración del proceso de combustión.

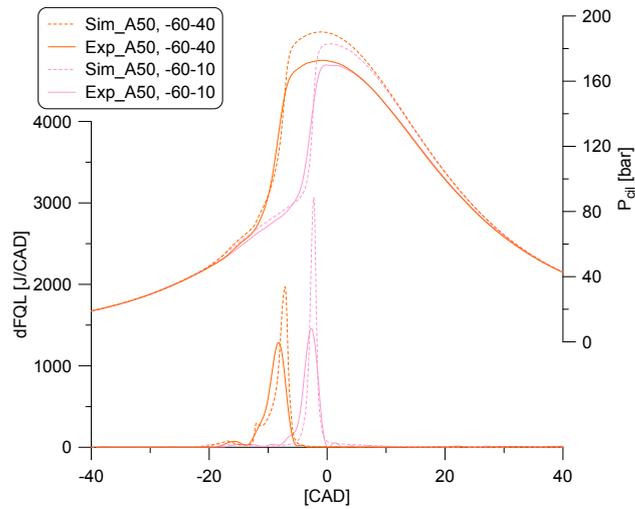
Pasando a analizar cómo afecta la variación de los parámetros de inyección directa estudiados al centrado de la combustión, aparecen dos tendencias bien diferenciadas en la figura 5.9. Tanto el adelanto del SoI (PPC) y del SoI2 (HPC), como el incremento de masa inyectada en el primer evento de inyección directa promueven el adelanto del AQ50. Por un lado, el adelanto de los mencionados eventos de inyección, pese a promover tiempos de retraso más largos, no consigue retrasar el AQ50 puesto que la duración de la combustión se reduce de forma más importante. Por otro lado, para la variación del reparto descrita, el AQ50 se adelanta ya que tanto el tiempo de retraso como la duración de la combustión se reducen. La segunda tendencia observada corresponde al adelanto del SoI2 (HPC), que conlleva un ligero retraso del AQ50 (se ha obtenido una variación de 3 *CAD* en una variación del SoI de 30 *CAD*).

Finalmente se estudia el efecto de la variación de las variables de control de la inyección directa sobre la covarianza de la PMI. Como se puede observar en la figura 5.9, la covarianza de todos los puntos medidos se encuentra entre 1 y 2 %, por lo que se puede concluir que ninguno de los puntos pertenecientes a los estudios paramétricos realizados en función del ICFB presenta inestabilidad en la combustión. Parece importante destacar que tan sólo la covarianza de la PMI de un punto excede el 1.5 %, el cual corresponde al punto más avanzado del barrido del SoI2.

Como último apunte, en la subfigura 5.10(a) se puede apreciar cómo el proceso de combustión parcialmente premezclado presenta una etapa de liberación de calor de alta temperatura con dos fases claramente diferenciadas, mientras que el proceso en condiciones altamente premezcladas no. Estos procesos de combustión validan la descripción realizada en el capítulo 4 en unas condiciones de operación diferentes (nivel de carga superior). Por otra parte, la figura 5.10 muestra el ajuste conseguido entre los resultados modelados y los resultados experimentales. Se aprecia que el modelo es capaz de reproducir de forma precisa el tiempo de retraso, sub-prediciendo ligeramente los niveles máximos de RoHR en condiciones PPC y sobre-prediciendo tanto los niveles máximos de presión como de RoHR, en condiciones HPC.



(a) Comparación SoI  $-15$  frente a SoI  $-60/-10$  CAD  $aTDC$ , con ICFB 60



(b) Comparación SoI  $-60/-40$  frente a SoI  $-60/-10$  CAD  $aTDC$ , con ICFB 80

**Figura 5.10.** Resultados de liberación de calor y presión en cámara, medidos y modelados, para las comparaciones de estrategia de inyección (simple/doble), parte superior, y de SoI2 (avanzado/retrasado), parte inferior.

### 5.4.3. Evaluación de prestaciones

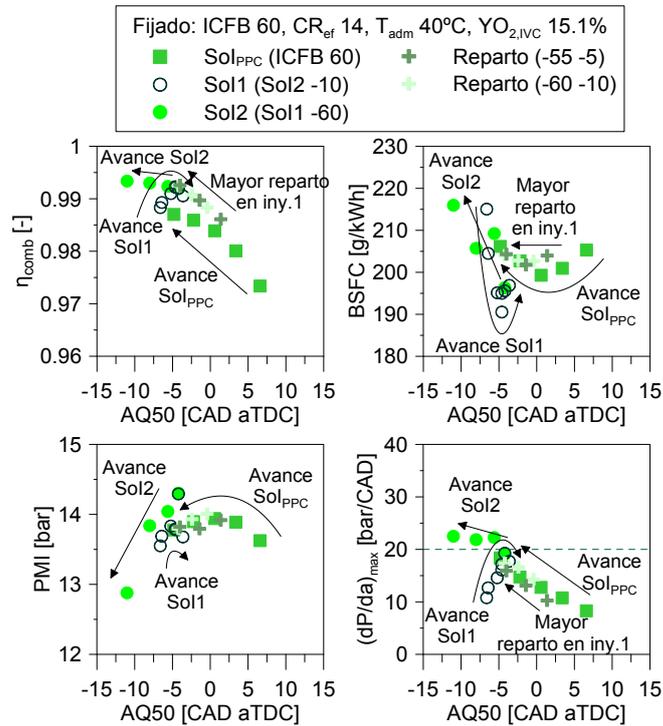
De acuerdo con la metodología establecida en este capítulo, una vez analizados efectos de la estrategia de inyección directa sobre los procesos de mezcla y combustión, en la presente subsección se estudia el efecto de dichas variables en términos de prestaciones. Este análisis se basa en los resultados mostrados en la figura 5.11 y se apoya en las secuencias de imágenes de las figuras 5.13 y 5.14. Para una mejor comprensión del efecto de las variables objeto de estudio, cada una de ellas se describe en el mismo sentido que se ha hecho en la subsección anterior.

La figura 5.11 muestra en primer lugar la evolución de la eficiencia de la combustión en función del AQ50, para los distintos estudios paramétricos llevados a cabo en esta sección. Los resultados obtenidos muestran que tanto el adelanto del SoI (PPC), del SoI2 (HPC) y del SoI1 (HPC), como el incremento de masa inyectada en el primer evento de inyección tienden a incrementar la  $\eta_{comb}$ . Es importante destacar el hecho de que este efecto es mucho más importante en condiciones PPC que en HPC, ya que el nivel de la  $\eta_{comb}$  en HPC es del orden del 99%. Por otra parte, en SoI1  $-55 CAD aTDC$  aparece un punto de inflexión en la tendencia y conforme esta variable se sigue avanzando la  $\eta_{comb}$  baja.

Analizando los resultados obtenidos en términos de PMI, en la figura 5.11 se puede apreciar que el centrado de la combustión con respecto al PMS es un condicionante fundamental independiente de la variable objeto de estudio. Aquellas estrategias que avanzan el AQ50 desde la carrera de expansión hacia PMS consiguen incrementar la PMI, mientras que las que avanzan el AQ50 de PMS hacia la carrera de compresión disminuyen la PMI. El avance del SoI (PPC) completa esta tendencia a lo largo de su barrido, alcanzando su máximo en  $-15 CAD aTDC$  (cuyo AQ50 se corresponde con PMS). El avance del SoI2 (HPC) y el incremento de la masa de combustible Diesel inyectado en el primer evento tienden a reducir la PMI, puesto que conllevan el avance del AQ50 de PMS hacia la carrera de compresión. Por otra parte, el avance del SoI1 mejora el nivel de PMI obtenido por retrasar el AQ50 hacia PMS. Sin embargo, del mismo modo que ocurre en el análisis de la  $\eta_{comb}$ , se ha detectado un cambio en esta tendencia para los puntos más avanzados del estudio paramétrico, donde el avance del SoI1 conlleva la reducción de la PMI.

De acuerdo con los resultados en términos de  $\eta_{comb}$  y PMI, la figura 5.11 muestra los resultados de consumo específico de combustible. Pese a que la  $\eta_{comb}$  aumenta conforme se avanza en SoI (PPC), el efecto de la PMI tiene mayor influencia sobre el BSFC, cuya tendencia muestra un mínimo en  $-15 CAD aTDC$ , donde la PMI es máxima. Por otra parte, la variación

de la PMI también marca la tendencia del BSFC con la variación del  $\text{SoI}2$ : a medida que éste se avanza, el BSFC se incrementa. En cuanto a la influencia del incremento de masa en el primer evento de inyección, ésta es despreciable, ya que la reducción en PMI que implica se ve compensada por el incremento de la  $\eta_{comb}$ . Por último, el avance del  $\text{SoI}1$  (HPC) consigue reducir el BSFC hasta que se encuentra con un punto de inflexión en su tendencia ( $-55 \text{ CAD aTDC}$ ) donde el BSFC empieza a empeorar.



**Figura 5.11.** Variables indicativas de las prestaciones de la combustión, en función del  $AQ50$ , para el estudio de la influencia de las variables de control de la estrategia de inyección directa.

Analizando los resultados que la figura 5.11 muestra en términos de gradientes de presión máxima en cámara, se puede apreciar que las tendencias resultan iguales a las obtenidas en términos de  $\eta_{comb}$ . Así pues, tanto el adelanto del  $\text{SoI}$  (PPC), del  $\text{SoI}2$  (HPC) y del  $\text{SoI}1$  (HPC), como el incremento de masa inyectada en el primer evento de inyección tienden a obtener gradientes de presión más elevados. Es interesante comentar que sigue apareciendo un punto de inflexión en la tendencia, a partir del cual, conforme

se sigue avanzando el SoI1 los gradientes de presión máxima en cámara bajan. Sin embargo, para dicha variable, el punto de inflexión aparece más adelantado (en  $-60 \text{ CAD aTDC}$ ) que para el resto de prestaciones evaluadas.

Una vez finalizado el análisis de la presente subsección, es de interés el apuntar porqué los resultados del barrido de SoI1 no dependen fundamentalmente del AQ50, como ocurre en el resto de barridos evaluados. Como se ha mostrado en la subsección 5.4.2, tanto el tiempo de retraso como el AQ50 apenas varían con el SoI1. Sin embargo, en SoI1 tempranos ( $-35$  ó  $-40 \text{ CAD aTDC}$ ) el tiempo de mezcla para el combustible inyectado en este evento es mucho menor que para SoI2 tardíos ( $-60$  ó  $-65 \text{ CAD aTDC}$ ). Por tanto, mientras que para ángulos tempranos del SoI1 la estratificación del dosado favorece la evolución del proceso de combustión, para ángulos de SoI1 avanzados se alcanza una sobre-estratificación, donde desaparecen las zonas que favorecen la generación de nuevos núcleos de autoencendido, reduciendo la  $\eta_{comb}$ , la PMI, el gradiente de presión máximo y aumentando el BSFC.

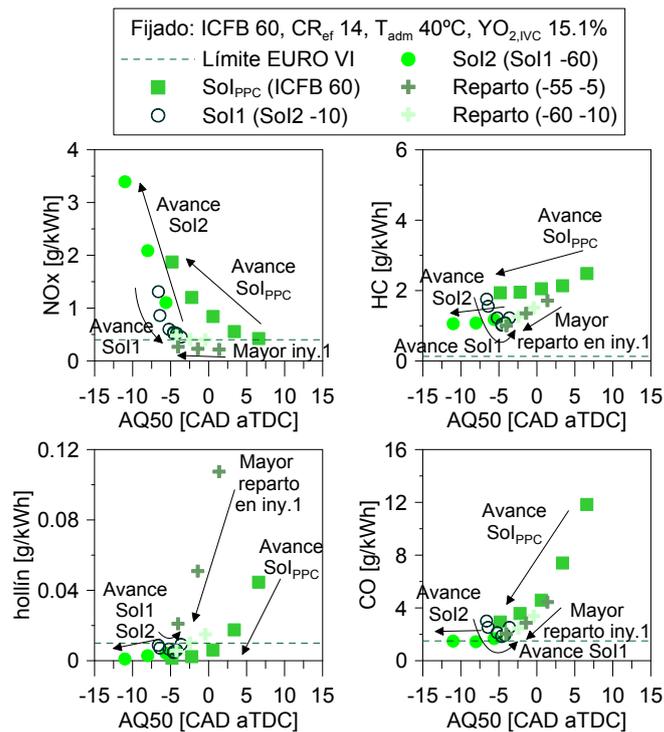
#### 5.4.4. Discusión sobre emisiones contaminantes

El análisis de la influencia sobre las emisiones contaminantes de la estrategia de inyección directa representa el último estudio en referencia a este segundo bloque de variables de control de la estrategia de combustión premezclada controlada por la reactividad del combustible. De forma coherente con las anteriores subsecciones, el efecto de las variables objeto de estudio se describe en el mismo sentido que se ha hecho previamente.

En primer lugar se analiza la figura 5.12 en términos de emisiones de  $NO_x$ . Por un lado, tanto el avance del SoI (PPC) como el del SoI2 (HPC) implican un importante incremento en los niveles de emisiones de  $NO_x$ , que es coherente con el adelanto en el centrado de la combustión y con el incremento en el nivel de gradientes de presión máximos en cámara (condiciones que favorecen la formación de  $NO_x$  por darse temperaturas de combustión más elevadas). Sin embargo al incrementar la masa de combustible inyectado en el primer evento, pese a que el AQ50 se adelanta de PMS hacia la carrera de compresión, el nivel de  $NO_x$  apenas sufre un leve incremento. Por otra parte, el avance del SoI1 reduce las emisiones de  $NO_x$ ; este efecto es más fuerte para los SoI1 evaluados más adelantados, mientras que la reducción de  $NO_x$  en los más retrasados es ligera.

A continuación se analiza la figura 5.12 en términos de emisiones de hollín. Como se ha identificado en la sección 5.3, aquellas estrategias que promueven un proceso de combustión más brusco consiguen reducir el nivel de emisiones

de hollín, básicamente por favorecer sus procesos de oxidación. Esto se consigue mediante el avance del SolI (PPC) y mediante el incremento de la masa inyectada en el primer evento. Para la estrategia de variación del reparto Diesel entre los eventos de inyección directa, es importante apuntar que aquellos casos en los que se ha obtenido un nivel de hollín muy elevado es debido a que el segundo evento de inyección se produce tras el SoC, generando zonas de dosado rico y temperaturas medias (como se puede apreciar en las subfiguras 5.13(ñ) y 5.13(o)), condiciones favorables para la formación de hollín. En cuanto a las variaciones del SolI y del Sol2, ambas estrategias permanecen por debajo del límite impuesto por la normativa EURO VI, debido a que el alto grado de premezcla asociado a dichas estrategias favorece la no-formación de hollín.

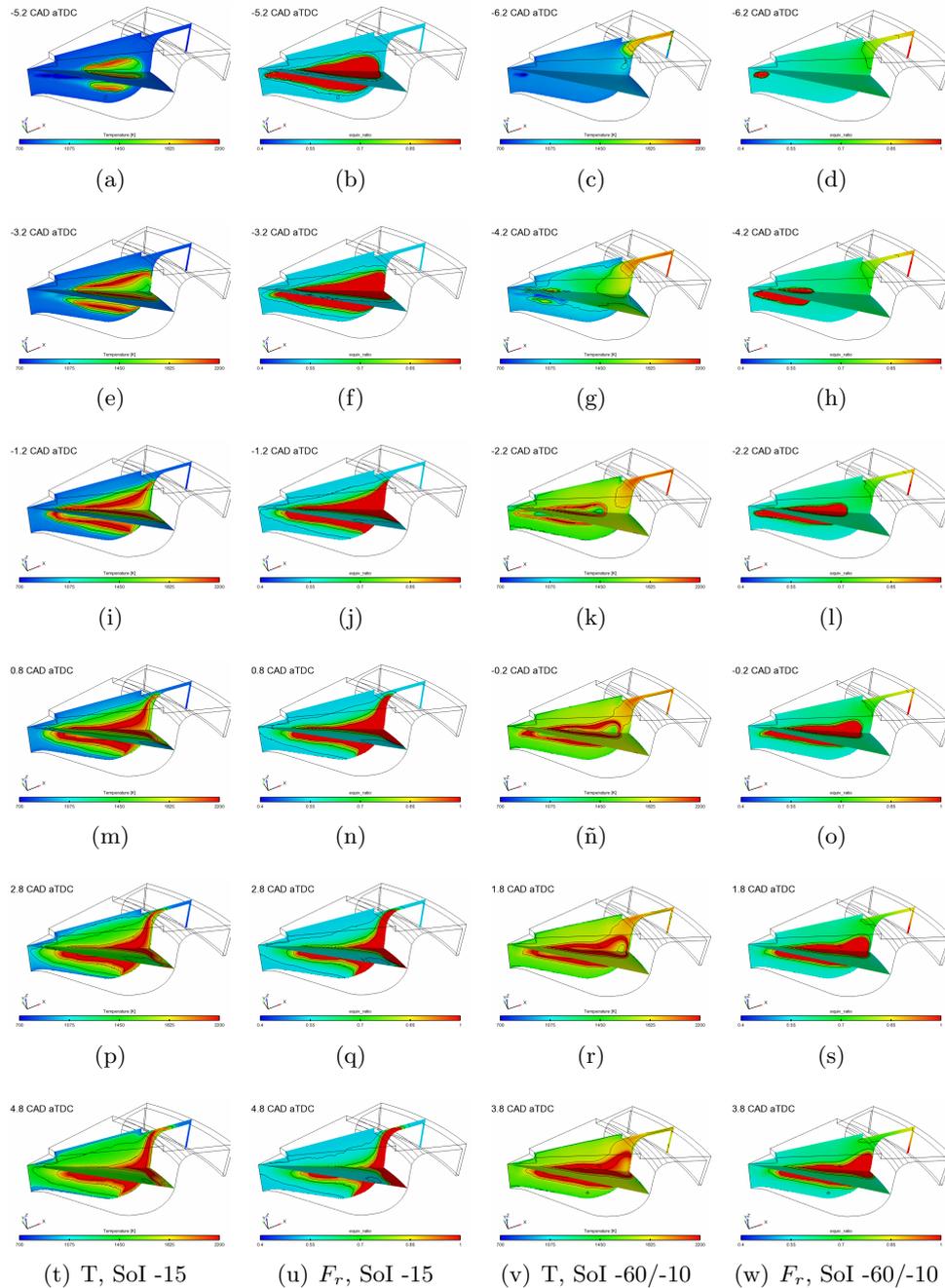


**Figura 5.12.** Variables indicativas de las emisiones de la combustión, en función del AQ50, para el estudio de la influencia de las variables de control de la estrategia de inyección directa.

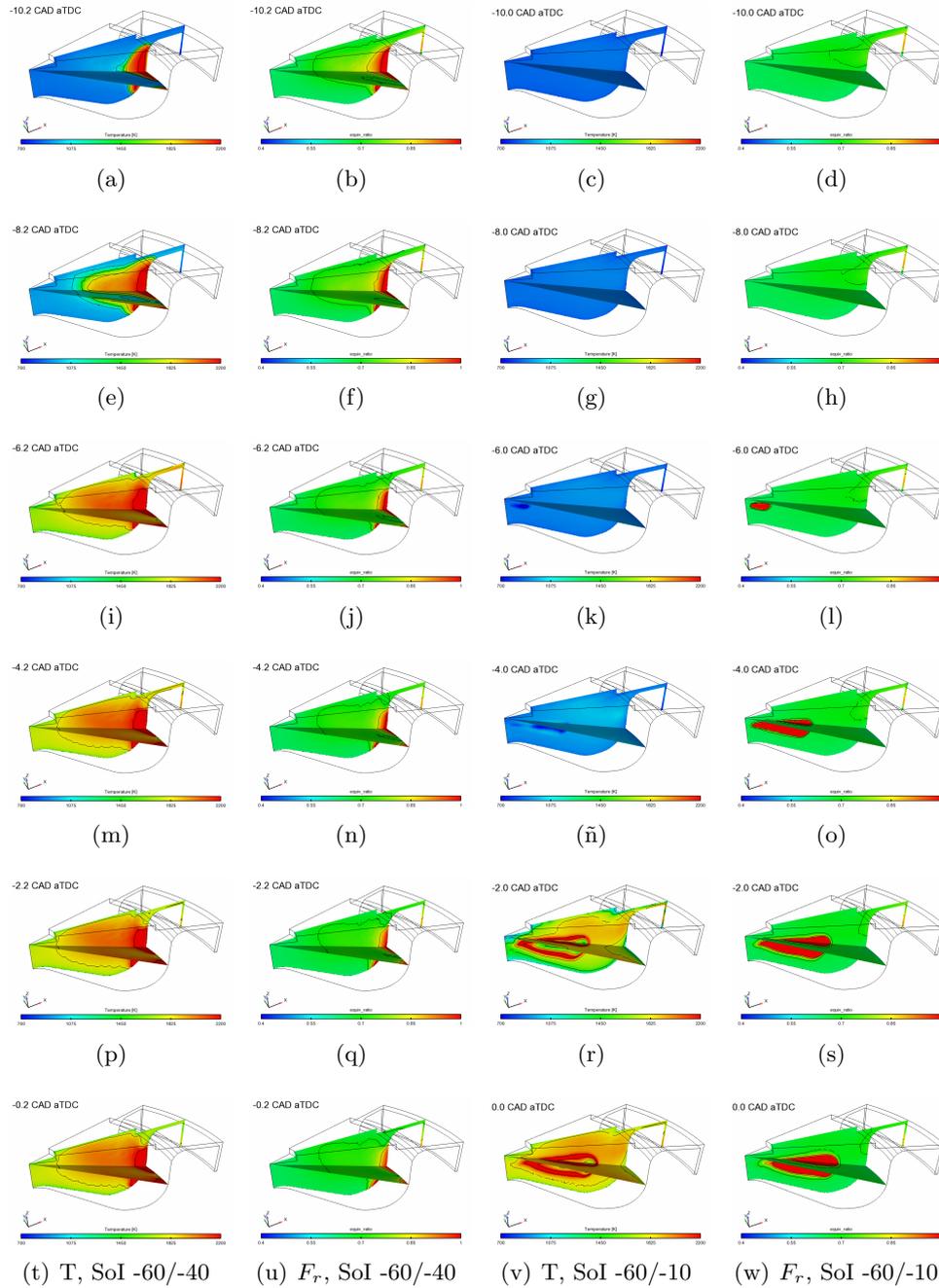
Concretamente, los valores de este contaminante son más bajos en el barrido del SoI2 puesto que sus gradientes de presión también son más elevados y conllevan condiciones favorables para la oxidación del hollín generado.

Pasando a analizar cómo afecta la variación de las variables de control del proceso de inyección directa a los niveles de hidrocarburos sin quemar, la figura 5.12 muestra que aquellos procesos que favorecen combustiones más bruscas, alcanzan temperaturas en cámara más altas que favorecen los procesos de oxidación de *HC*. De este modo, tanto el adelanto del SoI (PPC), del SoI2 (HPC) y del SoI1 (HPC), como el incremento de masa inyectada en el primer evento de inyección tienden a reducir el nivel de emisiones de *HC*. De entre las estrategias evaluadas, aquella que consigue una mayor reducción es el avance del SoI1, y se debe a que consigue incrementar el dosado (y la reactividad) en las zonas frías (como se ha visto en la descripción del proceso de mezcla de la presente sección), favoreciendo la aparición de nuevos núcleos de autoencendido en dichas regiones, que son la principal fuente de *HC*. Sin embargo, del mismo modo que ocurre en términos de prestaciones, la sobreestratificación de la mezcla que aparece en los SoI1 más avanzados conlleva un repunte en el nivel de emisiones de *HC*.

Los últimos resultados a analizar en términos de emisiones, atendiendo a la variación de las distintas variables de control del proceso de inyección directa, son los niveles de emisiones de *CO*. Del mismo modo que con las emisiones de *HC*, tanto el adelanto del SoI (PPC), del SoI2 (HPC) y del SoI1 (HPC), como el incremento de masa inyectada en el primer evento de inyección favorecen la reducción del nivel de emisiones de *CO*, como se puede apreciar en la figura 5.12. Esto es debido a la generación de condiciones favorables para los procesos de oxidación, (condiciones más premezcladas que implican combustiones más bruscas). No obstante, en este caso, de entre las estrategias evaluadas la que mayor efecto produce en la reducción del nivel de *CO* es el adelanto del SoI (PPC). Sin embargo, el empleo de estrategias HPC consigue mejores resultados en emisiones de *CO*, alcanzando el límite marcado por la normativa EURO VI.



**Figura 5.13.** Secuencia de imágenes de distribución de temperatura y dosado, para condiciones PPC (SoI -15) (par a la izquierda) y HPC (SoI -60/-10) (par a la derecha), con ICFB 60.



**Figura 5.14.** Secuencia de imágenes de distribución de temperatura y dosado, en condiciones HPC (SoI1 -60, ICFB 80), con SoI2 adelantado (par a la izquierda) y cercano a PMS (par a la derecha).

## 5.5. Influencia de la reactividad del aire sobre la combustión RCCI

Tras haber analizado la influencia de la reactividad de la mezcla de combustibles y de la estrategia de inyección directa sobre la combustión RCCI, en esta sección el análisis se centra en las variables de control de la reactividad del aire. Concretamente, se ha seleccionado la relación de compresión efectiva, la temperatura del gas de admisión y la concentración de oxígeno al IVC. De este modo, se completa el estudio para alcanzar el objetivo de identificar cómo modifican la combustión RCCI sus propias variables de control, hacia un proceso de combustión limpio y eficiente.

La influencia de estas variables sobre la combustión RCCI ha sido analizada a través de diferentes estudios paramétricos, realizados partiendo de las condiciones de operación mostradas en la tabla 5.1. Más detalles acerca de éstos se incluyen en la tabla 5.4, donde cada entrada corresponde a un estudio paramétrico.

**Tabla 5.4.** Variables de los estudios paramétricos correspondientes al análisis de la influencia de la reactividad del aire sobre el proceso de combustión RCCI. Sombreados en gris aparecen los rangos que se han barrido en cada estudio.

$m_{aire}$ [kg/h]	ICFB [%]	SoI1 [CAD]	SoI2 [CAD]	Reparto [% <sub>1</sub> / <sub>2</sub> ]	$YO_{2,IVC}$ [%]	$CR_{ef}$ [-]	$T_{adm}$ [°C]
85.7	70	-60	-40	67/33	15	[14→11]	40
85.7	80	-60	-40	50/50	15	[14→11]	40
85.7	90	-60	-40	50/50	15	[14→11]	40
85.7 <sup>6</sup>	70	-60	-40	67/33	15	14	[40→30]
85.7 <sup>7</sup>	90	-60	-40	50/50	15	12	[50→30]
85.7 <sup>8</sup>	70	-60	-40	67/33	[15→9]	14	40
85.7 <sup>9</sup>	90	-60	-40	50/50	[15→16.5]	12	40

<sup>6</sup>Debido a la reducción de la  $T_{adm}$ , la densidad del aire cambia y la medida de masa de aire pasa de 85.7 a 88 kg/h.

<sup>7</sup>Debido a la reducción de la  $T_{adm}$ , la densidad del aire cambia y la medida de masa de aire pasa de 83 a 90 kg/h.

<sup>8</sup>Por el hecho de realizar EGR de sustitución, con la reducción de  $YO_{2,IVC}$  la masa de aire pasa de 85.7 a 63.3 kg/h.

<sup>9</sup>Por el hecho de realizar EGR de sustitución, con el aumento de  $YO_{2,IVC}$  la masa de aire pasa de 85.7 a 92.5 kg/h.

Es importante destacar que en esta investigación la  $CR_{ef}$  se ha variado implementando un ciclo Miller temprano, de acuerdo con los resultados mostrados por Benajes et al. en relación con el control de las condiciones termodinámicas empleando esta técnica [11]. Ésta consiste en reducir el volumen de aire atrapado, acortando la duración del evento de admisión, mediante el adelanto del instante de cierre de las válvulas de admisión. Asimismo, para mantener la masa de aire admitida constante se ha incrementado la presión de admisión, de forma coherente con la reducción del volumen atrapado. De esta manera la  $CR_{ef}$  se ha reducido de 14 a 11, llevando a cabo estudios paramétricos a diferentes niveles de ICFB.

Además de los estudios de  $CR_{ef}$ , también han sido realizados estudios en los que se ha variado la temperatura del gas en el colector de admisión; y estudios en los que se ha variado la concentración de oxígeno existente en cámara, en el instante correspondiente al cierre de válvulas de admisión. Concretamente estas variables han sido evaluadas en dos escenarios claramente diferenciados, bajo condiciones de menor reactividad global (ICFB 90 y  $CR_{ef}$  12) y de mayor reactividad global (ICFB 70 y  $CR_{ef}$  14).

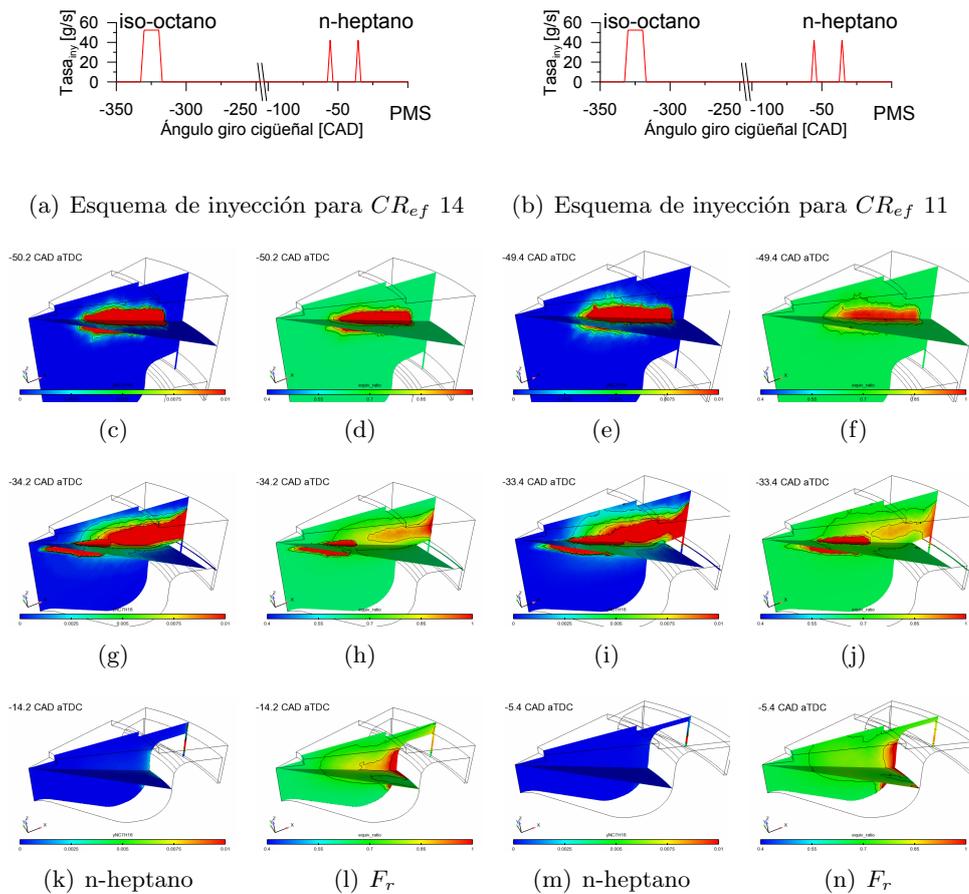
### 5.5.1. Análisis del proceso de mezcla

De acuerdo con la metodología seguida para el estudio de la influencia de las diferentes variables de control evaluadas, el primer análisis se corresponde con el del proceso de mezcla. Para ello, en la presente subsección se han seleccionado los dos casos extremos pertenecientes al estudio paramétrico detallado en la segunda fila de la tabla 5.4. Ambos casos han sido implementados tanto experimental como computacionalmente en condiciones altamente premezcladas (ICFB 80 y una estrategia de inyección doble, cuyos inicios se dan en  $-60$  y  $-40$  CAD aTDC). La principal diferencia entre ellos se da en su nivel de  $CR_{ef}$ . Como se puede apreciar en los esquemas de inyección incluidos en la parte superior de la figura 5.15, ambos casos presentan la misma tasa de inyección, con una indirecta de  $95.2$  mg/ciclo y dos eventos de directa con  $11.9$  mg/ciclo en cada uno de ellos.

Atendiendo a las secuencias de imágenes incluidas en la figura 5.15, comparando los mismos instantes temporales no se aprecia ninguna diferencia significativa entre los casos modelados, ni en términos de n-heptano, ni de dosado.

En el instante más temprano, para ambos casos, se puede apreciar un dosado de fondo del orden de 0.7 y un primer evento de inyección directa dirigido a la región del *squish*. Asimismo, en el siguiente instante se observa

el segundo evento de inyección directa, parte del cual contribuirá a enriquecer las zonas ya afectadas por el primer evento, mientras que el resto quedará en el *bowl*. En el último instante representado, que se corresponde con el SoC, para el caso con  $CR_{ef}$  11 aparece una distribución de dosados más uniforme, debido a su mayor tiempo de mezcla hasta el SoC.



**Figura 5.15.** Esquema de inyección y secuencia de imágenes de distribución de n-heptano y dosado, para  $CR_{ef}$  14 (izquierda) y  $CR_{ef}$  11 (derecha).

Es importante destacar el hecho de que, de acuerdo con la investigación de Benajes *et al.* [12], la implementación del ciclo Miller temprano no conlleva cambios en la capacidad de mezcla, ya que ni la evolución de la densidad y ni la de fracción másica de oxígeno cambian con esta técnica para reducir

la  $CR_{ef}$ . Por tanto, los resultados obtenidos en términos de mezcla no están sesgados por la implementación del ciclo Miller y la comparación entre los casos seleccionados resulta justa.

### 5.5.2. Estudio del proceso de combustión

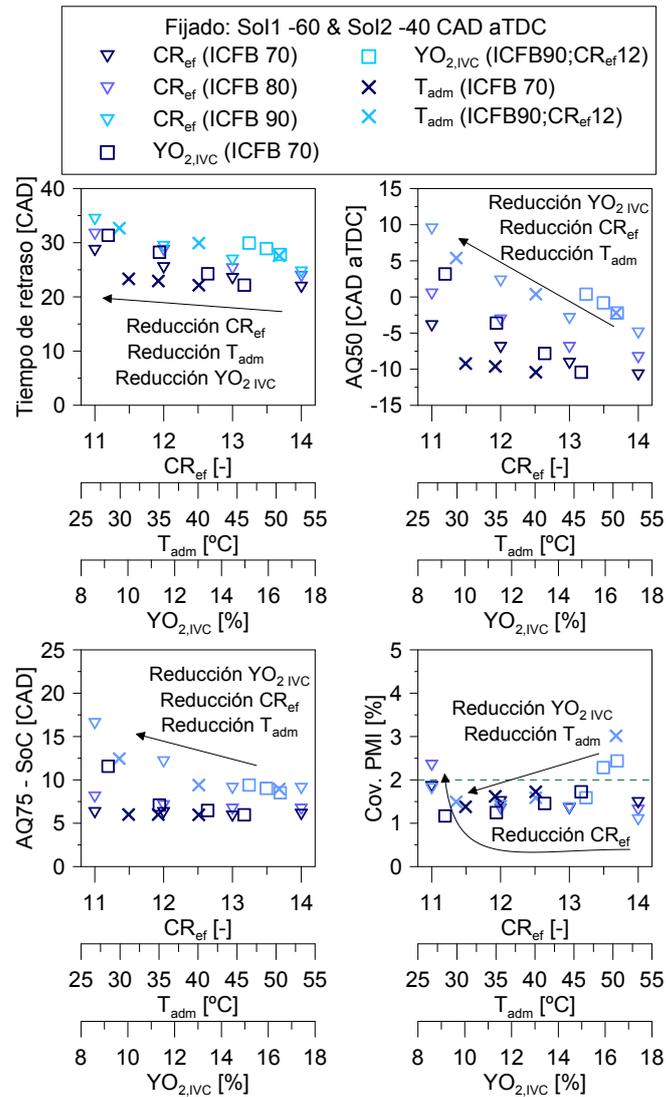
En la presente subsección se estudia cómo influyen sobre el proceso de combustión las variables de control de la reactividad del aire. Para mayor claridad en el estudio de los resultados, cada variable será descrita en un único sentido de acuerdo con su correspondiente estudio paramétrico, es decir, tanto la  $CR_{ef}$ , la  $T_{adm}$  como la  $YO_{2,IVC}$  se analizarán de acuerdo con los efectos que conlleva su reducción.

De acuerdo con los resultados en términos de tiempos de retraso mostrados en la figura 5.16, tanto la reducción de la  $CR_{ef}$ , de la  $T_{adm}$  como de la  $YO_{2,IVC}$  conllevan mayores tiempos de retraso. La figura 5.17 ilustra este incremento en el tiempo de retraso y cómo los casos modelados reproducen fielmente este fenómeno asociado a niveles de  $CR_{ef}$  más bajos. Como en casos anteriormente modelados, se aprecia cierta sobrepredicción del máximo de la tasa de liberación de calor así como de la presión en cámara.

En términos de duración de la etapa de combustión de alta temperatura, la figura 5.16 pone de manifiesto que el impacto de la variación de la  $CR_{ef}$ ,  $T_{adm}$  y  $YO_{2,IVC}$  está fuertemente condicionado por las condiciones de operación. En este caso se puede observar cómo, para los barridos de dichas variables llevados a cabo con una reactividad global de la mezcla de combustibles más alta, la duración de la combustión apenas se ve modificada. Sin embargo, para reactividad global de la mezcla de combustibles más baja, el impacto es mucho mayor y la reducción de la  $T_{adm}$ , la  $YO_{2,IVC}$  y sobre todo la  $CR_{ef}$  implican procesos de combustión más largos. La figura 5.17 ilustra el incremento de la duración de la combustión con la reducción de la  $CR_{ef}$ , debido a que la tasa de liberación de calor pasa a ser más suave. Como se puede observar, este comportamiento también lo consigue reproducir el modelado computacional.

Pasando a analizar el comportamiento del centrado de la combustión, en la figura 5.16 se muestra que la reducción de tanto la  $CR_{ef}$ , la  $T_{adm}$  como la  $YO_{2,IVC}$  consigue el retraso del AQ50. Además, como se ha apuntado en el estudio de la duración de la combustión, el impacto de las variables de control está condicionado por el nivel de reactividad global de la mezcla de combustibles, consiguiendo un mayor retraso del AQ50 con niveles de ICFB más altos. Esto es coherente con los resultados previos, ya que los tiempos de

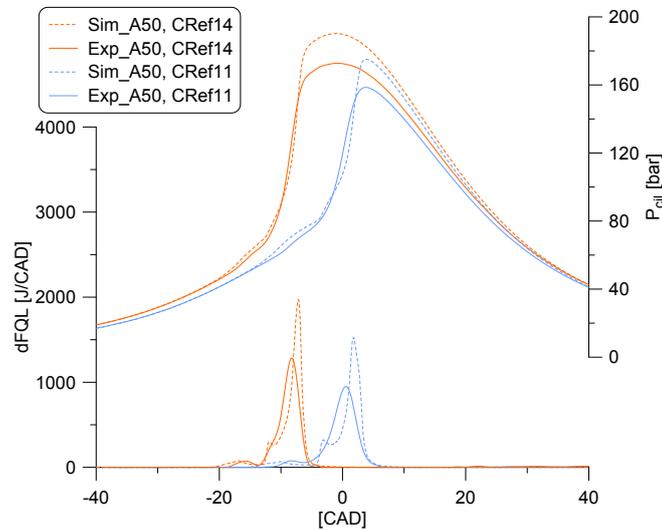
retraso más largos y los mayores incrementos de la duración de la combustión se obtienen para ICFB 90.



**Figura 5.16.** Variables representativas del proceso de combustión, en función de las variables de control de la reactividad del aire ( $CR_{ef}, T_{adm}, YO_{2,IVC}$ ).

Como último análisis de esta subsección se estudia el efecto de la variación de la reactividad del aire sobre la covarianza de la PMI. Como se puede

observar en la figura 5.16, aparecen distintas tendencias para las diferentes variables objeto de estudio. Por un lado, tanto la reducción de la  $T_{adm}$  como de la  $YO_{2,IVC}$  reducen la covarianza de la PMI. Este fenómeno se da especialmente al operar en condiciones de baja reactividad, donde para  $YO_{2,IVC} = 16\%$  y para  $T_{adm} = 50^{\circ}C$  la covarianza de la PMI supera el 2.5 y el 3 %, respectivamente. Dichos valores son indicativos de inestabilidad en el proceso de combustión, derivada de combustiones muy bruscas, bien por el alto contenido en oxígeno del aire o bien por la alta  $T_{adm}$ , que favorecen el autoencendido temprano.



**Figura 5.17.** Resultados de liberación de calor y presión en cámara, medidos y modelados, para los casos  $CR_{ef}$  14 y  $CR_{ef}$  11, en condiciones de ICFB 80 y  $SoI - 60/-40$ .

Por otro lado, la reducción de la  $CR_{ef}$  no conlleva grandes cambios en covarianza de la PMI, salvo en los casos correspondientes a  $CR_{ef} = 11$ , donde la covarianza de la PMI permanece entre el 2 y el 2.5%. Este fenómeno es indicativo de que, bajo las condiciones evaluadas, no es conveniente una mayor reducción de la  $CR_{ef}$  puesto que ya se ha encontrado el límite donde desaparece el progreso de la combustión. Atendiendo a los análisis previos, este hecho se pone de manifiesto en una duración del proceso de combustión mucho mayor y un centrado de la combustión mucho más retrasado, en comparación con el resto de los casos estudiados, producto de la combinación de baja reactividad de la mezcla de combustibles y baja reactividad del aire.

### 5.5.3. Evaluación de prestaciones

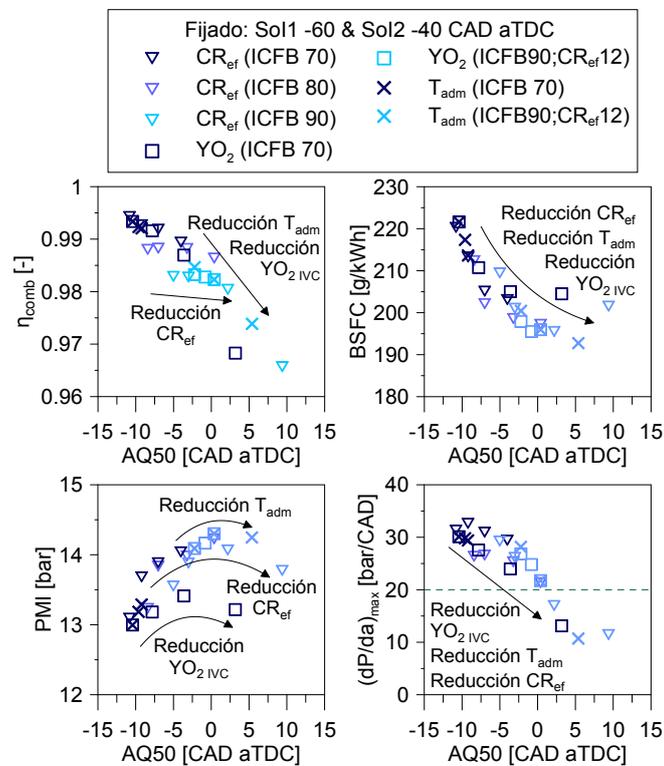
Una vez analizados los procesos de mezcla y combustión, en la presente subsección se estudia el efecto de las variables de control de la reactividad del aire en términos de prestaciones. Del mismo modo que en la subsección anterior, para cada variable el estudio se describe en el mismo sentido.

La figura 5.18 muestra en primer lugar la evolución de la eficiencia de la combustión en función del AQ50, para los distintos estudios paramétricos llevados a cabo en esta sección. Los resultados obtenidos describen la misma tendencia para la  $CR_{ef}$ , la  $T_{adm}$  y la  $YO_{2,IVC}$ : su reducción implica el empeoramiento de la  $\eta_{comb}$ . Si bien, como en la subsección anterior, este efecto es mucho mayor al operar en condiciones de menor reactividad global de la mezcla de combustibles. En términos de centrado de la combustión, se puede concluir que aquellas variaciones que tienden a retrasar el AQ50, a su vez tienden a reducir la  $\eta_{comb}$ .

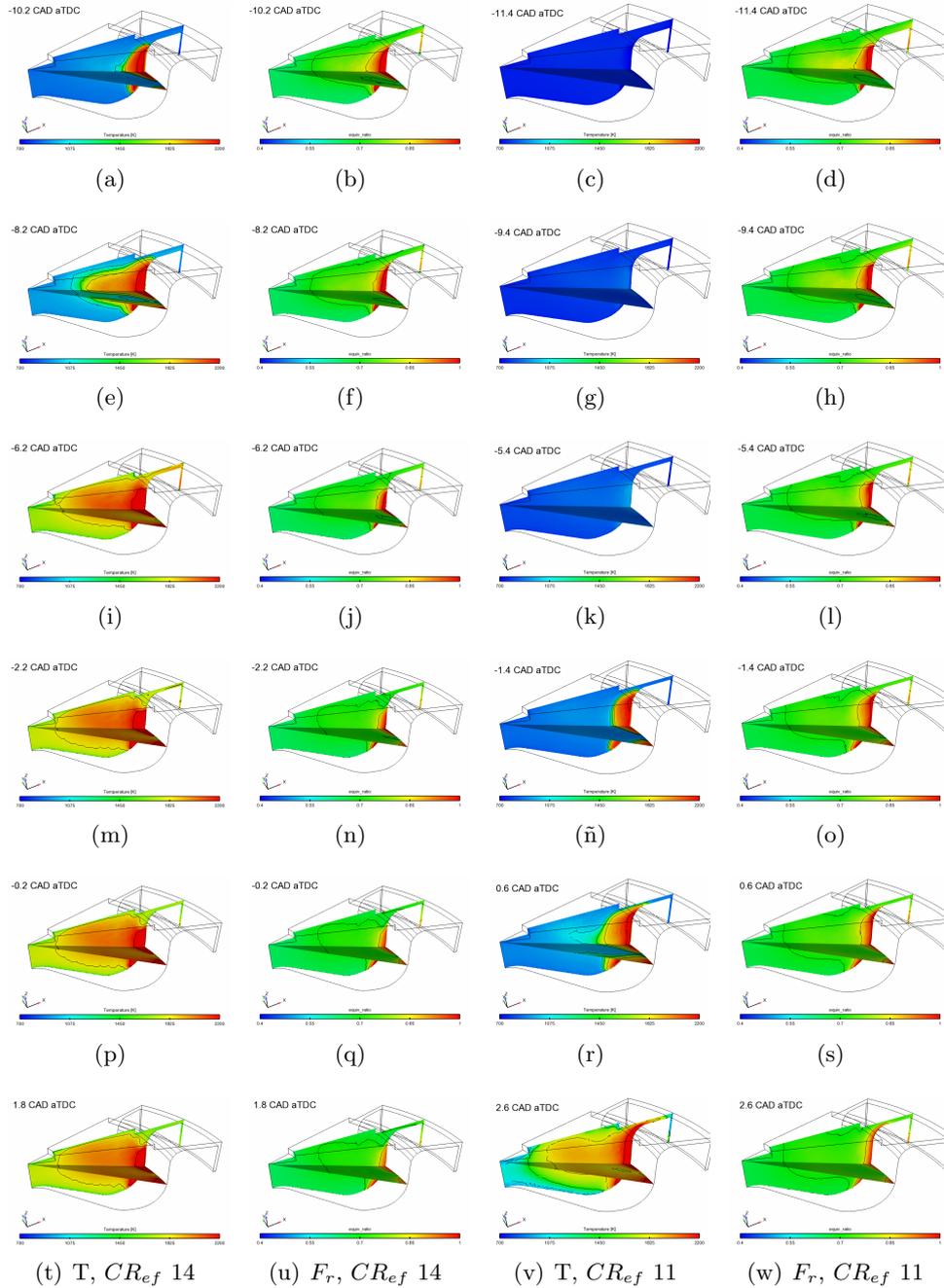
Analizando los resultados obtenidos en términos de PMI, en la figura 5.18 se puede apreciar que el centrado de la combustión con respecto al PMS vuelve a aparecer como condicionante fundamental independiente de la variable objeto de estudio. Aquellas estrategias que retrasan el AQ50 desde la carrera de compresión hacia PMS consiguen incrementar la PMI, mientras que las que retrasan el AQ50 de PMS hacia la carrera de expansión disminuyen la PMI. Las estrategias evaluadas en condiciones de ICFB más reactivas permanecen con AQ50 en la carrera de compresión, y su reducción tiende a incrementar la PMI. No obstante, se puede afirmar que la reducción de  $CR_{ef}$ , de  $T_{adm}$  y de  $YO_{2,IVC}$  siguen la tendencia parabólica descrita previamente, con sus respectivos máximos situados en torno a PMS.

En vista de los resultados de consumo específico de combustible que muestra la figura 5.18, se puede concluir que éstos están fundamentalmente condicionados por la variación de la PMI, que a su vez depende del AQ50. Como se puede apreciar en la secuencia de imágenes de la figura 5.19, para una misma distribución de dosados, en condiciones de baja reactividad del aire, las zonas afectadas por la combustión aparecen mucho más tarde en el ciclo. Así pues, la tendencia general es de mejora del BSFC con la reducción de la  $CR_{ef}$ , la  $T_{adm}$  o la  $YO_{2,IVC}$ . No obstante, es importante destacar el hecho de que en los puntos extremos todos los estudios realizados, el BSFC tiende a cambiar su comportamiento (concretamente, en el extremo del barrido de  $T_{adm}$  la tendencia se sigue reduciendo aunque con menor pendiente; en el extremo del barrido de  $YO_{2,IVC}$  aparece un comportamiento asintótico; y en el extremo del barrido de  $CR_{ef}$  empeora).

Analizando los resultados que la figura 5.18 muestra en términos de gradientes de presión máximos, se puede apreciar que todas las estrategias que reducen la reactividad del aire conllevan su reducción. Asimismo se puede apreciar que la mayor parte de los puntos medidos sobrepasan el valor de gradiente de presión máximo recomendable, mientras los puntos que permanecen por debajo son básicamente los correspondientes a los extremos de los estudios llevados a cabo. Parece interesante destacar que, en condiciones de mayor reactividad de la mezcla de combustibles, la única variable que consigue la reducción de los gradientes de presión máximos es la  $YO_{2,IVC}$ .



**Figura 5.18.** Variables indicativas de las prestaciones de la combustión, en función del AQ50, para el estudio de la influencia de las variables de control de la reactividad del aire.



**Figura 5.19.** Secuencia de imágenes de distribución de temperatura y dosado, para  $CR_{ef} = 14$  (par a la izquierda) y  $CR_{ef} = 11$  (par a la derecha), en condiciones HPC (SoI -60/-40, ICFB 80).

#### 5.5.4. Discusión sobre emisiones contaminantes

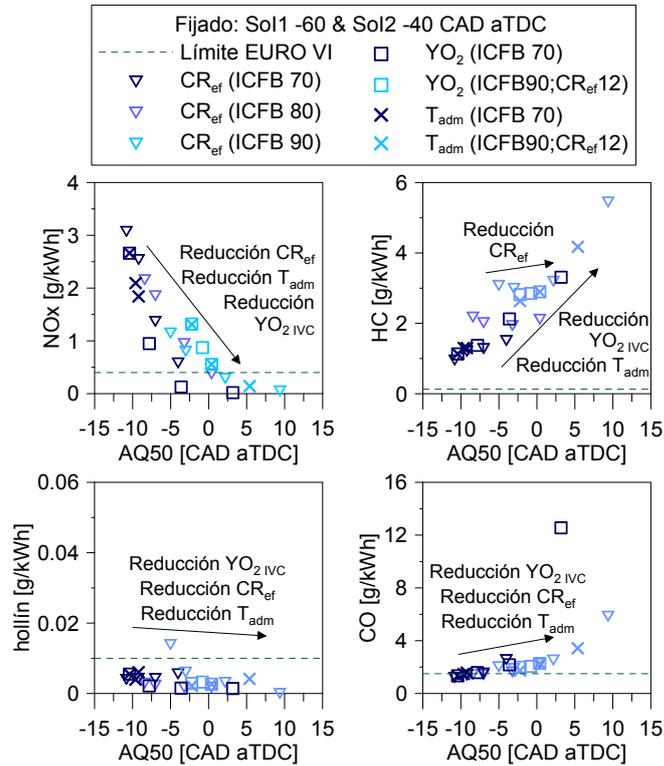
De acuerdo con la metodología propuesta en el presente capítulo de la tesis, el análisis de emisiones contaminantes es el último estudio en referencia al tercer bloque de variables de control de la combustión RCCI. De forma coherente con las anteriores sub-secciones, el efecto de las variables objeto de estudio se describe en el mismo sentido que se ha hecho previamente.

En primer lugar se analiza la figura 5.20 en términos de emisiones de  $NO_x$ . Se puede distinguir cómo los tres estudios paramétricos siguen la misma tendencia: la reducción de la  $CR_{ef}$ , de la  $T_{adm}$  y de la  $YO_{2,IVC}$  favorecen la disminución del nivel de emisiones de  $NO_x$ . Este resultado es coherente con lo deducido de los análisis previos, donde la mencionada variación de las distintas variables resulta en una combustión más suave (como indican los menores gradientes de presión) que favorece la no-formación de  $NO_x$ . Como muestra la secuencia de imágenes de la figura 5.19, en condiciones de baja reactividad del aire, las zonas de alta temperatura asociadas a la combustión se desarrollan de PMS hacia la carrera de expansión, por lo que su nivel máximo de temperatura alcanzado es menor. De este modo, se consigue que los niveles de  $NO_x$  resulten inferiores al nivel marcado por la norma EURO VI.

A continuación se realiza el análisis en términos de emisiones de hollín. Por el hecho de emplear una estrategia altamente premezclada como base de los diferentes estudios paramétricos llevados a cabo en esta sección, la cantidad de zonas con dosado rico en la cámara de combustión es muy reducida, como se puede apreciar en la figura 5.19. Este hecho favorece la no-formación de emisiones de hollín y justifica el bajo nivel de emisiones de este contaminante medido. Como se puede apreciar en la figura 5.20, en la práctica totalidad de los casos evaluados el nivel de emisiones de hollín se encuentra por debajo del límite establecido por la norma EURO VI.

Pasando a analizar cómo afecta la variación de las variables de control de la reactividad del aire a los niveles de emisiones de hidrocarburos sin quemar, la figura 5.20 muestra que la tendencia es opuesta a la que se ha descrito en el análisis en términos de emisiones de  $NO_x$ . La reducción de la  $CR_{ef}$ , la  $T_{adm}$  y la  $YO_{2,IVC}$  favorecen el retraso de AQ50, hecho que empeora los procesos de oxidación, aumentando ligeramente el nivel de emisiones de  $HC$ . No obstante es importante remarcar que, con excepción del barrido de  $YO_{2,IVC}$  (donde la dilución del aire llega a ser tan importante que empeora la eficiencia del proceso de combustión), los niveles de  $HC$  medidos están fuertemente condicionados por el nivel de ICFB empleado, (más que por la reducción de la reactividad del aire). Como se ha descrito en la subsección 5.4.4, mayores ICFB implican

mayores cantidades de gasolina distribuida por las zonas frías, que resulta difícil de quemar, incrementando el nivel de emisiones de  $HC$ .



**Figura 5.20.** Variables indicativas de las emisiones de la combustión, en función del AQ50, para el estudio de la influencia de las variables de control de la reactividad del aire.

Los últimos resultados a analizar en términos de emisiones, dentro del estudio de la variación de la reactividad del aire, son los niveles de emisiones de  $CO$ . Como se puede apreciar en la figura 5.20, del mismo modo que ocurre en la tendencia general de emisiones de  $HC$ , el nivel de emisiones de  $CO$  aumenta con la reducción de la  $CR_{ef}$ , la  $T_{adm}$  y la  $YO_{2,IVC}$ . Sin embargo las emisiones de  $CO$  no aparecen fuertemente condicionadas por el nivel de ICFB, como ocurría en el análisis previo. En este caso, las emisiones de  $CO$  dependen fundamentalmente del proceso de oxidación, por lo que únicamente se han medido niveles altos en los puntos extremos de cada uno de los estudios paramétricos, mientras que el resto de puntos se encuentra en el orden de magnitud del límite establecido por la norma EURO VI.

Este nivel de emisiones alcanzado en la mayor parte de los casos analizados, está directamente relacionado con los procesos de combustión donde la mezcla está sobre-estratificada, que resultan en abruptas tasas de liberación de calor, favoreciendo la oxidación del  $CO$ . En el extremo del barrido de reducción de la  $T_{adm}$  ( $30^{\circ}C$ ), la pendiente de la tendencia se incrementa ligeramente; en el extremo del barrido de la  $CR_{ef}$  (11), la tendencia se acentúa por el mayor efecto de esta variable sobre la reducción de la temperatura de compresión, comparación con la  $T_{adm}$ ; y en el extremo del barrido de  $YO_{2,IVC}$  (9%), el nivel de emisiones de  $CO$  se incrementa bruscamente por el empeoramiento del proceso de combustión.

## 5.6. Síntesis y conclusiones

En el presente capítulo se ha analizado la influencia de las variables de control de la combustión RCCI sobre los procesos de mezcla y combustión, así como sobre los niveles de prestaciones y emisiones. De este modo se ha identificado cómo dichas variables de control modifican el proceso de combustión, de manera que éste resulte limpio y eficiente.

Siguiendo una misma metodología, se han estudiado los procesos de mezcla y combustión, así como las prestaciones y emisiones derivadas de los estudios paramétricos llevados a cabo para las distintas variables analizadas. Dichas variables han sido agrupadas de acuerdo con la estrategia de control de la combustión de la que forman parte, en tres bloques. El bloque de control de la reactividad de la mezcla de combustibles únicamente está formado por una variable, el ICFB. El bloque de control de la estrategia de inyección directa contiene cuatro variables, el SoI al trabajar con estrategias simples, y el SoI1, SoI2 y reparto de combustible entre eventos de inyección para estrategias dobles. Por último, el bloque de control de la reactividad del aire está formado por tres variables, la  $CR_{ef}$ , la  $T_{adm}$  y la  $YO_{2,IVC}$ .

De acuerdo con los resultados obtenidos de los estudios del proceso de mezcla, niveles de ICFB menores generan una estratificación de dosados que va de más ricos en las zonas radialmente más alejadas al inyector a más pobres en la zona cercana al inyector. En cambio, niveles de ICFB mayores generan una distribución de dosados mucho más homogénea debido al combustible inyectado en el colector de admisión y a la menor masa de combustible inyectado en la estrategia de inyección directa. Por otra parte, las diferentes estrategias de inyección obtienen distintas distribuciones de dosado al SoC. En el caso de la inyección simple, la distribución de dosados aparece sub-estratificada, con dosados ricos en las zonas correspondientes al chorro y pobres

el resto de zonas. Sin embargo, en el caso de inyección doble con SoI2 cercano a PMS, la estratificación del dosado en la cámara de combustión se da en las zonas de la cámara radialmente más alejadas del inyector, de mayor a menor riqueza a cuanto más cercano al inyector, mientras no se ha producido la segunda inyección. En el caso de doble adelantada la distribución de dosados aparece sobre-estratificada, con dosados máximos bajos y dosados mínimos altos.

Los resultados de emisiones y prestaciones obtenidos se sintetizan a continuación, en función de cómo se ve modificado el proceso de combustión, y de acuerdo con el sentido en el que se han analizado los estudios paramétricos a lo largo del capítulo.

- Aquellas estrategias que promueven procesos de combustión más bruscos y tienden a adelantar el centrado de la combustión son: la reducción de la reactividad global de la mezcla de combustibles (en condiciones PPC y HPC con SoI2 cercano a PMS), el adelanto del SoI (PPC), el adelanto del SoI2 (HPC) y el incremento de la masa de combustible inyectada en el primer evento (HPC). Las principales consecuencias de este cambio son una mayor eficiencia de la combustión y un mayor nivel del gradiente de presión máxima en cámara. Por otra parte, aumentan los  $NO_x$ , mientras que se reduce el hollín, los  $HC$  y el  $CO$ , ya que las mayores temperaturas que alcanzan favorecen los procesos de oxidación.
- Las estrategias que promueven procesos de combustión más suaves y consiguen retrasar el centrado de la combustión son: el incremento de la reactividad global de la mezcla de combustibles (en condiciones HPC con SoI2 adelantado), el adelanto del SoI1, la reducción de la  $CR_{ef}$ , la reducción de la  $T_{adm}$  y la reducción de la  $YO_{2,IVC}$ . Las principales consecuencias de este cambio son una menor eficiencia de la combustión y la reducción del nivel de gradiente de presión máxima en cámara. Además, se reducen los  $NO_x$ , el nivel de hollín permanece bajo (básicamente por tratarse de estrategias HPC) y aumentan los  $HC$  y el  $CO$ , debido fundamentalmente a que las temperaturas que alcanzan son menores que en las estrategias mencionadas en el punto anterior.

Es importante remarcar que los resultados obtenidos en términos de BSFC, para la mayor parte de los estudios llevados a cabo, están condicionados por el centrado de la combustión (AQ50). Así pues, aquellas estrategias que avanzan el AQ50 desde la carrera de expansión hacia PMS incrementan la PMI y reducen el BSFC, mientras que las que avanzan el AQ50 de PMS hacia la carrera de compresión disminuyen la PMI e incrementan el BSFC.

Por otra parte, los niveles de emisiones de *HC* están fuertemente condicionados por el nivel de ICFB. Mayores ICFB implican más emisiones de *HC* porque requiere de incrementar la cantidad de gasolina admitida como mezcla homogénea con el gas de admisión, la cual queda distribuida por todo el volumen del cilindro, incluyendo las zonas frías, donde el combustible es difícil de quemar.

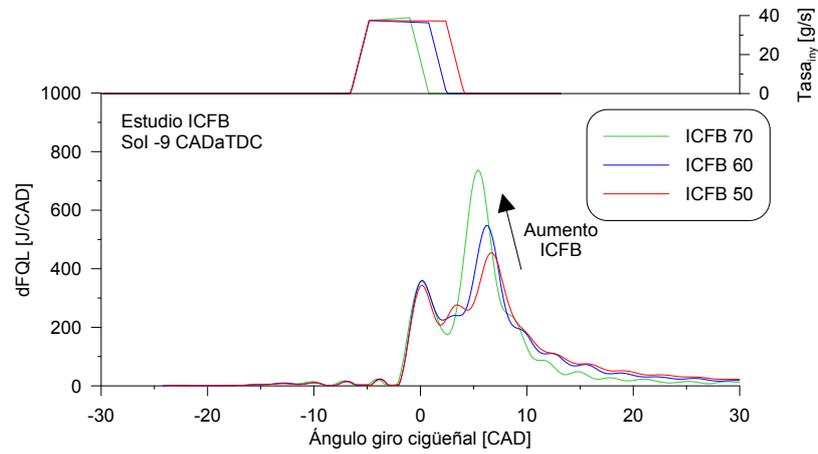
Otro aspecto importante a destacar es que, tanto para el bloque de variables de control de la reactividad de la mezcla de combustibles como para el bloque de variables de control de la estrategia de inyección directa, no se han detectado problemas de inestabilidad de la combustión. Sin embargo en los puntos extremos de estudios de las variables de control de la reactividad del aire sí que se han detectado.

De los resultados obtenidos se puede deducir que el uso de una estrategia de control no es suficiente para alcanzar el objetivo propuesto. De acuerdo con las condiciones de operación, será necesaria una combinación de las diferentes estrategias de control para obtener una combustión limpia y eficiente.

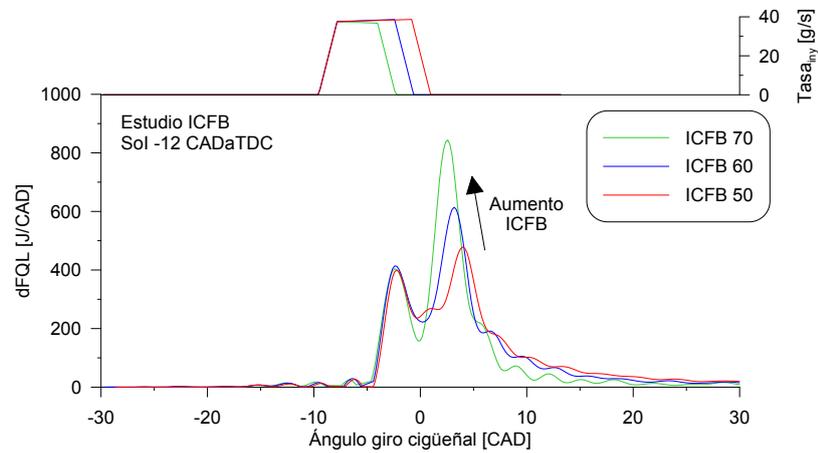
Por tanto, en el capítulo 6 se dedica especial atención a la selección de la combinación de estrategias para extender el rango de operación del concepto de combustión, cumpliendo con los niveles de prestaciones y emisiones definidos por el contexto socio-económico de los motores de encendido por compresión para el transporte pesado por carretera. De este modo, se pretende evaluar el potencial de la aplicación del concepto de combustión RCCI.

## **5.A. Anexo: Tasas de liberación de calor del estudio de la influencia de la reactividad de la mezcla de combustibles sobre la combustión RCCI**

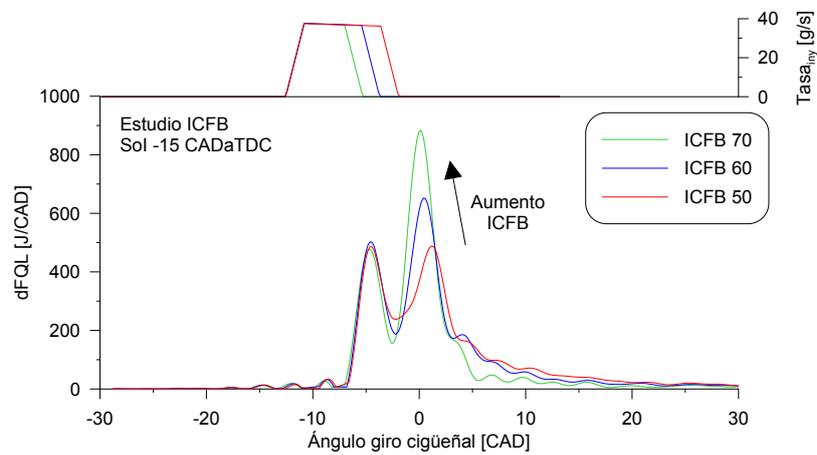
En este anexo se reúnen los resultados obtenidos en términos de tasa de inyección y de liberación de calor, tras aplicar el código de diagnóstico de la combustión a las medidas experimentales de los distintos estudios paramétricos detallados en la tabla 5.2, mediante los que se analiza la influencia de la reactividad de la mezcla de combustibles sobre la combustión RCCI.



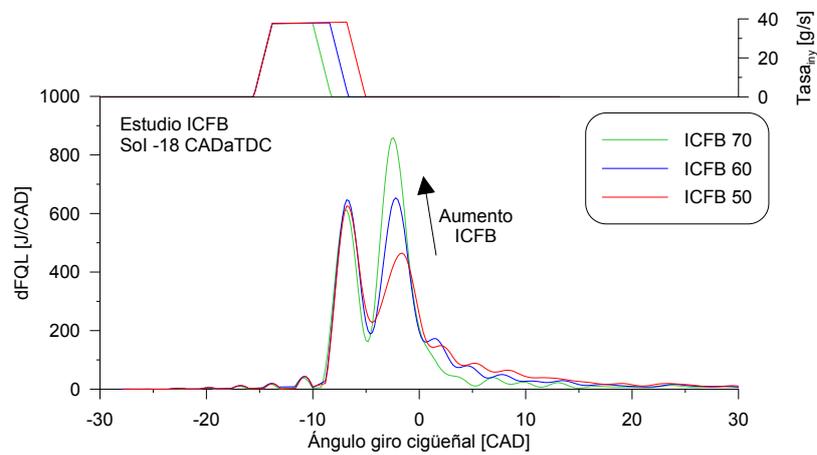
**Figura 5.21.** Tasas de inyección y de liberación de calor para el estudio del ICFB, en condiciones PPC, con Sol -9 CAD aTDC.



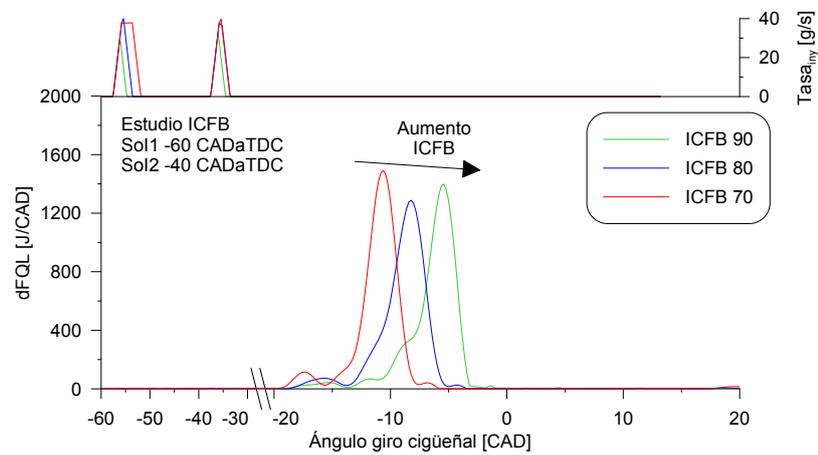
**Figura 5.22.** Tasas de inyección y de liberación de calor para el estudio del ICFB, en condiciones PPC, con Sol -12 CAD aTDC.



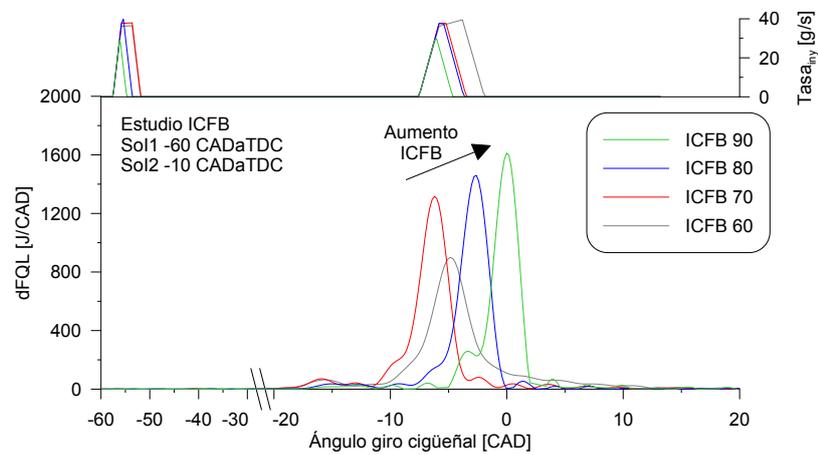
**Figura 5.23.** Tasas de inyección y de liberación de calor para el estudio del ICFB, en condiciones PPC, con Sol -15 CAD aTDC.



**Figura 5.24.** Tasas de inyección y de liberación de calor para el estudio del ICFB, en condiciones PPC, con Sol -18 CAD aTDC.



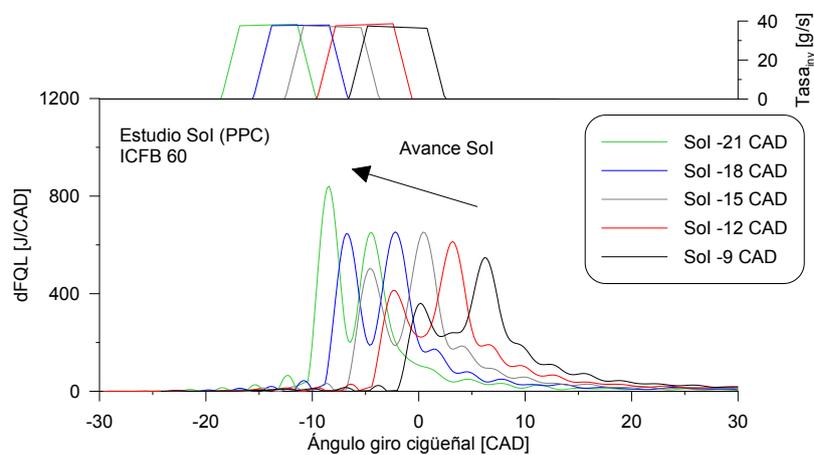
**Figura 5.25.** Tasas de inyección y de liberación de calor para el estudio del ICFB, en condiciones HPC, con Sol1 -60 y Sol2 -40 CAD aTDC.



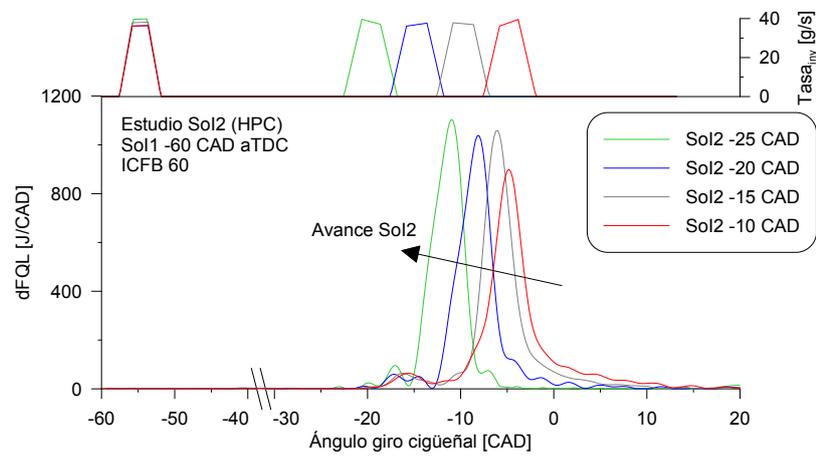
**Figura 5.26.** Tasas de inyección y de liberación de calor para el estudio del ICFB, en condiciones HPC, con Sol1 -60 y Sol2 -10 CAD aTDC.

## 5.B. Anexo: Tasas de liberación de calor del estudio de la influencia de la estrategia de inyección directa sobre la combustión RCCI

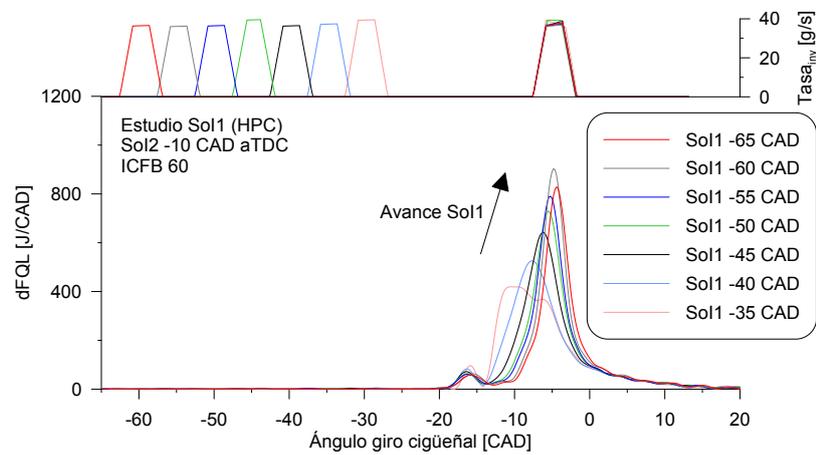
En este anexo se reúnen los resultados obtenidos en términos de tasa de inyección y de liberación de calor, tras aplicar el código de diagnóstico de la combustión a las medidas experimentales de los distintos estudios paramétricos detallados en la tabla 5.3, mediante los que se analiza la influencia de la estrategia de inyección directa sobre la combustión RCCI.



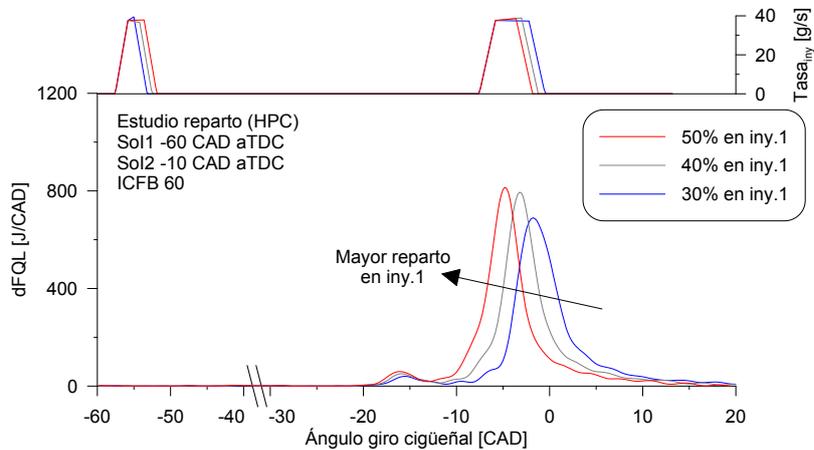
**Figura 5.27.** Tasas de inyección y de liberación de calor para el estudio del SoI, en condiciones PPC, con ICFB 60.



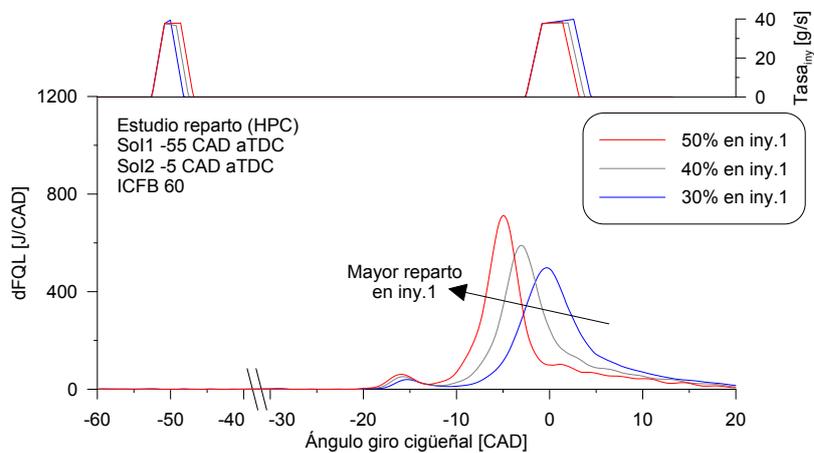
**Figura 5.28.** Tasas de inyección y de liberación de calor para el estudio del SolI, en condiciones HPC, con ICFB 60 y SolI -60 CAD aTDC.



**Figura 5.29.** Tasas de inyección y de liberación de calor para el estudio del SolI, en condiciones HPC, con ICFB 60 y SolI -10 CAD aTDC.



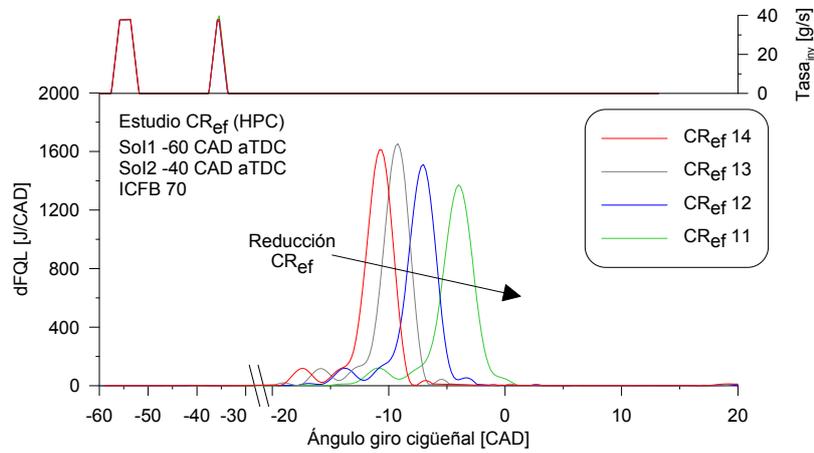
**Figura 5.30.** Tasas de inyección y de liberación de calor para el estudio del reparto de masa entre eventos de inyección directa, en condiciones HPC, con ICFB 60, Sol1 -60 y Sol2 -10 CAD aTDC.



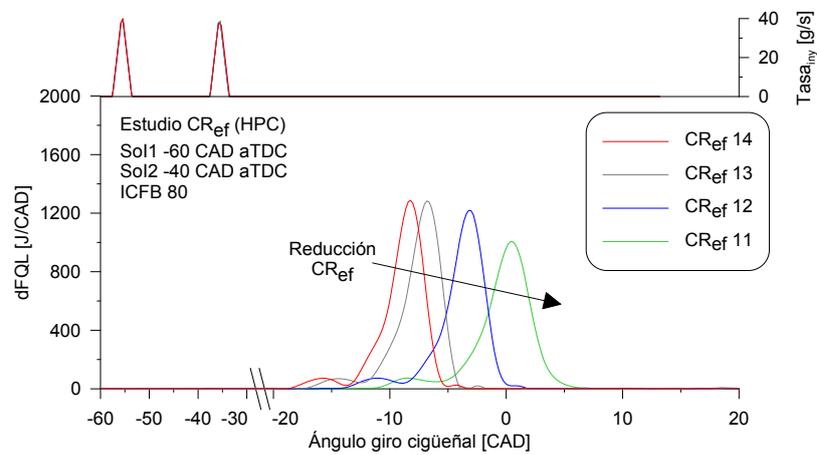
**Figura 5.31.** Tasas de inyección y de liberación de calor para el estudio del reparto de masa entre eventos de inyección directa, en condiciones HPC, con ICFB 60, Sol1 -55 y Sol2 -5 CAD aTDC.

### 5.C. Anexo: Tasas de liberación de calor del estudio de la influencia de la reactividad del aire sobre la combustión RCCI

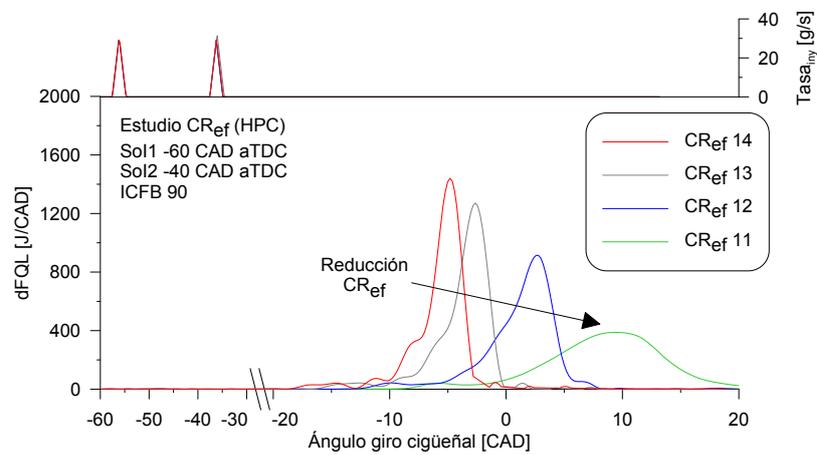
En este anexo se reúnen los resultados obtenidos en términos de tasa de inyección y de liberación de calor, tras aplicar el código de diagnóstico de la combustión a las medidas experimentales de los distintos estudios paramétricos detallados en la tabla 5.4, mediante los que se analiza la influencia de la reactividad del aire sobre la combustión RCCI.



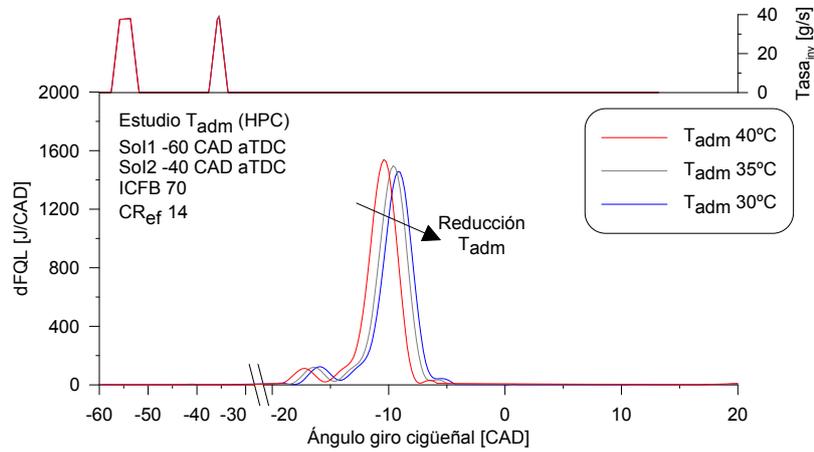
**Figura 5.32.** Tasas de inyección y de liberación de calor para el estudio de la  $CR_{ef}$ , en condiciones HPC, con ICFB 70, Sol1 -60 y Sol2 -40 CAD aTDC.



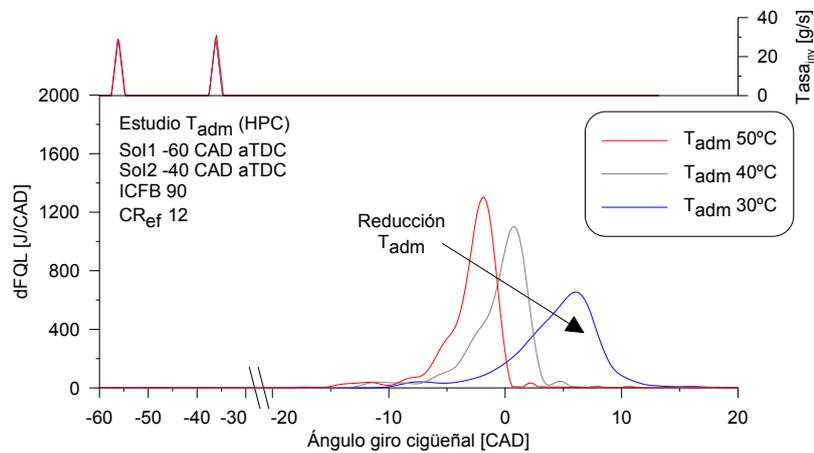
**Figura 5.33.** Tasas de inyección y de liberación de calor para el estudio de la  $CR_{ef}$ , en condiciones HPC, con ICFB 80,  $SoI1$  -60 y  $SoI2$  -40 CAD aTDC.



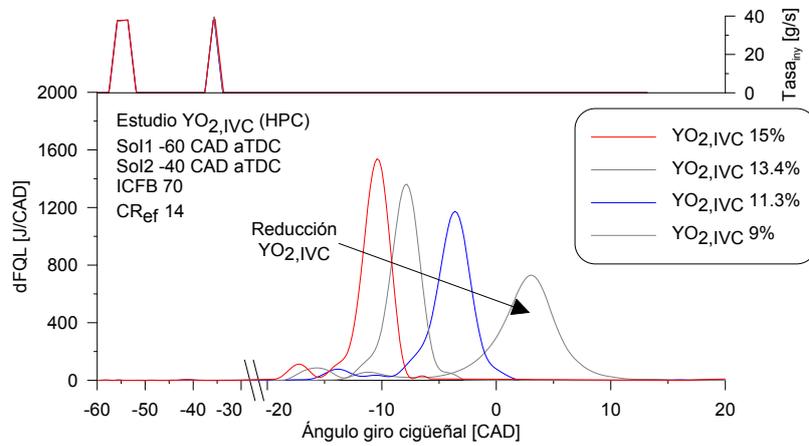
**Figura 5.34.** Tasas de inyección y de liberación de calor para el estudio de la  $CR_{ef}$ , en condiciones HPC, con ICFB 90,  $SoI1$  -60 y  $SoI2$  -40 CAD aTDC.



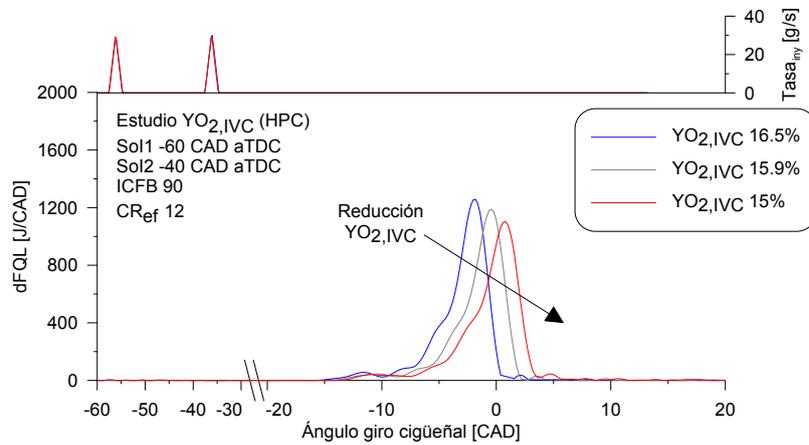
**Figura 5.35.** Tasas de inyección y de liberación de calor para el estudio de la  $T_{adm}$ , en condiciones alta reactividad global, con ICFB 70,  $SoI1$  -60,  $SoI2$  -40 CAD aTDC y  $CR_{ef}$  14.



**Figura 5.36.** Tasas de inyección y de liberación de calor para el estudio de la  $T_{adm}$ , en condiciones baja reactividad global, con ICFB 90,  $SoI1$  -60,  $SoI2$  -40 CAD aTDC y  $CR_{ef}$  12.



**Figura 5.37.** Tasas de inyección y de liberación de calor para el estudio de la  $YO_{2,IVC}$ , en condiciones alta reactividad global, con ICFB 70, Sol1 -60, Sol2 -40 CAD aTDC y  $CR_{ef}$  14.



**Figura 5.38.** Tasas de inyección y de liberación de calor para el estudio de la  $T_{adm}$ , en condiciones baja reactividad global, con ICFB 90, Sol1 -60, Sol2 -40 CAD aTDC y  $CR_{ef}$  12.

## Bibliografía

- [1] Kalghatgi G. y Head R. “The Available and Required Autoignition Quality of Gasoline - Like Fuels in HCCI Engines at High Temperatures”. *SAE Technical Paper*, Vol. 2001-01-1969, 2004.
- [2] Su Wanhua, Wang Hui y Liu Bin. “Injection Mode Modulation for HCCI Diesel Combustion”. *SAE Technical Paper 2005-01-0117*, 04 2005.
- [3] Pickett L. M. y Siebers D. L. “Non-Sooting, Low Flame Temperature Mixing-Controlled DI Diesel Combustion”. *SAE Paper 2004-01-1399*, 2004.
- [4] Benajes Jesús, Molina Santiago, García Antonio, Belarte Eduardo y Vanvolsem Michel. “An investigation on RCCI combustion in a heavy duty diesel engine using in-cylinder blending of diesel and gasoline fuels”. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 63 n° 1, pp. 66–76, 2014.
- [5] Kimura Shuji, Aoki Osamu, Kitahara Yasuhisa y Aiyoshizawa Eiji. “Ultra-Clean Combustion Technology Combining a Low-Temperature and Premixed Combustion Concept for Meeting Future Emission Standards”. *SAE Technical Paper*, Vol. 2001-01-0200, 2001.
- [6] Zhao Hua. *HCCI and CAI engines for the automotive industry*. Woodhead Publishing Limited, 2007.
- [7] “Regulation (EC) No 595/2009 of the European Parliament and of the Council of 18 June 2009 on type-approval of motor vehicles and engines with respect to emissions from heavy duty vehicles (Euro VI) and on access to vehicle repair and maintenance information and amending Regulation (EC) No 715/2007 and Directive 2007/46/EC and repealing Directives 80/1269/EEC, 2005/55/EC and 2005/78/EC”. *Official Journal of the European Union*, Vol. 52 n° L275, pp. 1–14, 2009.
- [8] “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.
- [9] Sjöberg M., Dec J. E., Babajimopoulos A y Assanis D. N. “Comparing Enhanced Natural Thermal Stratification Against Retarded Combustion Phasing for Smoothing of HCCI Heat-Release Rates”. *SAE Technical Paper*, Vol. 2004-01-2994, 2004.
- [10] Ma Shuaiying, Zheng Zunqing, Liu Haifeng, Zhang Quanchang y Yao Mingfa. “Experimental investigation of the effects of diesel injection strategy on gasoline/diesel dual-fuel combustion”. *Applied Energy*, Vol. 109 n° 0, pp. 202–212, 2013.
- [11] Benajes J., Molina S., Martin 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.
- [12] Benajes Jesús, Molina Santiago, Novella Ricardo y Belarte Eduardo. “Evaluation of massive exhaust gas recirculation and Miller cycle strategies for mixing-controlled low temperature combustion in a heavy duty diesel engine”. *Energy*, Vol. 71 n° 0, pp. 355 – 366, 2014.

# Capítulo 6

## Evaluación del potencial tecnológico del concepto de combustión RCCI

### Índice

---

<b>6.1. Introducción</b> .....	<b>200</b>
<b>6.2. Metodología general del estudio</b> .....	<b>201</b>
<b>6.3. Extensión del rango de operación RCCI</b> .....	<b>207</b>
6.3.1. Condiciones de operación de baja carga .....	207
6.3.2. Condiciones de operación de media carga .....	210
6.3.3. Condiciones de operación de alta carga .....	214
6.3.4. Condiciones de operación de plena carga .....	219
<b>6.4. Comparación entre combustión CDC y RCCI</b> ...	<b>224</b>
6.4.1. Descripción de las estrategias .....	224
6.4.2. Resultados obtenidos .....	227
<b>6.5. Síntesis y conclusiones</b> .....	<b>231</b>
<b>Bibliografía</b> .....	<b>234</b>

---

## 6.1. Introducción

El trabajo de investigación, para alcanzar el estudio integral del proceso de combustión RCCI, se aborda de manera secuencial en tres etapas, partiendo de una aproximación científica y llegando a su evaluación tecnológica, como se ha descrito en la metodología general de la tesis doctoral (sección 2.4).

En la primera etapa del proceso de análisis del concepto de combustión premezclada controlada por la reactividad del combustible, capítulo 4, se ha profundizado en el conocimiento de este modo de combustión. Para ello, utilizando fuentes de información experimental y teórica, se ha obtenido una descripción conceptual y fenomenológica del proceso de combustión. La siguiente etapa del proceso de análisis del concepto RCCI, capítulo 5, es de corte científico-tecnológico. En ella se analiza cómo afecta al proceso de combustión, al nivel prestacional y a la emisión de contaminantes, la variación de las distintas variables de control del mismo (la reactividad de la mezcla de combustibles, la estrategia de inyección directa y la reactividad del aire). Así pues, para completar el proceso de análisis del concepto RCCI, el presente capítulo tiene como objetivo evaluar el potencial que este concepto de combustión posee, para su posible implementación en los motores de encendido por compresión futuros.

En primer lugar, la posibilidad de implementación del concepto viene condicionada por su viabilidad de operación en todo el rango de carga. Además, como se ha concluido en el capítulo 5, el uso de una estrategia de control no es suficiente para satisfacer los diferentes requerimientos impuestos por el contexto socio-económico (regulaciones medioambientales y exigencias del consumidor, principalmente).

Por tanto, en la primera parte del presente estudio (sección 6.3), se combinan las diferentes estrategias de control entre sí y se evalúan experimentalmente para todo el rango de carga del motor. Posteriormente, se selecciona aquella estrategia que mejor satisface todos los requerimientos, mediante el uso de un algoritmo de optimización multi-objetivo (función de mérito).

En la segunda parte de este estudio (sección 6.4), como parte final del proceso de análisis del concepto RCCI, se realiza una comparación de éste frente al modo de combustión Diesel convencional. Para ello, en primer lugar se describen de los puntos seleccionados mediante la función de mérito y aquellos contra los que van a ser críticamente comparados. Después, se comparan ambos modos de combustión en términos de evolución del proceso de combustión, sus prestaciones y los niveles de emisiones contaminantes que implican.

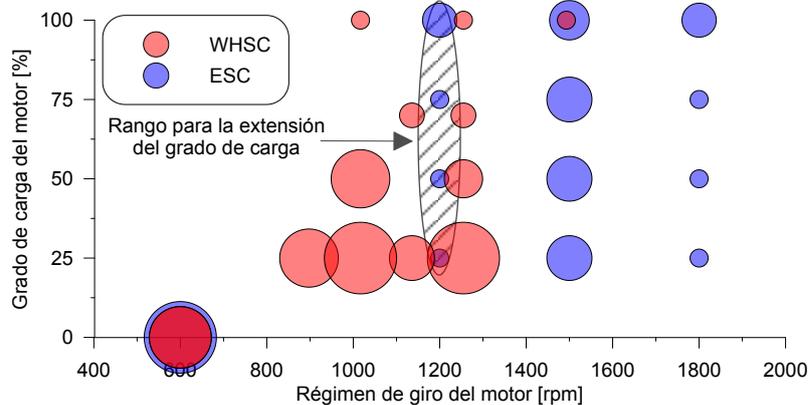
Para terminar, en la última sección del capítulo se realiza una breve síntesis del mismo y se remarcan las principales conclusiones obtenidas.

## 6.2. Metodología general del estudio

En esta sección se describe la metodología empleada, de acuerdo con el desarrollo del presente capítulo, el cual ha sido brevemente descrito en la sección anterior.

Así pues, en primer lugar se describen las condiciones definidas para la extensión del grado de carga del motor, operando en modo de combustión premezclada controlada por la reactividad del combustible.

Es importante comentar que la evolución de las normativas anticontaminantes ha ido acompañada de una evolución en los ciclos de homologación, a aplicar para la certificación de los niveles de emisiones contaminantes de un motor. Como se puede apreciar en la figura 6.1, al pasar del ciclo ESC [1] al WHSC [2], los puntos de operación han sido desplazados hacia regímenes de giro más bajos.



**Figura 6.1.** Puntos de los ciclos de homologación WHSC y ESC para motores de transporte pesado por carretera, donde el diámetro es representativo de su importancia. Rango seleccionado para la extensión del grado de carga, en condiciones de operación RCCI.

No obstante, el rango de utilización de estos motores destinados al transporte pesado por carretera, generalmente llega a superar las 2000 *rpm*. Por tanto, para la extensión del grado de carga del motor en operación RCCI se ha seleccionado el régimen de giro de 1200 *rpm*, ya que aparece como una solución de compromiso que se aproxima a un gran número de puntos del ciclo WHSC ( $\approx 30\%$  del total, en peso), y además, permanece en un nivel medio de la gama de regímenes de operación real del motor.

Una vez fijado el régimen de giro del motor, para definir el número de condiciones de carga a analizar, el rango se ha discretizado en cuatro niveles, que resultan coincidentes con los puntos A25, A50, A75 y A100 del ciclo de homologación ESC.

La tabla 6.1 recoge las principales características del *hardware* empleado y los principales valores de referencia definidos para cada uno de dichos puntos de operación. Como se puede apreciar, la diferencia entre las presiones de admisión y escape, los *settings* de la inyección de gasolina y los valores nominales para el sistema VVA, son los mismos que los empleados en los capítulos 4 y 5. Por tanto, no se reitera en la justificación de su definición, puesto que ésto se ha realizado previamente.

**Tabla 6.1.** Condiciones de referencia para la extensión del rango de aplicación del modo de combustión RCCI.

Modo de operación	A25	A50	A75	A100
Relación de compresión nominal [-]	14.4	14.4	14.4	14.4
Número orificios inyector Diesel [-]	9	9	9	9
Diámetro orificios inyector Diesel [mm]	0.168	0.168	0.168	0.168
Ángulo inclinación entre chorros Diesel [°]	142	142	142	142
Régimen de giro [ <i>rpm</i> ]	1200	1200	1200	1200
Presión de admisión [ <i>bar</i> ]	1.35	2.2	2.6	3.68
Presión de escape [ <i>bar</i> ]	1.15	2	2.4	3.48
Gasto másico de aire [ <i>kg/h</i> ]	54.3	85.7	118.5	171
Gasto másico de combustible [ <i>mg/ciclo</i> ]	70	119	175	230
Presión de inyección gasolina [ <i>bar</i> ]	5	5.5	6	6.5
Inicio de inyección gasolina [ <i>CAD</i> ]	385	385	385	385
Apertura válvulas admisión [ <i>CAD</i> ]	375	375	375	375
Cierre válvulas admisión [ <i>CAD</i> ]	535	535	535	535
Apertura válvulas escape [ <i>CAD</i> ]	147	147	147	147
Cierre válvulas admisión [ <i>CAD</i> ]	347	347	347	347

Las condiciones particulares de los diferentes estudios paramétricos llevados a cabo se definen partiendo del conocimiento generado en el capítulo 5. Así, las diferentes combinaciones de estrategias de control estudiadas se encuentran detalladas en las tablas 6.3, 6.4, 6.5 y 6.6, agrupadas de acuerdo con el punto de operación en el que se evalúan.

Los principales resultados que se obtienen de dichos estudios paramétricos, se resumen en una figura por grado de carga, en términos de las principales variables que marcan el desarrollo del concepto (emisiones de  $NO_x$  y hollín, gradiente de presión máximo en cámara y eficiencia de la combustión), y en función del consumo de combustible. Además, en dichas figuras se ha definido la región de interés, de acuerdo con los *valores objetivo* establecidos para la aplicación de la función de mérito. De este modo, es posible identificar efectos combinados de la variable de control objeto de estudio sobre distintas variables de respuesta, y si dicho efecto va en el sentido de alcanzar la región de interés, o no. Es importante apuntar que, para todos los modos de operación estudiados, esta figura se ha dividido en dos bloques, los cuales agrupan los mencionados resultados de acuerdo con las condiciones de operación parcialmente o altamente premezcladas (por claridad en la figura, debido al diferente comportamiento de la combustión RCCI en función de la estrategia de inyección directa, ya mencionado en los capítulos 4 y 5).

Una vez realizadas las medidas experimentales y obtenidos los resultados mediante su correspondiente procesado, se ha realizado un segundo procesado, con el objetivo de encontrar la mejor combinación de estrategias de control (aquella que mejor satisface los requerimientos impuestos por normativas anti-contaminación, a la vez que las demandas del usuario) para cada punto de operación. Ésto se ha llevado a cabo aplicando un algoritmo de optimización multi-objetivo.

Este tipo de algoritmo de optimización ha sido investigado por varios autores, como funciones objetivo que aúnan diferentes parámetros de respuesta en un único valor (o mérito) [3–6]. Basado en los ejemplos encontrados en la literatura referenciada, se ha definido una función de mérito de acuerdo con la ecuación 6.1.

$$M\acute{e}rito = \frac{1000 \cdot \sum_i (\alpha_i)}{\sum_i \left( \alpha_i \cdot e^{\left( \beta_i \cdot \frac{x_i - x_i^*}{x_i^*} \right)} \right)} \quad (6.1)$$

Donde:

$\alpha_i$  es el factor de peso de la variable de respuesta  $i$ .

$\beta_i$  determina el gradiente del valor de la función objetivo alrededor del óptimo (o valor objetivo), para la variable de respuesta  $i$ .

$x_i$  es el valor de la variable de respuesta  $i$ .

$x_i^*$  es el valor objetivo (u óptimo) para la variable de respuesta  $i$ .

Los valores objetivo se han definido atendiendo al contexto socio-económico y tecnológico actual, el cual ha sido expuesto en el capítulo 1. Dichos valores se recogen en la tabla 6.2 y su elección se describe a continuación.

**Tabla 6.2.** Valores objetivo y de los parámetros  $\alpha$  y  $\beta$  definidos para la función de mérito en los cuatro puntos de funcionamiento.

		$NO_x$	hollín	$(dP/da)_{max}$	BSFC
		[g/kWh]	[g/kWh]	bar/CAD	[g/kWh]
A25	Valor objetivo	0.4	0.01	20	229.9
	$\alpha$	4	4	1	4
	$\beta$	10	1	20	23
A50	Valor objetivo	0.4	0.01	20	203.3
	$\alpha$	4	4	1	4
	$\beta$	10	1	20	23
A75	Valor objetivo	0.4	0.01	20	196.3
	$\alpha$	4	4	1	4
	$\beta$	10	1	20	23
A100	Valor objetivo	0.4	0.01	20	202.6
	$\alpha$	4	4	1	4
	$\beta$	10	1	20	23

De acuerdo con el objetivo del presente capítulo, para que este modo de combustión resulte tecnológicamente competitivo debe evitar el uso de sistemas post-tratamiento de  $NO_x$  y hollín, ya que éstos suponen un coste significativo (en términos de inversión inicial y penalización del consumo de combustible). Evidentemente, cumpliendo con la normativa anti-contaminación vigente. Así pues, los valores objetivo para los niveles de emisiones de  $NO_x$  y hollín se han fijado de acuerdo con los límites impuestos por la regulación EURO VI [2].

Por otra parte, es importante comentar que en la definición de la función de mérito no se han incluido las demás emisiones reguladas, es decir, el  $HC$

y el  $CO$ . Esto es así porque, como se ha mencionado en el capítulo 1, los catalizadores DOC son sistemas con tecnología suficientemente establecida, que resultan libres de mantenimiento, con coste moderado, que contribuyen a la atenuación del ruido de la combustión y que apenas afectan al consumo de combustible. Por tanto, en la actualidad, su empleo en los motores Diesel para el transporte por carretera se está generalizando.

Como se puede apreciar en la tabla 6.2, además de los niveles de emisiones de  $NO_x$  y hollín, se han definido como variables de respuesta el consumo específico de combustible y el gradiente de presión máximo en el cilindro. Para el primero, con el objetivo de evaluar el potencial tecnológico del concepto, su valor objetivo se ha fijado en el correspondiente operando como combustión Diesel convencional<sup>1</sup>, para cada punto de funcionamiento.

En relación con el gradiente de presión, se ha seleccionado por ser un condicionante importante en el desarrollo de las estrategias de combustión premezcladas y porque su control es fundamental para mantener los niveles de fiabilidad y durabilidad característicos de los motores Diesel [7]. Así pues, el valor objetivo para el gradiente de presión máximo en cámara se ha fijado en  $20 \text{ bar/CAD}$ , de acuerdo con los límites mecánicos del motor, del cual es representativo el empleado en esta investigación.

Además del hecho de aunar diferentes parámetros de respuesta en un único valor, la función de mérito empleada también permite matizar la importancia de cada uno de éstos, mediante los parámetros  $\alpha$  y  $\beta$ .

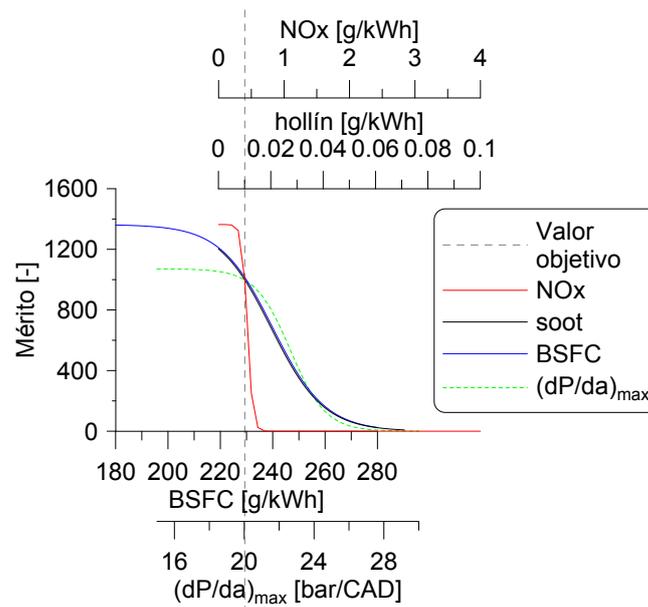
La función de mérito, para el punto de operación A25, se muestra en la figura 6.2. Esta figura representa la contribución a la función, para cada parámetro de respuesta, supuesto cada uno de los demás en el valor óptimo. El efecto del valor de  $\alpha$  se puede apreciar en el eje Y. Los parámetros con mayor  $\alpha$  ( $NO_x$ , hollín y BSFC) pueden contribuir en mayor medida al total de la función de mérito, en comparación con los parámetros con menor  $\alpha$  ( $dP/da_{max}$ ). El efecto del valor de  $\beta$  se puede apreciar en el eje X. Este valor define la sensibilidad que conlleva la variación de un parámetro. Su elección es más subjetiva y depende de la importancia que se le de a alcanzar el valor objetivo, para cada parámetro.

Así pues, como el principal objetivo de este estudio es conseguir niveles de BSFC competitivos con respecto a la combustión CDC, sin el empleo de sistemas post-tratamiento para  $NO_x$  y hollín, a estos parámetros se les ha asignado un mayor valor de  $\alpha$ . En cuanto al valor de  $\beta$ , se han definido

---

<sup>1</sup>La definición de las condiciones de combustión Diesel convencional serán detalladas más adelante, en la sección 6.4.

dos niveles de sensibilidad. Por un lado, para evitar el uso de sistemas post-tratamiento (que requiere niveles de emisiones menor o igual que los límites regulados) se ha aplicado una sensibilidad baja para los  $NO_x$ , como se puede apreciar en la figura 6.2. Por otro lado, el resto de parámetros se han calibrado de modo que tengan una sensibilidad mayor, tal que una variación alejada del valor objetivo se traduzca en una aportación a la función de mérito.



**Figura 6.2.** Representación de la función de mérito, aplicada al punto de baja carga.

Tras la aplicación de la función de mérito a un punto de operación, el resultado obtenido se incluye en una figura, de la cual se deduce qué combinación de estrategias de control proporciona los mejores resultados, de acuerdo con la definición de la estrategia de optimización.

Una vez realizada la optimización multi-objetivo en los distintos puntos de operación evaluados, los resultados se comparan con los obtenidos, a un nivel de carga análogo, operando como combustión Diesel convencional.

Dicha comparación se basa en 3 bloques de figuras. En el primero de ellos (figura 6.11), se describen los *settings* considerados más importantes ( $CR_{ef}$ , ICFB,  $YO_{2,IVC}$ ,  $T_{adm}$  y estrategia de inyección directa) adoptados para cada modo de operación, en función del nivel de carga (PME).

El segundo bloque (figura 6.12) ilustra el proceso de combustión, ya que muestra la tasa de inyección directa junto con la evolución de la tasa de liberación de calor, para ambos modos de operación, en los cuatro niveles de carga definidos. Con ello, se mejora la transmisión al lector de las diferencias entre ambos procesos de combustión.

Por último, en el tercer bloque de figuras (figura 6.13) se cuantifica el AQ50, la duración del proceso de combustión (definida desde el SoC hasta el AQ75), la temperatura adiabática máxima, la eficiencia de la combustión, el gradiente de presión máximo en el cilindro, el BSFC y las emisiones de  $NO_x$  y hollín, en función del grado de carga (PME). Estas variables se han seleccionado porque se consideran las adecuadas para la evaluación del potencial que posee el modo de combustión RCCI, en su posible implementación en los motores de encendido por compresión futuros.

### 6.3. Extensión del rango de operación del concepto de combustión RCCI

Una vez establecida la metodología de trabajo, la primera etapa de análisis consiste en extender el rango de operación del concepto de combustión premezclada controlada por la reactividad del combustible.

Como se ha descrito en la sección anterior, esto se realiza en cuatro puntos de operación del motor, y en consonancia, la presente sección se estructura en cuatro subsecciones, ordenadas de menor a mayor grado de carga. De este modo se pretende obtener unos *settings* adecuados para la operación del modo de combustión RCCI desde baja hasta plena carga.

#### 6.3.1. Condiciones de operación de baja carga

Como se puede apreciar en la tabla 6.3, donde se sintetizan las condiciones particulares de los estudios paramétricos llevados a cabo en baja carga, estos estudios se centran en las variables de control del proceso de inyección y de la reactividad del combustible, para unas condiciones de reactividad del aire fijas.

En la figura 6.3 se muestran algunos de los resultados obtenidos. Concretamente, se trata del estudio de SoI en PPC A25 a2; el de ICFB en PPC obtenido de los (A25 a1, A25 a2 y A25 a3) @ SoI  $-24 CAD aTDC$ ; el de SoI1 en HPC A25 c1; el de SoI2 en HPC A25 f1; y el de reparto en HPC obtenido de los (A25 d1, A25 d2 y A25 d3) @ (SoI1  $-60$ , SoI2  $-15 CAD aTDC$ ).

**Tabla 6.3.** Condiciones de los estudios paramétricos del modo RCCI en baja carga. Sombreados en gris aparecen los rangos que se han barrido en cada estudio.

A25	$p_{iny}$ [bar]	ICFB [%]	SoI1 [CAD]	SoI2 [CAD]	Reparto [% <sub>1</sub> / <sub>2</sub> ]	$YO_{2,IVC}$ [%]	$CR_{ef}$ [-]	$T_{adm}$ [°C]
a1	1000	65	[-15→-24]	-	-	15.5	14	40
a2	1000	75	[-15→-24]	-	-	15.5	14	40
a3	1000	85	[-15→-24]	-	-	15.5	14	40
b1	700	75	-40	[-12→-18]	50/50	15.5	14	40
b2	700	75	[-35→-45]	-15	50/50	15.5	14	40
b3	700	75	-40	-15	[75/25→25/75]	15.5	14	40
c1	700	75	[-25→-70]	-15	50/50	15.5	14	40
d1	700	75	[-40→-60]	-15	60/40	15.5	14	40
d2	700	75	[-40→-60]	-15	50/50	15.5	14	40
d3	700	75	[-40→-60]	-15	40/60	15.5	14	40
e1	600	75	[-40→-60]	-15	60/40	15.5	14	40
e2	600	75	[-40→-60]	-15	70/30	15.5	14	40
e3	600	75	[-40→-60]	-15	80/20	15.5	14	40
f1	700	75	-60	[-15→-50]	60/40	15.5	14	40
g1	700	65	[-40→-60]	-15	60/40	15.5	14	40
g2	800	65	[-40→-60]	-15	60/40	15.5	14	40
h1	700	75	[-40→-60]	-15	60/40	15.5	14	40
h2	800	75	[-40→-60]	-15	60/40	15.5	14	40

Es importante remarcar que no se incluyen todos los resultados obtenidos para mantener la claridad en la figura.

Atendiendo a las subfiguras  $NO_x$ -BSFC, se puede apreciar que en condiciones PPC (lado izquierdo de la figura 6.3) aparece un *trade-off* de modo que las condiciones que reducen las emisiones de  $NO_x$  (retrasar el SoI e incrementar el ICFB) implican el aumento del BSFC. Sin embargo, en condiciones HPC (lado derecho de la figura 6.3) el mencionado *trade-off* no aparece. En estas condiciones, SoI avanzados y repartos con mayor masa en el primer evento de inyección consiguen reducir simultáneamente las emisiones de  $NO_x$  y el BSFC, hasta alcanzar la región de interés.

Por otro lado, como se puede observar en el resto de subfiguras incluidas en la figura 6.3, tanto las combinaciones de estrategias de control en PPC, como las implementadas en HPC, consiguen obtener niveles de emisiones de hollín que satisfacen el límite EURO VI, gradientes de presión máximos en cámara

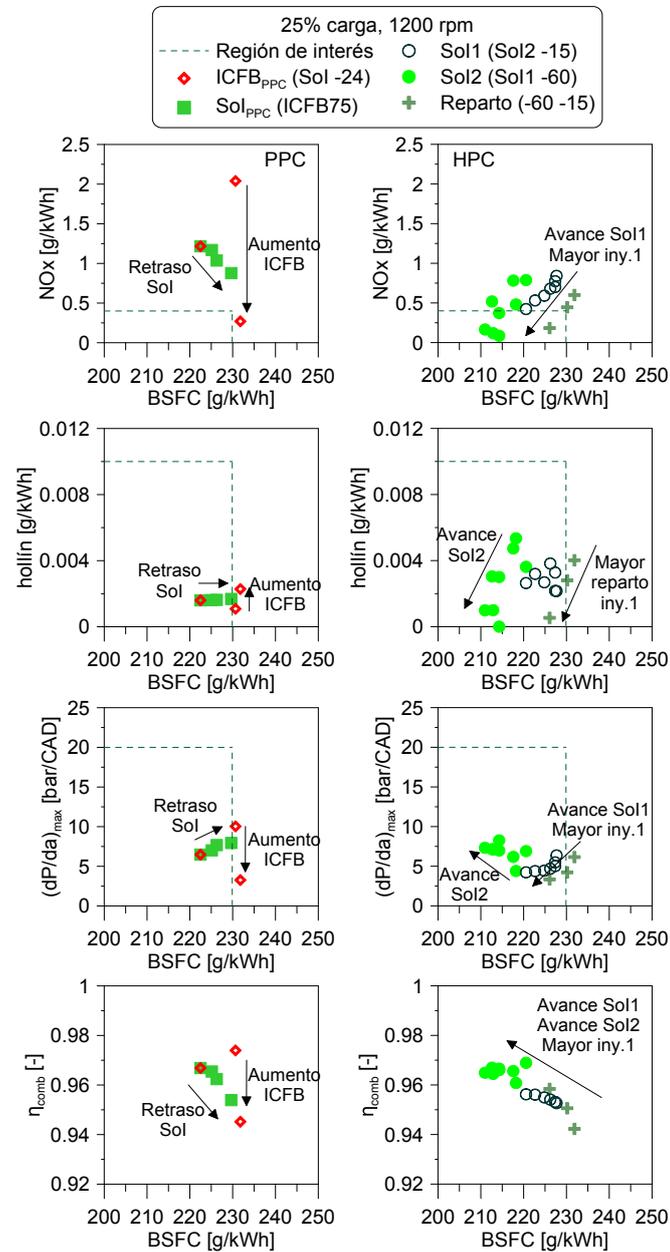
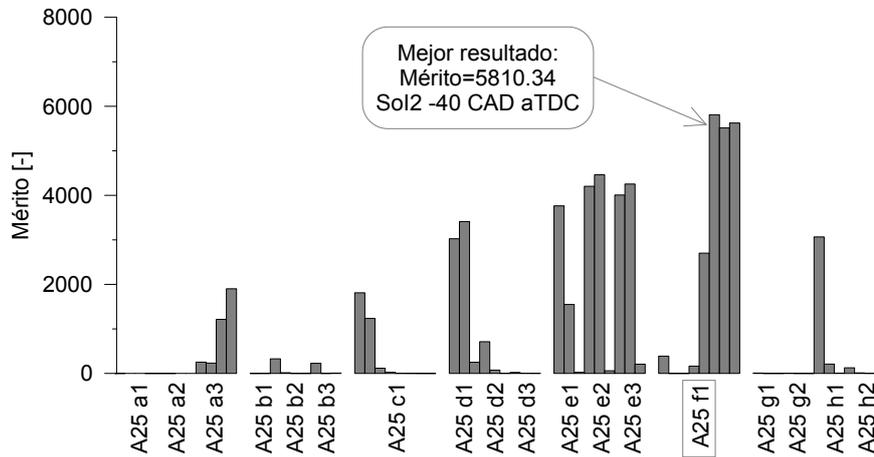


Figura 6.3. Resultados de la operación RCCI en condiciones de baja carga.

muy por debajo del límite definido en la investigación y niveles de eficiencia de la combustión por encima del 95 %.

Así pues, las tendencias mostradas en la figura 6.3 sugieren que estrategias HPC son más adecuadas para la operación del concepto de combustión RCCI, a baja carga.

Tras el análisis de los resultados de la operación a baja carga, se procede a la selección de la estrategia que proporciona los mejores resultados, de acuerdo con la definición del algoritmo de optimización multi-objetivo. La figura 6.4 recoge el valor de la función de mérito resultante de todas las combinaciones de estrategias de control evaluadas en el modo de operación A25.



**Figura 6.4.** Resultados de la aplicación de la función de mérito a los estudios realizados a baja carga.

Como se ha remarcado en dicha figura, los mejores resultados se dan para condiciones HPC, con  $SoI1 -60$ ,  $SoI2 -40 CAD aTDC$ , ICFB 75, el 60 % de la masa Diesel inyectada en el primer evento de inyección y a 700 bar de presión de inyección directa.

### 6.3.2. Condiciones de operación de media carga

En media carga, se dan las condiciones para evaluar un mayor número de estrategias, por lo que se combinan todas las variables de control disponibles

(control de la reactividad del combustible, del proceso de inyección directa y de la reactividad del aire). Los distintos estudios llevados a cabo se listan en la tabla 6.4.

**Tabla 6.4.** Condiciones de los estudios paramétricos del modo RCCI en media carga. Sombreados en gris aparecen los rangos que se han barrido en cada estudio.

A50	$p_{iny}$ [bar]	ICFB [%]	SoI1 [CAD]	SoI2 [CAD]	Reparto [% <sub>1</sub> / <sub>2</sub> ]	$Y_{O_2,IVC}$ [%]	$CR_{ef}$ [-]	$T_{adm}$ [°C]
a1	1176	50	[-9→-21]	-	-	15.5	14	40
a2	1176	60	[-9→-18]	-	-	15.5	14	40
a3	1176	70	[-9→-12]	-	-	15.5	14	40
b1	800	50	[-9→-21]	-	-	15.5	14	40
b2	800	60	[-9→-21]	-	-	15.5	14	40
b3	800	70	[-9→-18]	-	-	15.5	14	40
c1	800	60	-60	[-10→-25]	50/50	15.5	14	40
c2	800	60	[-35→-65]	-10	50/50	15.5	14	40
d1	800	60	-60	-10	[50/50→30/70]	15.5	14	40
d2	800	60	-55	-5	[50/50→30/70]	15.5	14	40
d3	800	60	-50	+0	[50/50→30/70]	15.5	14	40
e1	800	70	[-55→-65]	-45	70/30	15.5	14	40
e2	800	70	[-55→-65]	-40	70/30	15.5	14	40
e3	800	70	[-55→-65]	-35	70/30	15.5	14	40
f1	800	[70→90]	-60	-40	50/50	15.5	14	40
g1	800	70	-60	-10	67/33	15.5	[14→11]	40
g2	800	70	-60	-40	67/33	15.5	[14→11]	40
h1	800	80	-60	-40	50/50	15.5	[14→11]	40
i1	800	90	-60	-40	50/50	15.5	[14→11]	40
i2	800	90	-60	-10	50/50	15.5	[14→11]	40
j1	800	90	-60	-40	50/50	[15→16.5]	12	40
j2	800	90	-60	-40	50/50	15	12	[50→30]
k1	800	70	-60	-40	67/33	[15→9]	14	40
k2	800	70	-60	-40	67/33	15	14	[40→30]

De entre todos estos estudios paramétricos, en la figura 6.5 se han incluido los siguientes: el estudio del SoI en PPC A50 b2; el de ICFB en PPC obtenido de los (A50 b1, A50 b2 y A50 b3) @ SoI -12 CAD aTDC; el de SoI1 en HPC A50 c2; el de SoI2 en HPC A50 c1; el de reparto en HPC A50 d1; el

de ICFB en HPC obtenido de los (A50 c2, A50 g1 y A50 i2) @ (SoI1 -60, SoI2 -10 CAD aTDC); y el de  $CR_{ef}$  en HPC A50 g1.

De igual modo que en el punto de operación anterior, únicamente se han incluido estos resultados en dicha figura para favorecer su claridad. Por otra parte, es importante comentar que el ciclo Miller temprano se implementa como se ha descrito en la sección 5.5.

En las subfiguras situadas en la parte izquierda de la figura 6.5 se muestran los resultados obtenidos en condiciones PPC. De igual modo que ocurre en baja carga, en media carga aparece un *trade-off* entre las emisiones de  $NO_x$  y el BSFC, de manera que al retrasar el SoI y reducir el ICFB disminuyen las emisiones de  $NO_x$  pero aumenta el BSFC. Además, en este nivel de carga también se da un *trade-off* entre las emisiones de hollín y el BSFC, para los SoI más adelantados: al retrasarlo se reduce el BSFC y aumenta el hollín. Sin embargo, para los SoI más tardíos, su retraso y la reducción del ICFB aumenta tanto el BSFC como las emisiones de hollín. Por otra parte, empleando esta estrategia simple de inyección directa, el gradiente de presión máximo en cámara no sobrepasa los 20 bar/CAD en ningún caso y todos ellos presentan un rendimiento de la combustión superior al 97 %.

Por el contrario, los resultados obtenidos en condiciones HPC no muestran dichos *trade-off*, como se puede observar en las subfiguras situadas en la parte derecha de la figura 6.5. Así pues, es posible conseguir la reducción simultánea de las emisiones de  $NO_x$  y del BSFC empleando estrategias dobles de inyección directa. No obstante, para conseguir llegar a niveles de  $NO_x$  que cumplan la normativa EURO VI es necesario combinar esta estrategia HPC con la reducción de la reactividad del aire. Como se ha apuntado en el capítulo 5, ésto permite mover el centrado de la combustión desde la carrera de compresión (donde las elevadas temperaturas alcanzadas favorecen la formación de  $NO_x$ ) hacia el PMS y la carrera de expansión (favoreciendo la obtención de trabajo en el ciclo). Las estrategias que favorecen este comportamiento son: la reducción del ICFB, el avance del SoI1, el retraso del SoI2, el reparto con menor masa de combustible en el primer evento de inyección y la reducción de la  $CR_{ef}$ . A su vez, estas estrategias también tienden a reducir el gradiente de presión máximo en cámara, manteniendo el nivel de eficiencia de la combustión alrededor del 99 %.

Por tanto, la operación del concepto de combustión RCCI a media carga presenta mejores resultados cuando se combinan estrategias HPC con la reducción de la reactividad del aire en el cilindro.

Tras el análisis de los resultados de la operación a media carga, se aplica el algoritmo de optimización multi-objetivo, para obtener la estrategia que

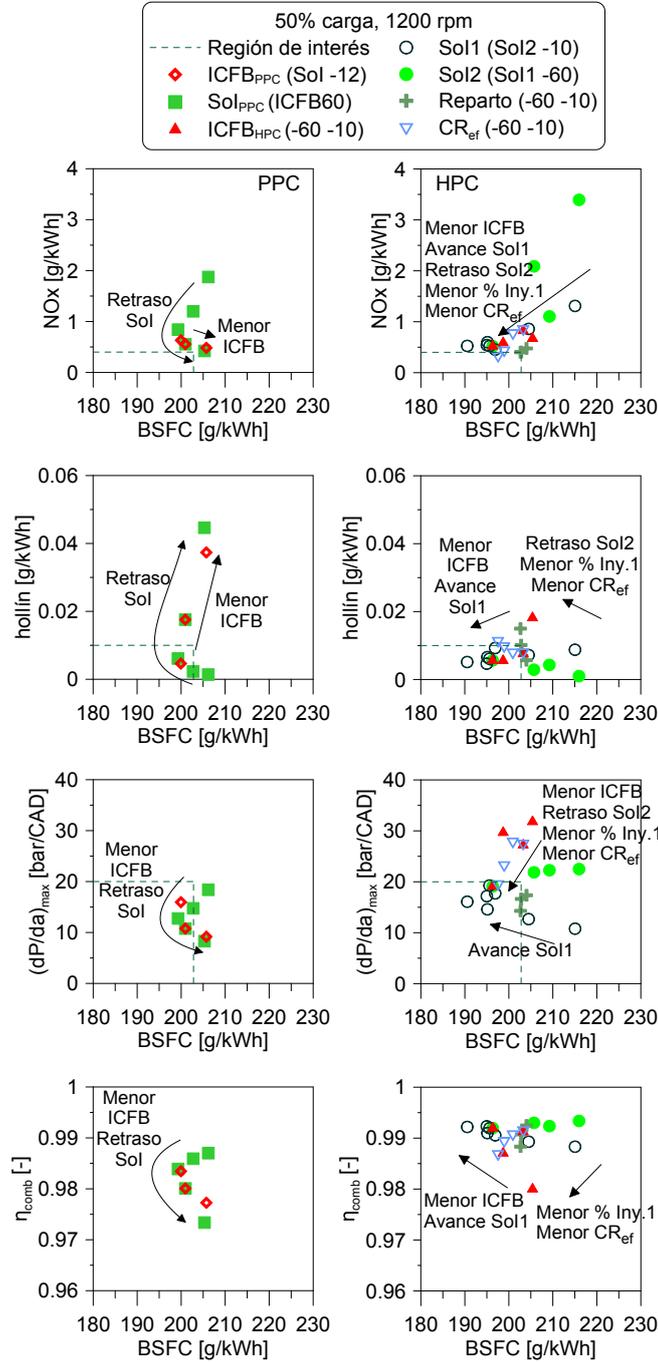
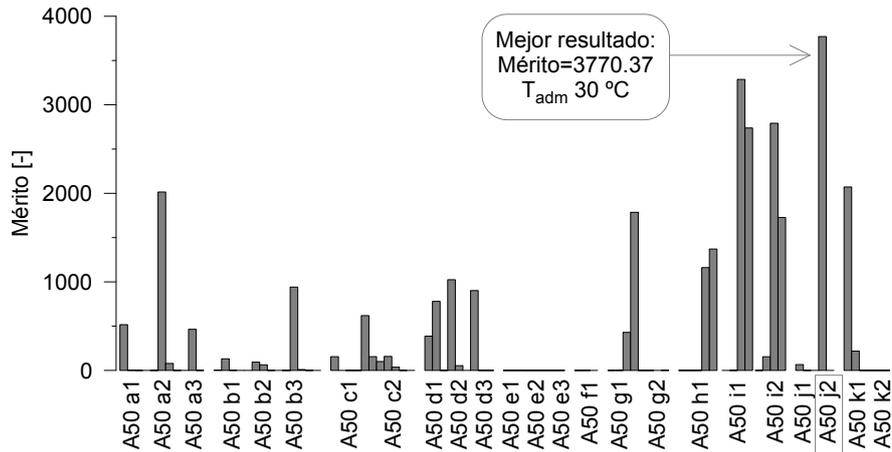


Figura 6.5. Resultados de la operación RCCI en condiciones de media carga.

proporciona los mejores resultados de entre las evaluadas, como se puede observar en la figura 6.6.



**Figura 6.6.** Resultados de la aplicación de la función de merito a los estudios realizados a media carga.

Del análisis anterior se infiere que los mejores resultados, a media carga, se dan para condiciones HPC, con SoI1  $-60$ , SoI2  $-40$  CAD  $aTDC$ , ICFB  $90$ ,  $CR_{ef}$   $12$  y con  $30^{\circ}C$  de  $T_{adm}$ .

### 6.3.3. Condiciones de operación de alta carga

En la tabla 6.5 aparecen detalladas las condiciones de los estudios paramétricos realizados en alta carga. Como se puede apreciar, la mayor parte del análisis se realiza en condiciones de baja reactividad del aire, debido a las limitaciones que la operación premezclada conlleva en este grado de carga.

Es importante remarcar que en la segunda parte del análisis (del estudio A75 d1 al A75 h3) se ha reemplazado el pistón de CR  $14.4$  por otro de  $11.4$ , con el objetivo de conseguir bajar la  $CR_{ef}$  por debajo de  $11$  mediante la aplicación del ciclo Miller temprano. La cámara de combustión del pistón tiene un perfil igual que el descrito en el capítulo 3, pero modificado de forma homotética, dotando de mayor profundidad (y volumen) al *bowl*.

**Tabla 6.5.** Condiciones de los estudios paramétricos del modo RCCI en alta carga. Sombreados en gris aparecen los rangos que se han barrido en cada estudio.

A75	$p_{iny}$ [bar]	ICFB [%]	SoI1 [CAD]	SoI2 [CAD]	Reparto [% <sub>1</sub> / <sub>2</sub> ]	$Y_{O_2,IVC}$ [%]	$CR_{ef}$ [-]	$T_{adm}$ [°C]
a1	1890	20	[+0→-12]	-	-	16.3	14	40
a2	1890	30	[+0→-12]	-	-	16.3	14	40
a3	1890	40	[+0→-6]	-	-	16.3	14	40
b1	1890	70	[+0→-6]	-	-	16.3	11	32
b2	900	70	[-40→-60]	-10	50/50	16.3	11	32
b3	900	70	-40	[-4→-16]	50/50	16.3	11	32
c1	1890	50	[+0→-12]	-	-	16.3	11	32
c2	1890	60	[+0→-9]	-	-	16.3	11	32
c3	1890	75	[+3→-3]	-	-	16.3	11	32
d1	1890	50	[-3→-12]	-	-	16.3	11 <sup>2</sup>	32
d2	1890	60	[+0→-12]	-	-	16.3	11	32
d3	1890	70	[+0→-9]	-	-	16.3	11	32
d4	1890	75	[+0→-6]	-	-	16.3	11	32
e1	900	70	-40	[+0→-12]	50/50	16.3	10	32
e2	900	70	[-40→-60]	-3	50/50	16.3	10	32
f1	900	70	-40	[-3→-12]	50/50	16.3	9	32
f2	900	70	[-40→-55]	-3	50/50	16.3	9	32
f3	900	70	-40	-9	[25/75→75/25]	16.3	9	32
g1	900	80	-50	-3	[25/75→50/50]	16.3	10	32
g2	900	80	-40	[+0→-9]	38/62	16.3	10	32
g3	900	80	[-40→-60]	-3	38/62	16.3	10	32
h1	900	80	-50	-3	[25/75→75/25]	16.3	9	32
h2	900	80	-40	[-3→-15]	38/62	16.3	9	32
h3	900	80	[-40→-55]	-3	38/62	16.3	9	32

En la figura 6.7 se han representado los resultados correspondientes a los estudios que a continuación se nombran. Empleando el pistón de CR 14.4, en condiciones PPC, el estudio de SoI A75 b1 y el de ICFB obtenido de (A75 c1, A75 c2 y A75 c3) @ SoI -3 CAD aTDC; en HPC, el estudio de SoI1 A75 b2 y el de SoI2 A75 b3. Empleando el pistón de CR 11.4, en condiciones PPC, el estudio de SoI A75 d3 y el de ICFB obtenido de (A75 d1, A75 d2, A75 d3 y A75 d4) @ SoI -3 CAD aTDC; en HPC, el estudio de SoI1 A75 e2 y el de SoI2

A75 e1. Como en los modos de carga anteriores, sólo se han graficado dichos resultados por claridad en la representación.

En el análisis de los resultados mostrados en la figura 6.7, en primer lugar se describen aquellos obtenidos mediante el *hardware* original<sup>3</sup> para posteriormente apuntar las diferencias que se encuentran en la operación con el pistón de CR 11.4.

Siguiendo la misma metodología que en los puntos de operación anteriores, la figura 6.7 contiene los resultados obtenidos en condiciones PPC en la parte izquierda, mientras que en la derecha aparecen los obtenidos en condiciones HPC.

Analizando los resultados de condiciones PPC, se aprecia que a este nivel de carga también aparece un *trade-off* entre los  $NO_x$  y el BSFC, donde el retraso del SoI y la reducción del ICFB disminuyen los  $NO_x$  pero incrementan el BSFC. En cuanto a las emisiones de hollín, éstas cumplen con la normativa EURO VI en todos los puntos evaluados. El retraso del SoI y la reducción del ICFB también permiten reducir el nivel de gradiente de presión máxima en cámara hasta cumplir con el límite definido, hecho importante, ya que en este nivel de carga se llegan a alcanzar niveles de hasta 40 *bar/CAD*.

En cuanto a la operación HPC en alta carga, viene marcada por los altísimos gradientes de presión máximos que se llegan a alcanzar en la cámara de combustión (hasta 50 *bar/CAD*). Dichos gradientes únicamente se reducen de manera sensible con el retraso del SoI2, aunque siguen siendo inadmisibles desde el punto de vista de la fiabilidad del motor (el mínimo registrado está por encima de los 35 *bar/CAD*). De acuerdo con estos resultados, el nivel de emisiones de  $NO_x$  también se reduce de manera sensible al retrasar el SoI2, pero permanece muy alejado del valor objetivo marcado por la EURO VI. Por otra parte, aparece un *trade-off* entre  $NO_x$  y hollín, con el retraso del SoI2 se reducen las emisiones de  $NO_x$  pero aumentan las de hollín. Esto es debido a que la combustión comienza cuando el combustible inyectado en el primer evento de inyección vence el tiempo de retraso, de modo que el segundo evento de inyección promueve dosados ricos en zonas de muy alta temperatura, condiciones propicias para la formación de hollín. Asimismo, al avanzar el SoI1 se incrementan las emisiones de hollín, puesto que el SoC también se adelanta. En cuanto a los niveles de eficiencia de la combustión, todos los casos están por

---

<sup>2</sup>Del estudio A75 d1 al A75 h3, se emplea un pistón de relación de compresión geométrica 11.4 en lugar del de 14.4.

<sup>3</sup>Se denomina *hardware* original a aquel con el que se ha llevado a cabo la mayor parte del trabajo experimental, pistón de CR 14.4 y tobera de inyección 9x168 – 142°.

encima del 99 %, ya que están favorecidos por los elevados niveles de presión y temperatura existentes en cámara.

Los resultados obtenidos en HPC y condiciones de alta carga implican que se ha perdido la capacidad de controlar el proceso de combustión, en dichas condiciones. Por tanto, llegado a este punto se realiza el cambio de pistón mencionado anteriormente y se continúa con el estudio en alta carga.

Como se puede apreciar en las subfiguras situadas en la parte izquierda de la figura 6.7, tras el cambio de pistón los resultados en PPC siguen las mismas tendencias, variando ligeramente en el impacto de la variación de las variables de control (mayor influencia de la variación del SoI en términos de  $NO_x$ , ligera reducción de la eficiencia de la combustión y menor variación del gradiente de presión máximo en cámara). Esto es debido a que, en los casos medidos con el *hardware* original, la  $CR_{ef}$  es 11 por la implementación del ciclo Miller; mientras, con el pistón de baja relación de compresión, al caracterizar el motor teniendo en cuenta los *settings* de referencia del sistema VVA se obtiene una  $CR_{ef}$  también de 11.

Sin embargo, en operación HPC, el uso de un pistón de baja CR permite seguir implementando el ciclo Miller temprano, extendiendo el rango de reducción de la  $CR_{ef}$  del motor. Así pues, en la parte derecha de la figura 6.7 se pueden comparar los resultados obtenidos con  $CR_{ef}$  11 (descritos previamente) frente a los obtenidos en condiciones análogas, pero con  $CR_{ef}$  10. Las tendencias que se encuentran en los estudios paramétricos son las mismas para ambas  $CR_{ef}$ , no obstante, con la menor de ellas los resultados aparecen escalados hacia la región objetivo. De este modo, con el retraso del SoI2, las emisiones de  $NO_x$  llegan al nivel marcado por la EURO VI y el *trade-off*  $NO_x$ -hollín sigue existiendo. Asimismo, el SoI1 deja de tener una influencia significativa en ninguno de los resultados. En cuanto al gradiente de presión máximo en cámara, que ha resultado ser el principal punto débil de la estrategia HPC en alta carga, se consigue alcanzar el límite establecido, manteniendo el nivel de eficiencia de la combustión por encima del 98.5 %.

Así pues, los resultados de la figura 6.7 muestran dos estrategias de operación bien diferenciadas por el *hardware* empleado, en alta carga. Por un lado, empleando el denominado *hardware* original, las estrategias PPC permiten un mayor control sobre el proceso de combustión por lo que son la mejor opción para la operación RCCI a este nivel de carga. Por otro lado, con la extensa reducción de la  $CR_{ef}$  que permite el uso del pistón de baja CR, es más interesante el empleo de estrategias HPC.

No obstante, para la selección de la mejor estrategia es fundamental la aplicación de la optimización multi-objetivo. De acuerdo con la definición de

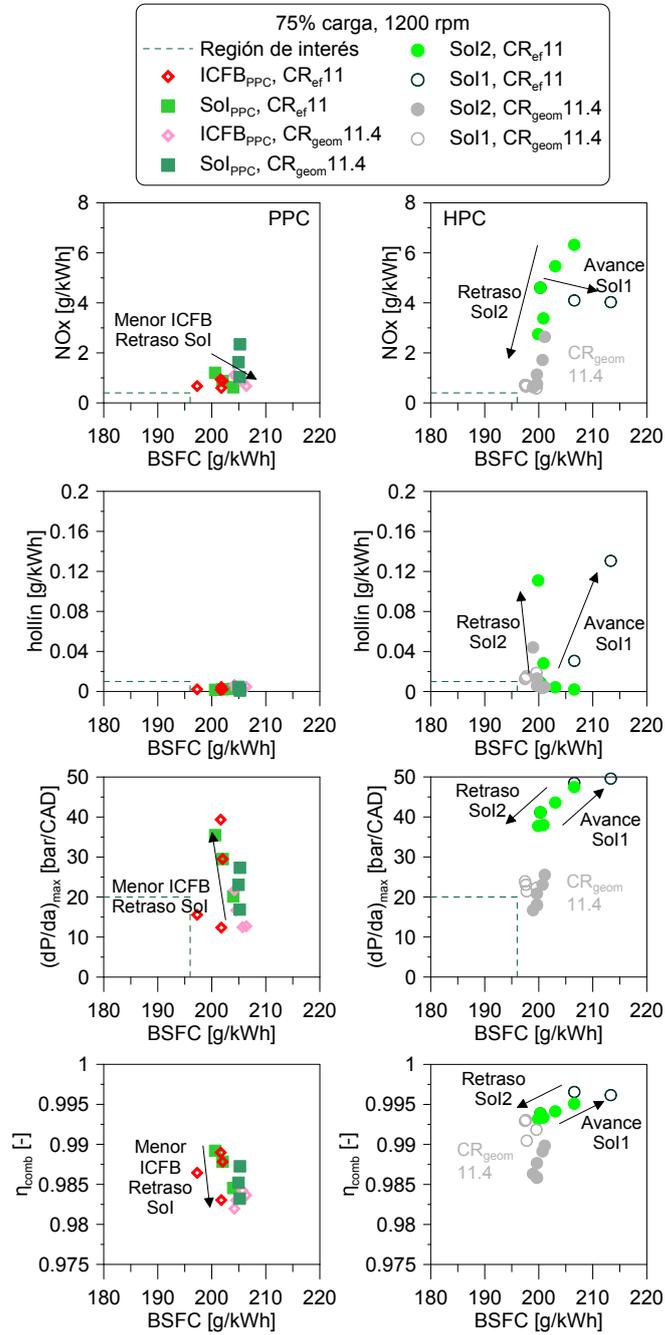
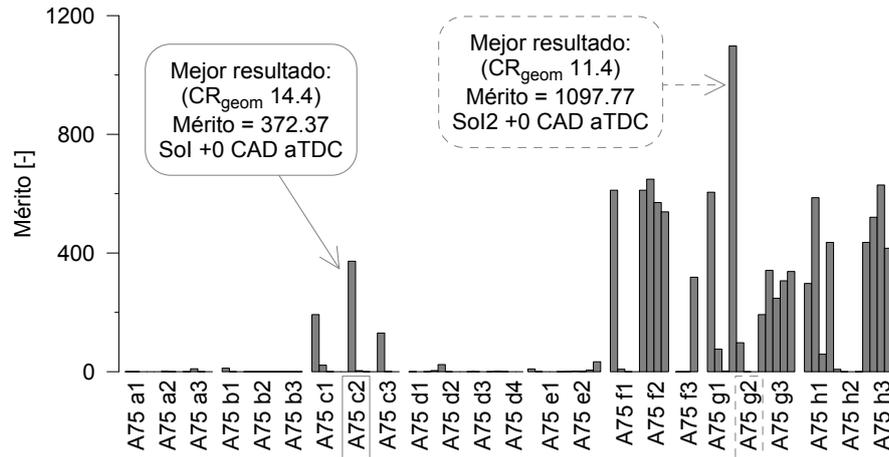


Figura 6.7. Resultados de la operación RCCI en condiciones de alta carga.

ésta, los resultados de los estudios paramétricos a alta carga se muestran en la figura 6.8.



**Figura 6.8.** Resultados de la aplicación de la función de mérito a los estudios realizados a alta carga.

Esta figura muestra que los mejores resultados se obtienen empleando el pistón de baja relación de compresión, combinado con una estrategia HPC (SoI1  $-40$ , SoI2  $+0$  CAD  $aTDC$ , ICFB 80) y con  $CR_{ef}$  10. Sin embargo, para que la comparación con condiciones CDC sea lo más justa posible, es decir, a igualdad de *hardware* y nivel de carga, el óptimo se selecciona de entre los casos medidos empleando el pistón original. En estas condiciones, el mejor resultado aparece para una estrategia PPC, con SoI  $+0$  CAD  $aTDC$ , ICFB 60 y  $CR_{ef}$  11.

#### 6.3.4. Condiciones de operación de plena carga

Como se puede apreciar en la tabla 6.6, el análisis del estudio a plena carga también ha sido llevado a cabo en condiciones de baja reactividad del aire, de acuerdo con las conclusiones obtenidas en el capítulo 5 y considerando el notable incremento del nivel de carga con respecto a las condiciones en las que se obtuvieron dichas conclusiones. Además, se han combinado diferentes estrategias de inyección directa y niveles de reactividad de la mezcla de combustibles. Es necesario apuntar que, como en el estudio a alta carga, desde

el estudio A100 d1 hasta el A100 g3 se ha empleado el pistón de relación de compresión geométrica 11.4, descrito en la subsección anterior.

**Tabla 6.6.** Condiciones de los estudios paramétricos del modo RCCI en plena carga. Sombreados en gris aparecen los rangos que se han barrido en cada estudio.

A100	$p_{iny}$ [bar]	ICFB [%]	SoI1 [CAD]	SoI2 [CAD]	Reparto [% <sub>1</sub> / <sub>2</sub> ]	$YO_{2,IVC}$ [%]	$CR_{ef}$ [-]	$T_{adm}$ [°C]
a1	2100	[0→20]	-9	-	-	15.6	14	40
b1	2100	20	[-3→-9]	-	-	15.6	14	40
b2	2100	20	[-3→-9]	-	-	17	14	40
b3	2100	20	[+0→-6]	-	-	18.1	14	40
c1	2100	58	[+2→+0]	-	-	17	11	32
c2	2100	50	[+2→-4]	-	-	17	11	32
c3	2100	40	[+0→-8]	-	-	17	11	32
c4	2100	30	[-2→-8]	-	-	17	11	32
d1	2100	40	[+0→-12]	-	-	17	11 <sup>4</sup>	32
d2	2100	50	[+0→-9]	-	-	17	11	32
d3	2100	60	[+0→-6]	-	-	17	11	32
e1	1000	60	-50	[+0→-9]	25/75	17	10	32
e2	1000	60	[-40→-60]	-3	25/75	17	10	32
e3	1000	60	-50	-3	[13/87→50/50]	17	10	32
f1	1000	60	-50	[+0→-12]	25/75	17	9	32
f2	1000	60	[-40→-60]	-3	25/75	17	9	32
f3	1000	60	-50	-3	[25/75→50/50]	17	9	32
g1	1000	70	-50	[+0→-9]	25/75	17	9	32
g2	1000	70	[-40→-60]	-3	25/75	17	9	32
g3	1000	70	-50	-3	[17/83→50/50]	17	9	32

De los estudios detallados en la tabla 6.6, por claridad en la representación, en la figura 6.9 únicamente se ha incluido el estudio de SoI en PPC A100 c3; el de ICFB en PPC obtenido de los (A100 c2, A100 c3 y A100 c4) @ SoI -4 CAD aTDC; el de SoI en PPC A100 d1; el de ICFB en PPC obtenido de los (A100 d1, A100 d2 y A100 d3) @ SoI -3 CAD aTDC; el de SoI1 en HPC A100 e2; el de SoI2 en HPC A100 e1; y el de reparto en HPC A100 e3.

<sup>4</sup>Del estudio A100 d1 al A100 g3, se emplea un pistón de relación de compresión geométrica 11.4 en lugar del de 14.4.

Al analizar las subfiguras de la parte izquierda de la figura 6.9, se aprecia cómo al retrasar el SoI y reducir el ICFB se reducen los  $NO_x$  mientras que el BSFC aumenta. Esto confirma que el *trade-off*  $NO_x$ -BSFC aparece con independencia del grado de carga, en condiciones PPC. Asimismo, el retraso del SoI y la reducción del ICFB implican el incremento de las emisiones de hollín (aunque permaneciendo dentro del límite EURO VI). Por tanto, aparece un segundo *trade-off* entre  $NO_x$  y hollín. Por otra parte, la mencionada variación de las variables de control conlleva la reducción de los gradientes de presión máximos en cámara, manteniendo el nivel de eficiencia de la combustión por encima de 98 %.

En vista de los resultados obtenidos al implementar la estrategia HPC con el *hardware* original en el punto de alta carga, dicha estrategia no fue evaluada en el punto de plena carga. Así pues, el resto del estudio se realiza con el pistón de baja CR, a plena carga.

Volviendo a las subfiguras de la parte izquierda de la figura 6.9, se observa que los estudios realizados con el pistón de CR 11.4 muestran las mismas tendencias que las obtenidas con el pistón de CR 14.4 e implementando el ciclo Miller. El BSFC resulta ser entre un 1 y un 2 % superior, para unos niveles de emisiones de  $NO_x$ , hollín,  $(dP/da)_{max}$  y  $\eta_{comb}$  prácticamente iguales. Esto es debido a que, a igualdad de  $CR_{ef}$ , cuando se implementa el ciclo Miller la relación de expansión es mayor, lo cual permite extraer más trabajo por ciclo [8].

En cuanto a las condiciones HPC, los resultados se muestran en las subfiguras de la derecha de la figura 6.9. La reducción de las emisiones de  $NO_x$  se ve favorecida por el retraso del SoI2 y por repartos con menor masa en el primer evento de inyección. Sin embargo, dichas estrategias también incrementan el nivel de emisiones de hollín (*trade-off*  $NO_x$ -hollín). Con respecto al BSFC, la variación del SoI no conlleva grandes cambios, mientras que la variación en el reparto sí (más masa en el primer evento tiende a adelantar el centrado de la combustión hacia la carrera de compresión y por tanto a incrementar el BSFC, como se ha apuntado en la sección 5.4). Por otra parte, el mismo retraso del SoI2 y la reducción de la masa inyectada en el primer evento favorece el control del gradiente de presión máximo en cámara, con unos niveles de eficiencia de la combustión por encima del 98.5 %.

De acuerdo con los resultados obtenidos, parece claro que la mejor estrategia para la operación del concepto de combustión RCCI a plena carga es en HPC, combinado con el uso del pistón de baja CR y la reducción de la  $CR_{ef}$  mediante el ciclo Miller.

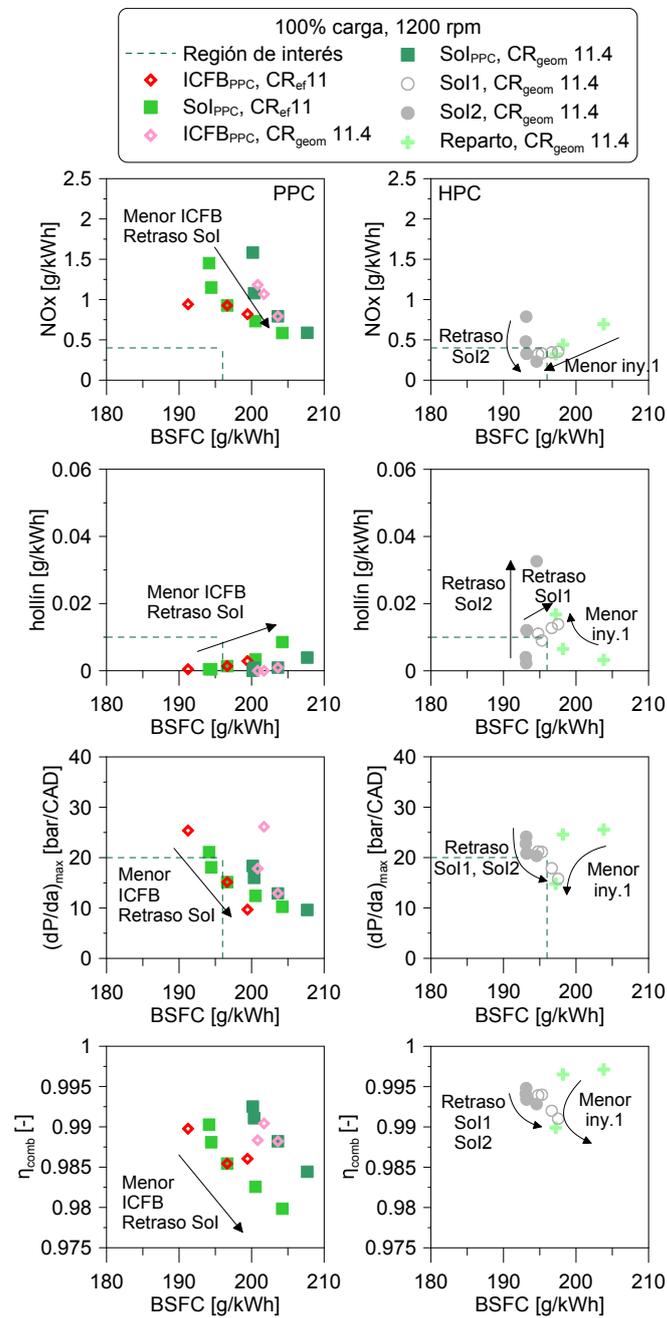
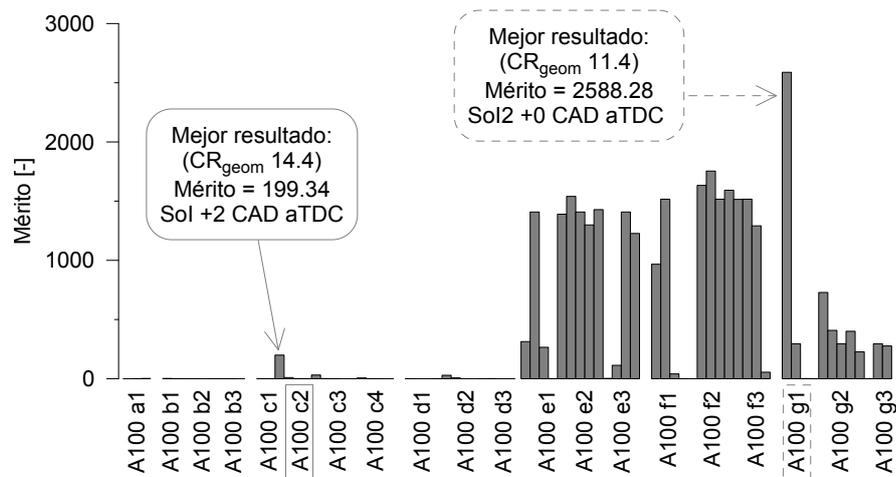


Figura 6.9. Resultados de la operación RCCI en condiciones de plena carga.

Una vez analizadas las tendencias que se derivan de la variación de las principales variables de control en plena carga, para la definición precisa de la mejor estrategia se aplica el algoritmo de optimización multi-objetivo. Los resultados que se obtienen de los estudios paramétricos detallados en la tabla 6.6, se muestran en la figura 6.10.



**Figura 6.10.** Resultados de la aplicación de la función de merito a los estudios realizados a plena carga.

De dicha figura resulta que la mejor combinación de estrategias de control implica el uso del pistón de baja relación de compresión, una estrategia HPC, con un ICFB de 70, el SolI en  $-50$ , el SolI2 en  $+0$  CAD aTDC y un 25% de la masa inyectada en el primer evento de inyección. Además, con una  $CR_{ef}$  de 9. No obstante, imponiendo la condición de mantener el *hardware* original, los mejores resultados se obtienen mediante una estrategia PPC, con ICFB 50, SolI +2 CAD aTDC y  $CR_{ef}$  11.

## 6.4. Comparación entre combustión Diesel convencional y combustión RCCI

En la sección anterior se ha conseguido extender el rango de operación del modo de combustión RCCI desde baja carga ( $\approx 6 \text{ bar}$  de PME) hasta plena carga ( $\approx 23 \text{ bar}$  de PME), de acuerdo con el objetivo de conseguir una estrategia de combustión que permita evitar el uso de sistemas de post-tratamiento de  $NO_x$  y hollín, manteniendo un nivel de eficiencia aceptable y un consumo de combustible competitivo.

Para completar el análisis del potencial tecnológico del modo de combustión RCCI, los mejores resultados obtenidos en todo el rango de carga del motor, empleando el *hardware* original, se comparan términos de emisiones y prestaciones, con los obtenidos operando en condiciones de combustión Diesel convencional. De esta manera, se cuantifica la diferencia existente entre ambos modos de combustión, poniendo de manifiesto el potencial real de la estrategia de combustión RCCI.

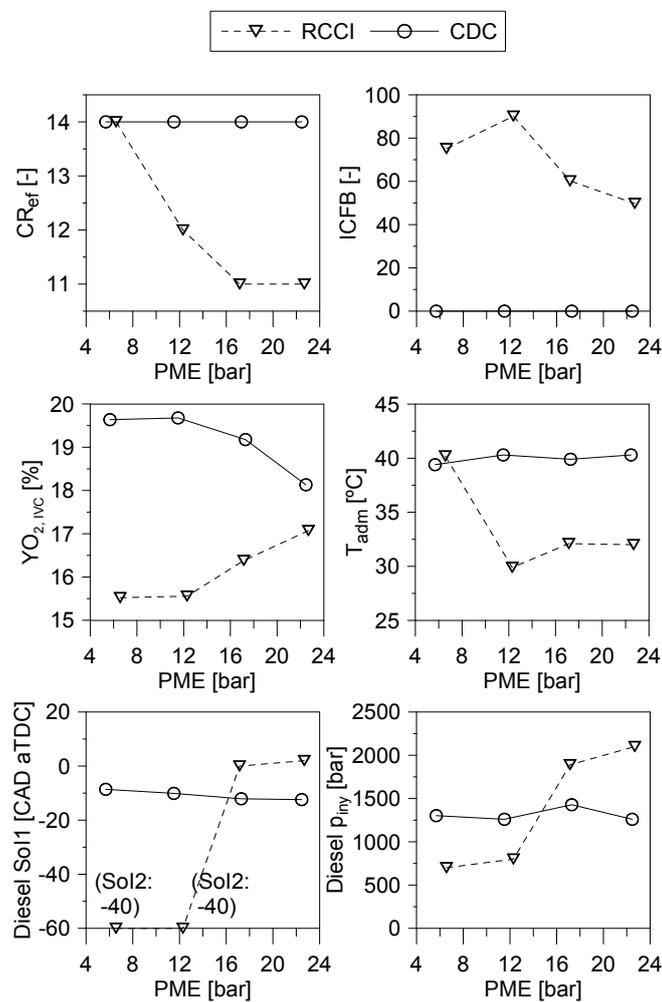
### 6.4.1. Descripción de las estrategias

Como primer paso, previo a la descripción de los resultados obtenidos por ambos modos de combustión, se describen los valores adoptados por las variables de control (*settings*) más representativas de cada uno de ellos, para la operación en todo el rango de carga. Dichos valores, se muestran en función de la PME (como indicador del grado de carga) en la figura 6.11.

En referencia a los *settings* propuestos para la operación en condiciones de combustión Diesel convencional, fueron proporcionados por el fabricante del motor del cual es representativo el empleado en la presente investigación. Es decir, se trata de los *settings* empleados en el motor policilíndrico VOLVO MD11US07, adaptado para la homologación EURO VI, que en esta aplicación requiere del uso de sistema de EGR y de catalizador SCR para reducir las emisiones de  $NO_x$ . Basado en dichas condiciones de operación, los puntos en funcionamiento CDC se midieron con el mismo motor monocilíndrico con el que se han llevado a cabo los experimentos en combustión RCCI.

Como se ha descrito en la sección 2.2, el control de la combustión Diesel convencional se basa en el control del proceso de inyección. Por tanto, los *settings* del sistema de distribución han permanecido fijos, de acuerdo con los definidos en la tabla 6.1. Esto implica que la  $CR_{ef}$  también es constante, para todos los puntos de operación evaluados.

En cuanto a la  $YO_{2,IVC}$ , en operación CDC se reduce con el aumento de carga, principalmente para favorecer el evitar los procesos de formación de precursores de hollín y el control sobre la tasa de liberación de calor. Ésto también se lleva a cabo de forma complementaria al mantener el nivel de presión de inyección, avanzando ligeramente el SolI, para mantener un correcto centrado de la combustión.



**Figura 6.11.** Condiciones de funcionamiento seleccionadas para la comparación entre combustión CDC y RCCI, en todo el rango de carga.

Evidentemente, de acuerdo con la definición de ICFB realizada en el capítulo 4 (ecuación 4.1), su valor es nulo para todos los casos evaluados en CDC.

Por otra parte, es importante recordar que los *settings* propuestos para la operación del motor en condiciones RCCI, provienen de la aplicación de la función de mérito sobre una amplia batería de estudios paramétricos, en cada punto de operación. Por tanto, es justo reconocer que dichos *settings* no han sido rigurosamente optimizados y que combinaciones diferentes de las variables de control evaluadas puedan dar resultados similares.

De acuerdo con los principales retos que presentan las combustiones premezcladas (control del centrado y de la tasa de liberación de calor), como se puede apreciar en la figura 6.11, a medida que se incrementa la carga se reduce el grado de premezcla de las condiciones de operación del modo RCCI. Concretamente, dicha figura muestra que a partir de media carga, la estrategia de inyección directa pasa de constar de dos eventos avanzados, a un único evento situado entorno a PMS. Además, el nivel de ICFB pasa de 75 en baja carga a 50 en alta carga.

Por otro lado, la presión de inyección aumenta con el grado de carga. Esto es posible porque el control de la tasa de liberación de calor y del centrado de la combustión se consigue por vías alternativas (reactividad combustible, estrategia de inyección y reactividad del aire). Así pues, la mencionada reducción del grado de premezcla implica condiciones favorables para la formación de hollín. Para evitarlo en la medida de lo posible, se incrementa la presión de inyección [9].

En cuanto a las condiciones de reactividad del aire, tanto en la sección anterior como en el capítulo 5, se ha apuntado la necesidad de reducir las temperaturas de compresión para mantener controlada la tasa de liberación de calor al emplear estrategias HPC e incrementar el grado de carga del motor. De este modo, en la extensión de la operación del concepto RCCI se observa la reducción de la  $CR_{ef}$  y de la  $T_{adm}$  con el aumento del nivel de carga.

Por otra parte, es importante comentar la tendencia de la  $YO_{2,IVC}$  mostrada en la figura 6.11. Como se puede apreciar, ésta se incrementa a partir de las condiciones de media carga. Esto es debido a que, en la evaluación del potencial tecnológico del concepto aparece limitada la presión máxima de sobrealimentación del motor. Además, al implementar el ciclo Miller es necesario incrementar dicha presión para recuperar la masa de aire que se deja de admitir al acortar el evento de admisión. Por tanto, a partir de media carga la tasa máxima de EGR a realizar aparece limitada.

### 6.4.2. Resultados obtenidos

Una vez descritas las condiciones de funcionamiento de ambas estrategias, se comentan las evoluciones de liberación de calor de la figura 6.12.

Como se puede apreciar en dicha figura, en condiciones de combustión Diesel convencional, trabajando a presión de inyección prácticamente constante, al aumentar el grado de carga se consigue controlar la tasa de liberación de calor incrementando la duración de la fase difusiva. De este modo, la fase de combustión premezclada apenas se ve afectada y el pico máximo de la  $dFQL$  tampoco, manteniéndose desde media hasta plena carga en torno a  $400 J/CAD$ . Además, el control por mezcla permite un centrado adecuado en torno al PMS del proceso de combustión, con independencia del grado de carga.

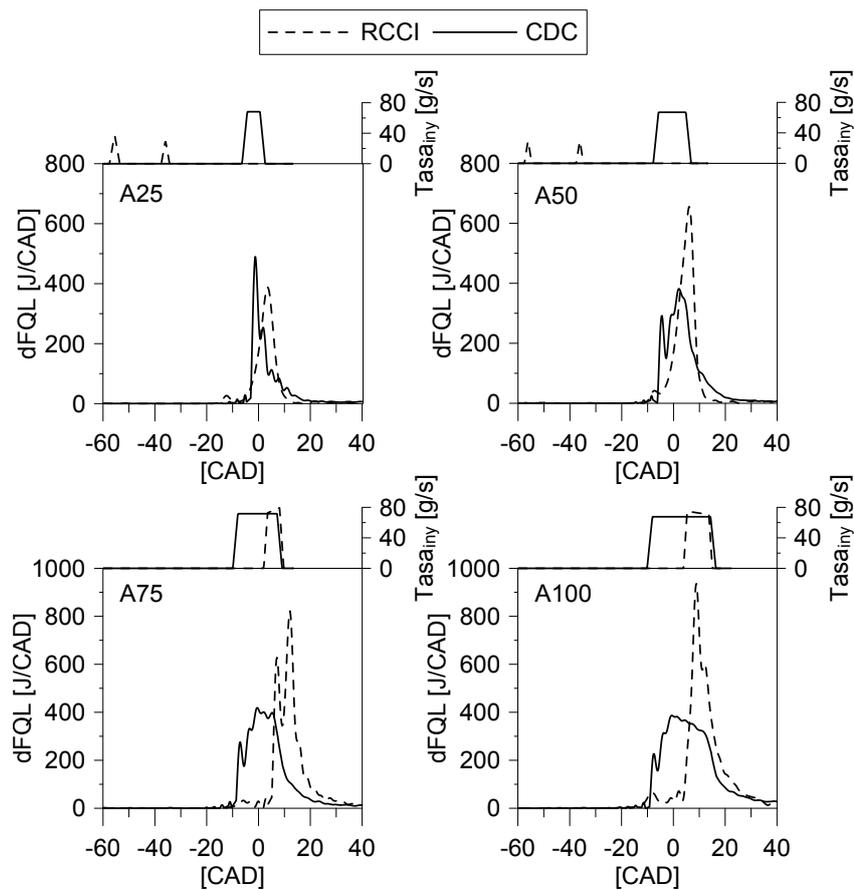
Por otra parte, atendiendo al comportamiento de las tasas de liberación de calor en operación RCCI, la figura 6.12 muestra claras diferencias con el aumento del grado de carga.

En condiciones de baja y media carga se puede apreciar una  $dFQL$  de un sólo pico (además del de baja temperatura), con un inicio más lento y un final más rápido que en los casos CDC. Como se describe en el capítulo 4, esto es debido a que la combustión RCCI en HPC presenta altos tiempos de retraso (de 30 a 35  $CAD$ , en estos casos) por lo que los dosados locales al SoC son más pobres que en condiciones PPC o de CDC. Y sin embargo, una vez iniciada la combustión, la propagación de múltiples núcleos de autoencendido se acelera por el incremento de presión y temperatura, y por la existencia de zonas de dosado más rico en la periferia de las zonas atravesadas por el chorro. Es importante remarcar que, mientras que en baja carga el máximo de la  $dFQL$  es menor para combustión RCCI que para CDC, en media carga dicho máximo supera el de la combustión CDC (llega a los  $650 J/CAD$ ).

Al pasar a niveles de alta y plena carga, como se ha visto en la sección anterior, el funcionamiento en RCCI cambia de condiciones HPC a PPC para favorecer el control del proceso de combustión. Así pues, en estas condiciones la  $dFQL$  muestra dos picos de liberación de calor (además del de baja temperatura). Como se ha comentado en el capítulo 4, el primero de éstos corresponde a la combustión en fase premezclada, de la mezcla realizada durante el tiempo de retraso; y el segundo, a la propagación de los núcleos de autoencendido, potenciado por el aporte de combustible Diesel que se solapa con el proceso de combustión.

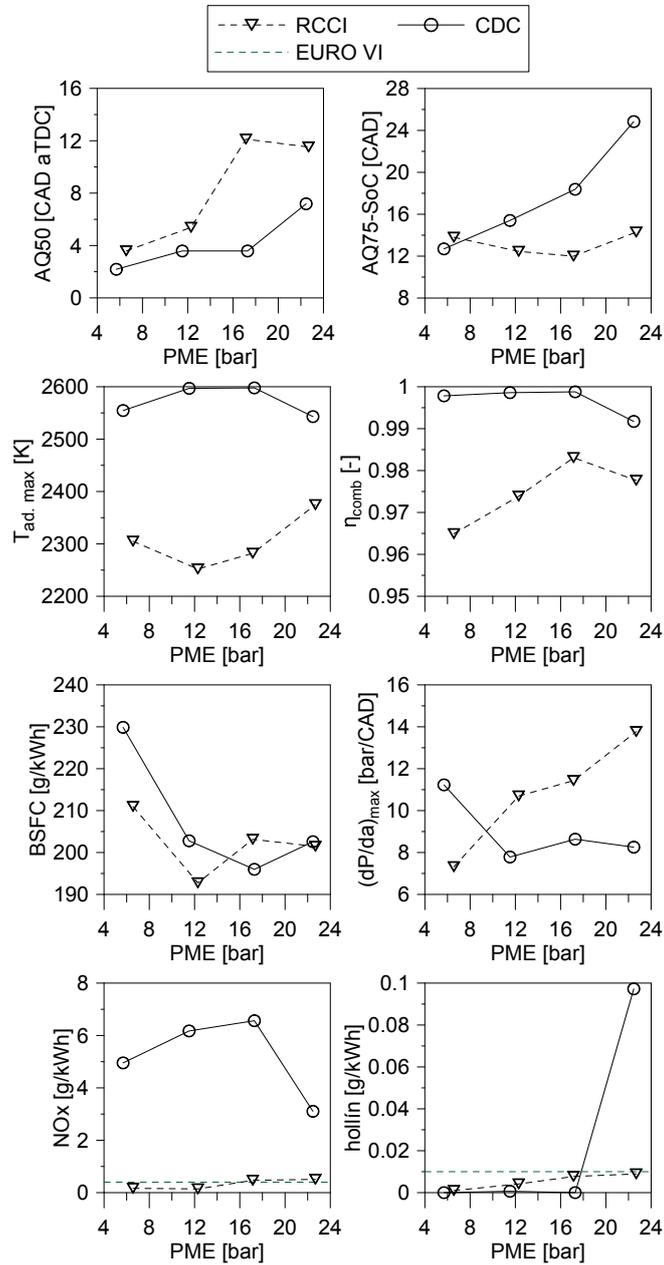
Pese a las diferencias existentes en la combustión RCCI en función del grado de carga, esta estrategia resulta en eventos de combustión de menor

duración que en operación CDC, como se cuantifica en la figura 6.13. Dicho efecto es más acusado cuanto mayor es el grado de carga, ya que el control mediante el proceso de mezcla de la CDC conlleva una combustión más lenta que la propagación de múltiples núcleos de autoencendido de la combustión RCCI.



**Figura 6.12.** Tasas de liberación de calor y de inyección, para combustión CDC y RCCI, en los puntos seleccionados de todo el rango de carga del motor.

Por otra parte, la combinación de las estrategias de control seleccionada mediante la función de mérito, consigue un centrado de la combustión RCCI siempre más retrasado que en los casos CDC. Como se aprecia en los valores del AQ50 de la figura 6.13, esta tendencia se acrecienta cuanto mayor es la carga, con el objetivo de obtener niveles de consumo de combustible competitivos.



**Figura 6.13.** Resultados de la operación en los puntos seleccionados de todo el rango de carga, para combustión RCCI y CDC.

Para ello, es fundamental el correcto centrado de la combustión [10]. En condiciones CDC, por tratarse de procesos de mayor duración, el centrado aparece más avanzado en el ciclo para no perder capacidad de transformar la energía de la parte final de la combustión en trabajo mecánico (trata de evitar AQ75 tardíos). En cambio, la mayor rapidez de la combustión RCCI, propicia que se obtengan bajos niveles de BSFC con AQ50 más retrasados que en CDC.

Es importante remarcar que en alta carga el BSFC resulta menos competitivo operando en RCCI que en CDC. Esto es debido a que, en las condiciones seleccionadas, el AQ50 aparece demasiado retrasado. No conviene olvidar que dichos resultados no provienen de un estricto proceso de optimización, por lo que la mejora de este resultado parece ser factible. Más aún, cuando en el resto de puntos de operación analizados, la combustión RCCI obtiene mejores niveles de BSFC que la estrategia CDC.

Resulta importante el hecho de que dichos niveles competitivos de BSFC obtenidos mediante la combustión RCCI, se han conseguido pese a su menor eficiencia de combustión, en comparación con la CDC. Como se ha comprobado en los capítulos 4 y 5, esto es debido principalmente a la dificultad de generación de nuevos núcleos de autoencendido en las proximidades de las zonas frías, que implica procesos de combustión incompleta, que favorecen el aumento de las emisiones de  $CO$  y  $HC$ .

Pese a no alcanzar niveles de eficiencia de combustión tan competitivos como los de la CDC (por encima del 99%), en todos los puntos evaluados la combustión RCCI supera el 96.5%. Estos niveles, en comparación con los típicos de motores de encendido provocado ( $\approx 95\%$ ), son mejores. Por tanto, teniendo en cuenta las virtudes de los catalizadores de oxidación actuales, su empleo resulta idóneo como solución a las emisiones de  $CO$  y  $HC$  del proceso de combustión RCCI.

Como se muestra en la figura 6.12, a partir de media carga y a medida que ésta se incrementa, las tasas de liberación de calor correspondientes a la combustión RCCI son más abruptas que las de CDC, como era previsible, ya que se trata de la comparación de una estrategia premezclada frente a una controlada por mezcla. No obstante, a diferencia de la mayoría de estrategias premezcladas descritas en el capítulo 2, el modo RCCI permite controlar la tasa de liberación de calor, y en consecuencia mantener contenido el gradiente de presión máxima en cámara, como se puede apreciar en la figura 6.13. Es importante el hecho de que, en las condiciones seleccionadas para esta comparativa, estos gradientes de presión no sólo cumplen con el límite mecánico del motor ( $20 \text{ bar/CAD}$ ), sino que el valor máximo (registrado en condiciones de plena carga) no llega a sobrepasar los  $15 \text{ bar/CAD}$ .

En relación con los niveles de emisiones de hollín medidos, el hecho más importante es que la combustión RCCI cumple con el límite impuesto por la regulación anti-contaminante EURO VI [2] en todo el rango de carga. No obstante, aparecen un nivel mayor en la operación a alta-plena carga que a baja-media carga. En el primer rango, se dan condiciones de operación HPC, por lo que los largos tiempos de retraso existentes posibilitan la combustión en dosados inferiores al estequiométrico, que evitan la formación de precursores de hollín. Por el contrario, en el rango de mayor carga, la estrategia RCCI se implementa en condiciones PPC. Como se puede apreciar en la figura 6.12, el uso de una estrategia de inyección simple entorno al PMS conlleva cierto solape entre los procesos de inyección y combustión. Como se ha explicado en el capítulo 2, esto favorece la aparición de zonas con dosado local rico a alta temperatura, condiciones que favorecen la formación de precursores de hollín. Si bien, como ocurre con la operación CDC, la mayor parte del hollín formado es oxidado, por lo que el nivel final obtenido sigue cumpliendo dicha normativa.

De acuerdo con los reducidos niveles de emisiones de hollín obtenidos al implementar la combustión CDC, y teniendo presente el *dilema Diesel* descrito en el capítulo 2, no son de extrañar los elevados niveles de  $NO_x$  medidos (llega a superar 16 veces el límite EURO VI, en alta carga).

Sin embargo, al implementar la combustión RCCI se consigue satisfacer los límites impuestos por dicha normativa simultáneamente en términos de  $NO_x$ <sup>5</sup> y de hollín. Como muestra la figura 6.13, la temperatura adiabática máxima estimada para los puntos de operación RCCI es entre 170 y 345  $K$  menor que la calculada para los puntos en operación CDC, donde se llega a aproximadamente 2600  $K$ . Esto es debido a que el modo de combustión RCCI evita las altas temperaturas que se alcanzan en un frente de llama estabilizado, característico de la CDC, donde existe gran disponibilidad de oxígeno (condiciones propicias para la formación de  $NO_x$ ).

## 6.5. Síntesis y conclusiones

A lo largo del presente capítulo se ha analizado el potencial del modo de combustión RCCI, para su posible aplicación en los motores de encendido por compresión futuros dedicados al transporte pesado por carretera.

---

<sup>5</sup>En las condiciones seleccionadas para el estudio comparativo no se llega a cumplir EURO VI en términos de  $NO_x$  a alta y plena carga. No obstante se obtienen niveles 0.17 y 0.26 veces superiores, respectivamente, los cuales se podrían reducir con una optimización rigurosa de las condiciones de operación, hasta satisfacer dicha normativa.

Así pues, en primer lugar el estudio se ha centrado en comprobar la viabilidad de este modo de combustión para operar en todo el rango de carga del motor. Para ello, en cada punto de operación definido, se han llevado a cabo diferentes estudios paramétricos, en los que se combinan las distintas variables de control que la estrategia de combustión posee, con el objetivo de alcanzar unos niveles de emisiones y prestaciones que resulten interesantes de cara a su aplicación.

De este análisis se concluye que la combinación de variables de control cambia en función del grado de carga, posibilitando la completa extensión del rango de operación RCCI.

- En condiciones de baja carga, la operación en HPC, con niveles altos de ICFB y estrategias de inyección dobles, con ambos eventos avanzados en el ciclo de motor, obtiene los mejores resultados.
- En condiciones de media carga, los mejores resultados se obtienen al combinar la operación en HPC (altos ICFB y estrategias de inyección dobles adelantadas) con la reducción de la reactividad del aire en el cilindro (reducción de la  $CR_{ef}$ ).
- En condiciones de alta carga, para operar en HPC y mantener el control sobre la tasa de liberación de calor y el centrado del proceso de combustión, es necesaria una extensiva reducción de la reactividad del aire, que requiere del cambio del pistón por otro que permita una mayor reducción de la  $CR_{ef}$ . Por tanto, desde un punto de vista tecnológico, se concluye que los mejores resultados se obtienen en condiciones PPC (con menores niveles de ICFB que en los puntos de operación anteriores y estrategias de inyección simples, entorno a PMS) y combinado con baja  $CR_{ef}$ , ya que mantiene el control del proceso de combustión con el *hardware* original.
- Para la operación en condiciones de plena carga, se sigue la tendencia encontrada al incrementar la carga. Los mejores resultados se obtienen en condiciones HPC, siempre que cuente con la reducción extensiva de la  $CR_{ef}$  (del mismo modo que en alta carga). Así pues, manteniendo el *hardware* original para enfatizar el potencial tecnológico, la combinación de condiciones PPC (con menor ICFB y SoI más retrasado que en alta carga) y baja  $CR_{ef}$  proporciona los mejores resultados para la operación RCCI a plena carga.

Una vez que los resultados han demostrado el potencial del concepto para operar en todo el rango de carga del motor, se ha aplicado un algoritmo de

optimización multi-objetivo (función de mérito) a las baterías de estudios paramétricos realizadas en cada punto de operación. Dicho algoritmo se ha definido para la optimización del nivel de consumo de combustible, manteniendo los gradientes de presión máxima en cámara por debajo del límite mecánico del motor y alcanzando los límites impuestos por la regulación anti-contaminante EURO VI en términos de  $NO_x$  y hollín. De este modo, se ha seleccionado la combinación de variables de control que proporciona los mejores resultados, para cada punto de funcionamiento evaluado.

En la última etapa del estudio, se evalúa el potencial del modo de combustión RCCI, comparando los resultados obtenidos en los puntos seleccionados mediante la función de mérito con los obtenidos en condiciones de combustión CDC, de acuerdo con la estrategia que emplea en la actualidad el motor del cual es representativo el usado en esta investigación.

A partir de esta comparación se concluye que el proceso de combustión RCCI es más rápido que el CDC, debido a la naturaleza premezclada del primero frente al control por mezcla del segundo. Además, la combinación de estrategias de control permite el adecuado centrado de este tipo de combustión premezclada. Como principal consecuencia del centrado adecuado y la mayor rapidez del evento, el modo RCCI consigue mejorar los niveles de BSFC correspondientes al modo CDC, en prácticamente todo el rango de carga.

Por otro lado, esta comparación ha refrendado la menor eficiencia de la combustión RCCI (como ocurre con las combustiones premezcladas) en comparación con la combustión CDC. En contrapartida, este estudio comparativo ha refutado la falta de control en términos de tasa de liberación de calor, de las estrategias premezcladas, en el rango de operación entre media y plena carga. En este sentido, la combustión RCCI muestra gradientes de presión máxima en cámara superiores a los de CDC, no obstante éstos permanecen en un nivel moderado en todo el rango de carga.

Asimismo, otro de los hallazgos más importantes de esta comparación es el hecho de que, a diferencia de la combustión CDC, la RCCI consigue la reducción simultánea de las emisiones de  $NO_x$  y de hollín, hasta los niveles marcados por la regulación EURO VI, evitando así la necesidad del uso de sistemas de post-tratamiento para estos contaminantes.

Por tanto, se puede concluir que los resultados alcanzados mediante el modo de combustión RCCI son indudablemente mejores que los obtenidos mediante el modo CDC, tanto en emisiones de hollín como en consumo de combustible, y especialmente en emisiones de óxidos de nitrógeno.

Así pues, se ha demostrado que la combustión premezclada controlada por la reactividad del combustible presenta un gran potencial tecnológico, para su

implementación en los motores de encendido por compresión futuros dedicados al transporte pesado por carretera.

## 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] “Regulation (EC) No 595/2009 of the European Parliament and of the Council of 18 June 2009 on type-approval of motor vehicles and engines with respect to emissions from heavy duty vehicles (Euro VI) and on access to vehicle repair and maintenance information and amending Regulation (EC) No 715/2007 and Directive 2007/46/EC and repealing Directives 80/1269/EEC, 2005/55/EC and 2005/78/EC”. *Official Journal of the European Union*, Vol. 52 n° L275, pp. 1–14, 2009.
- [3] Mallamo F., Badami M. y Millo F. “Application of the Design of Experiments and Objective Functions for the Optimization of Multiple Injection Strategies for Low Emissions in CR Diesel Engines”. *SAE Paper 2004-01-0123*, 2004.
- [4] Senecal P. y Reitz R. “Simultaneous Reduction of Engine Emissions and Fuel Consumption Using Genetic Algorithms and Multi-Dimensional Spray and Combustion Modeling”. *SAE Paper 2000-01-1890*, 2000.
- [5] Montgomery D. y Reitz R. “Optimization of Heavy-Duty Diesel Engine Operating Parameters Using A Response Surface Method”. *SAE Paper 2000-01-1962*, 2000.
- [6] Montgomery D. y Reitz R. “Effects of Multiple Injections and Flexible Control of Boost and EGR on Emissions and Fuel Consumption of a Heavy-Duty Diesel Engine”. *SAE Paper 2001-01-0195*, 2001.
- [7] Zhao Hua. *HCCI and CAI engines for the automotive industry*. Woodhead Publishing Limited, 2007.
- [8] Benajes Jesús, Novella Ricardo, Lima Daniela De, Dugue Vincent y Quechon Nicolas. “The Potential of Highly Premixed Combustion for Pollutant Control in an Automotive Two-Stroke HSDI Diesel Engine”. *SAE Paper 2012-01-1104*, 04 2012.
- [9] 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.
- [10] Manente Vittorio, Zander Claes-Goeran, Johansson Bengt, Tunestal Per y Cannella William. “An Advanced Internal Combustion Engine Concept for Low Emissions and High Efficiency from Idle to Max Load Using Gasoline Partially Premixed Combustion”. *SAE Technical Paper 2010-01-2198*, 10 2010.

# Capítulo 7

## Conclusiones y trabajos futuros

### Índice

---

7.1. Introducción.....	236
7.2. Síntesis y conclusiones.....	236
7.3. Trabajos futuros .....	243

---

## 7.1. Introducción

Este capítulo cierra la presente tesis doctoral, donde se ha llevado a cabo el estudio integral del proceso de combustión premezclada controlada por la reactividad del combustible, en un motor de encendido por compresión representativo de los dedicados al transporte pesado por carretera.

Por tanto, en las siguientes secciones se sintetiza el contexto en el que se enmarca el trabajo de investigación, los objetivos definidos y las conclusiones más relevantes que se han obtenido en esta tesis doctoral (sección 7.2); además se proponen aquellas líneas de investigación que suponen la continuidad del trabajo iniciado con la presente tesis (sección 7.3).

## 7.2. Síntesis y conclusiones

Para presentar las conclusiones más relevantes del trabajo que se recoge en esta tesis doctoral, es importante recordar el contexto socio-económico y científico-técnico que justifica la definición de los objetivos de la misma.

El uso masivo de los MCIAs es la causa principal de la creciente preocupación social, tanto por la contaminación medioambiental, como por el agotamiento de las fuentes de energía fósiles. Como consecuencia, los fabricantes de motores necesitan satisfacer al usuario mediante tecnologías limpias y eficientes, que cumplan con las regulaciones medioambientales vigentes y que demuestren un consumo de combustible contenido, sin que ello suponga una merma en las prestaciones del motor.

Para encontrar una solución a dicho planteamiento, la comunidad científica ha desarrollado las soluciones pasivas. Se trata de sistemas de post-tratamiento capaces de destruir o retener el contaminante generado durante el proceso de combustión, evitando así su emisión a la atmósfera. Pese a la alta efectividad de estas soluciones, suelen tener un coste elevado y producir un impacto negativo en el consumo de combustible. Por ello, la comunidad científica también ha investigado las soluciones activas, que modifican el proceso de combustión y consiguen reducir la emisión de contaminantes en la fuente. En general, estas soluciones resultan de interés porque el coste añadido es pequeño, en comparación con la incorporación de soluciones pasivas.

En el contexto de las soluciones activas para los MEC, los nuevos modos de combustión persiguen resolver el *dilema Diesel* característico de la CDC, manteniendo un consumo de combustible competitivo en comparación con la combustión Diesel convencional.

De entre los nuevos modos de combustión, las estrategias de combustión de baja temperatura controladas por mezcla (MC-LTC), tienen una extraordinaria capacidad de control y consiguen solucionar el mencionado dilema, pero tienen inherente el impacto negativo sobre el consumo de combustible. Por otro lado, las estrategias de combustión premezcladas también consiguen evitar la formación de  $NO_x$  y hollín de forma simultánea, y además, sin perjudicar el consumo específico de combustible. En consecuencia, éstas resultan ser las soluciones activas más interesantes tecnológicamente.

No obstante, los procesos de combustión premezclada están controlados por la cinética química, y a medida que aumenta el grado de carga, el control del centrado de la combustión y de la tasa de liberación de calor se convierten los principales retos de esta estrategia.

Para hacer frente a dichos retos, en las últimas décadas se ha realizado un importante esfuerzo de investigación sobre estas estrategias de combustión. Las principales conclusiones obtenidas se sintetizan a continuación.

- La reducción de la reactividad del aire, para disminuir las temperaturas del proceso de combustión, resulta fundamental para inhibir la formación de emisiones de  $NO_x$  y hollín.
- El control de las condiciones de la inyección directa consigue evitar la creación de zonas de dosado rico y minimizar el mojado de pared, que favorecen la formación de hollín y las emisiones de  $HC$  y  $CO$ , respectivamente.
- Para alcanzar el control del centrado de la combustión y así maximizar la eficiencia térmica, es deseable la capacidad de variar las propiedades del combustible en función de las condiciones de operación del motor.

De entre todos los modos de combustión premezclados que han aparecido como fruto del mencionado esfuerzo de investigación, el RCCI es el único que permite controlar la reactividad del aire, controlar las condiciones de inyección y controlar la reactividad del combustible en función de las condiciones de operación.

Por su potencial para resolver el *dilema Diesel* y los retos que presentan las combustiones premezcladas, en la actualidad, el modo de combustión premezclada controlada por la reactividad del combustible está ganando interés en la comunidad científica. No obstante, por ser un modo relativamente nuevo, el conocimiento sobre este tipo de combustión todavía no se encuentra al nivel del conocimiento sobre el proceso de combustión Diesel convencional.

De esta forma, se ha identificado el modo de combustión que parece más interesante para su implementación en los MEC futuros, y de forma coherente, se han definido los objetivos de la tesis.

El objetivo global planteado consiste en *determinar y analizar el potencial del proceso de combustión premezclada controlada por la reactividad del combustible, para controlar el nivel de emisiones contaminantes y el consumo de combustible*, en un motor de encendido por compresión para el transporte pesado por carretera.

Para alcanzar dicho objetivo general, se ha definido una metodología secuencial en tres etapas, que va desde el estudio científico hasta el análisis tecnológico del modo de combustión, de acuerdo con los siguientes objetivos parciales:

- *Obtener una descripción fundamental del proceso de combustión RCCI.*
- *Determinar los efectos que supone la actuación sobre las distintas variables de control del proceso de combustión RCCI, en términos de prestaciones y emisiones contaminantes.*
- *Evaluar el potencial tecnológico del proceso de combustión RCCI.*

Por coherencia, las conclusiones del trabajo de investigación se presentan siguiendo una estructura acorde con la metodología empleada.

### **Descripción fundamental del proceso de combustión RCCI**

Para abordar el primero de los objetivos parciales planteados, se han llevado a cabo dos estudios.

Como primera aproximación, se ha realizado un estudio paramétrico experimental, variando el ratio de mezcla entre combustibles para pasar de una combustión Diesel convencional a una combustión premezclada controlada por la reactividad del combustible. El análisis se ha centrado principalmente en el efecto que produce dicha transición entre modos de combustión sobre la tasa de liberación de calor.

Posteriormente, se ha estudiado la fenomenología de la combustión RCCI mediante modelado 3D-CFD. El análisis se ha centrado en la evolución temporal y espacial de las especies más representativas del proceso de combustión, para dos estrategias de operación: parcialmente premezclada (estrategia de inyección directa simple, cercana a PMS) y altamente premezclada (estrategia de inyección directa doble, con ambos eventos avanzados en el ciclo).

Las principales conclusiones que se han obtenido de estos estudios se listan a continuación.

- Se ha identificado que el proceso de combustión RCCI consta de dos etapas, una asociada a la liberación de calor de baja temperatura y otra a la de alta. A su vez, la etapa de liberación de calor de alta temperatura está formada por dos fases distintas. En la primera de ellas se produce la combustión premezclada de la mayor parte del combustible de alta reactividad inyectado (Diesel / n-heptano), junto con la mezcla de aire y combustible de baja reactividad (gasolina / isoctano) englobada durante el tiempo de retraso. En la segunda fase se da la propagación de la combustión, principalmente a través de la aparición de múltiples núcleos de autoencendido; en ella se consume el combustible de alta reactividad que no ha sido quemado en la primera fase y la mayor parte del de baja reactividad.
- En la etapa de alta temperatura del proceso RCCI, la transición de la fase de combustión en premezcla a la fase de propagación de múltiples núcleos de autoencendido está condicionada básicamente por la distribución de la reactividad del combustible y por las condiciones termodinámicas que resultan de la primera de estas fases.
  - El uso de estrategias de inyección directa de un único evento, próximo al PMS, genera una estratificación de la reactividad tal que resulta en un rápido autoencendido de la fase de combustión en premezcla. En consecuencia, se produce un aumento de la presión y temperatura en la cámara que da inicio a la fase de propagación de núcleos de autoencendido.
  - Al emplear estrategias de inyección directa dobles, con ambos eventos adelantados con respecto a PMS, el primer evento de inyección va dirigido a las zonas frías, mientras el segundo queda principalmente confinado en el *bowl*. De este modo, el gradiente de reactividad a través de la cámara es menor, en comparación con el uso de estrategias de inyección directa simples entorno a PMS. Como consecuencia, la fase de combustión en premezcla se desarrolla de forma lenta y la fase de propagación de múltiples núcleos de autoencendido presenta una rápida aceleración.
- La evolución espacial del proceso de combustión RCCI se inicia en el extremo del chorro, va creciendo hacia el centro de la cámara de combustión y finalmente se propaga a las zonas externas al chorro, de

acuerdo con la distribución de la reactividad de la mezcla de combustibles (de zonas más reactivas a zonas menos reactivas).

- La extinción del proceso de combustión RCCI se da en las proximidades de las zonas frías, cuando dejan de aparecer nuevos núcleos de autoencendido. Se ha detectado que el uso de estrategias de inyección dobles consigue una mejor oxidación del combustible menos reactivo, ya que favorece la formación de mezclas de combustible de mayor reactividad en las proximidades de las zonas frías.

Con este análisis se ha obtenido una descripción fundamental del proceso de combustión RCCI, que constituye la base sobre la que se ha desarrollado el resto del trabajo de investigación.

### **Estudio de la influencia de las variables de control sobre el proceso de combustión RCCI**

El segundo de los objetivos parciales planteados se aborda a través de estudios paramétricos, que permiten aislar los efectos de la variable objeto de estudio sobre el proceso de combustión, para una mejor comprensión del mismo. Los estudios paramétricos se han llevado a cabo de forma experimental, aplicando las herramientas teóricas para profundizar en el análisis de los resultados experimentales.

En este estudio se analiza de forma secuencial el proceso de mezcla, el de combustión, las prestaciones y las emisiones contaminantes, para las distintas variables de control del modo de combustión RCCI. Las principales conclusiones que se han obtenido de este estudio se sintetizan a continuación.

- En términos del proceso de mezcla, las variables que tienen un efecto importante en la distribución de dosados, en el SoC, son:
  - ICFB. Niveles bajos generan una estratificación de dosados que va de más ricos en las zonas radialmente más alejadas al inyector a más pobres en la zona cercana al inyector. Si se aumenta el ICFB, la distribución de dosados tiende a ser más homogénea.
  - SoI. Cuando se emplean estrategias de inyección simple, cerca del PMS, la distribución de dosados aparece sub-estratificada, con dosados ricos en las zonas correspondientes al chorro y pobres en el resto de zonas. En el caso de inyección doble con SoI2 cercano a PMS, la estratificación del dosado en la cámara de combustión se da en las zonas de la cámara radialmente más alejadas del inyector, de

mayor a menor riqueza a cuanto más cercano al inyector, mientras no se ha producido la segunda inyección. En el caso de doble inyección adelantada, la distribución de dosados aparece sobre-estratificada, con dosados máximos bajos y dosados mínimos altos.

- En las condiciones estudiadas, las estrategias que promueven procesos de combustión más suaves y consiguen retrasar el centrado de la combustión son: el incremento del ICFB (en operación HPC con SoI2 adelantado), el adelanto del SoI1, la reducción de la  $CR_{ef}$ , la reducción de la  $T_{adm}$  y la reducción de la  $YO_{2,IVC}$ . Las principales consecuencias de este cambio en términos de prestaciones son una menor eficiencia de la combustión y la reducción del nivel de gradiente de presión máxima en cámara. En términos de emisiones, se reducen los  $NO_x$ , el nivel de hollín permanece bajo (por evitar la creación de regiones de dosado local rico) y aumentan los  $HC$  y el  $CO$ , ya que las menores temperaturas que se alcanzan perjudican los procesos de oxidación.
- Los resultados obtenidos en términos de BSFC dependen fuertemente del centrado de la combustión (AQ50). Así pues, aquellas estrategias que avanzan el AQ50 desde la carrera de expansión hacia PMS incrementan la PMI y reducen el BSFC, mientras que las que avanzan el AQ50 de PMS hacia la carrera de compresión disminuyen la PMI e incrementan el BSFC.
- El ICFB condiciona el nivel de emisiones de  $HC$ . Mayores ICFB conllevan más  $HC$ , ya que implica incrementar la cantidad de gasolina admitida como mezcla homogénea con el gas de admisión, la cual queda distribuida por todo el volumen del cilindro, incluyendo las zonas frías, donde el combustible es difícil de quemar.
- El uso de una estrategia de control no es suficiente para obtener una combustión limpia y eficiente. Por tanto, será necesario combinar las diferentes estrategias de control en función de las condiciones de operación.

Con este estudio se ha identificado cómo afecta la actuación sobre las distintas variables de control del proceso de combustión RCCI, a las prestaciones y emisiones contaminantes derivadas del mismo.

### **Análisis del potencial tecnológico de la combustión RCCI**

Para alcanzar el tercer objetivo parcial, y con éste el objetivo general de la tesis doctoral, se han llevado a cabo dos estudios.

En primer lugar se ha comprobado la viabilidad de este modo de combustión para operar en todo el rango de carga del motor. Para ello, se han realizado estudios paramétricos experimentales, combinando las distintas variables de control, en cada punto de operación definido. A los resultados de dichos estudios se les ha aplicado un algoritmo de optimización multi-objetivo, para seleccionar la combinación de estrategias que ofrece los mejores niveles de prestaciones y emisiones, de acuerdo con los diferentes requerimientos impuestos por el contexto socio-económico.

Posteriormente, se ha evaluado el potencial del modo de combustión RCCI, comparando los resultados obtenidos de los puntos seleccionados en el estudio previo, con los que se obtienen en condiciones de régimen y carga análogas, mediante la estrategia de combustión CDC que emplea en la actualidad el motor del cual es representativo el usado en esta investigación.

Las principales conclusiones que se han obtenido de estos estudios se detallan a continuación.

- El modo de combustión RCCI ha posibilitado la operación en condiciones premezcladas en todo el rango de carga del motor, adaptando la combinación de variables de control en función del grado de carga.
  - En la operación a baja carga, los mejores resultados se han obtenido en condiciones altamente premezcladas (niveles altos de ICFB y estrategias de inyección dobles, con ambos eventos avanzados con respecto a PMS).
  - A media carga, manteniendo las bondades de la operación en condiciones altamente premezcladas, para no perder el control sobre el proceso ha sido necesario reducir la reactividad del aire en el cilindro (reducción de la  $CR_{ef}$ ).
  - Al aumentar la carga hasta un nivel alto, se ha requerido de condiciones de operación parcialmente premezcladas (niveles menores de ICFB y estrategias de inyección simples, entorno a PMS), en combinación con baja  $CR_{ef}$ .
  - Para alcanzar la plena carga, se ha seguido la tendencia descrita en alta carga de reducir el grado de premezcla, pero con una mayor reducción del ICFB.
- El proceso de combustión RCCI ha resultado más rápido que el CDC, debido a la naturaleza premezclada del primero frente al control por mezcla del segundo. Como principal consecuencia, el modo RCCI ha

conseguido mejorar los niveles de BSFC correspondientes al modo CDC, en prácticamente todo el rango de carga.

- Se ha refrendado la menor eficiencia de la combustión RCCI (típico de las combustiones premezcladas) en comparación con la combustión CDC. No obstante, se ha refutado la falta de control en términos de tasa de liberación de calor de las estrategias premezcladas, en el rango de operación entre media y plena carga.
- Asimismo, la combustión RCCI ha conseguido la reducción simultánea de las emisiones de  $NO_x$  y hollín, hasta los niveles marcados por la regulación EURO VI, evitando así la necesidad del uso de sistemas de post-tratamiento para dichos contaminantes.

Con esta evaluación se ha demostrado que la combustión RCCI tiene un gran potencial tecnológico para su implementación en los motores de encendido por compresión futuros, dedicados al transporte pesado por carretera.

### 7.3. Trabajos futuros

Al finalizar el trabajo de investigación, tras reflexionar acerca de los logros alcanzados, aparecen ciertos aspectos sobre los que no se ha podido profundizar por limitaciones materiales y/o temporales. Así pues, dichos aspectos deben ser abordados en investigaciones posteriores, para completar el estudio del proceso de combustión premezclada controlada por la reactividad del combustible.

Con el fin de estructurar convenientemente el planteamiento de los trabajos futuros, en primer lugar se proponen cuestiones de carácter científico sobre las que profundizar. Posteriormente, se plantean líneas de investigación para abordar los retos de carácter tecnológico asociados al modo de combustión RCCI.

#### Cuestiones a profundizar de carácter científico

- En el trabajo experimental de esta investigación se han empleado únicamente un combustible Diesel y una gasolina de 98 octanos, como combustibles de alta y baja reactividad, respectivamente. Como se infiere de los resultados obtenidos, el empleo de un combustible con menor reactividad que dicha gasolina resultaría ventajoso para la operación premezclada en condiciones de alta carga. Asimismo, motivado por la aparición de los biocombustibles, existen distintas opciones para la

inyección de alta reactividad. Por tanto, sería interesante investigar el efecto sobre la operación del modo RCCI de otros combustibles.

- La estratificación de la reactividad en cámara ha resultado ser una variable de control fundamental del proceso de combustión RCCI. Así pues, profundizar en la estrategia de inyección de combustible aparece como una propuesta futura más que razonable. En este sentido, manteniendo el *hardware* del motor, se plantea el uso de estrategias de inyección directa divididas en tres eventos. Por otro lado, reemplazando el sistema de inyección en el colector de admisión por uno de inyección directa (tipo GDI), se podría optimizar el orden de inyección de cada combustible, mejorando además la eficiencia de la combustión.

### Retos a abordar de carácter tecnológico

- Como se ha puesto de manifiesto en la evaluación del potencial tecnológico del concepto de combustión RCCI, la implementación del ciclo Miller es necesaria para alcanzar la operación de dicho concepto en todo el rango de carga del motor. Conviene recordar que el ciclo Miller requiere de un mayor nivel de sobrealimentación para mantener la masa de aire admitida, en comparación con la operación convencional. Además, la estrategia de combustión objeto de estudio presenta temperaturas de escape relativamente bajas. Por tanto, alcanzar los niveles de sobrealimentación adecuados para el modo RCCI es un reto que se propone a los grupos de investigación de renovación de la carga.
- De acuerdo con las características del proceso de combustión RCCI, es necesario desarrollar nuevas metodologías de control ciclo a ciclo, acordes con las variables de control adicionales que éste modo de combustión posee, para la operación estable ante variaciones de las condiciones de funcionamiento.
- Los resultados obtenidos mediante la operación RCCI en todo el rango de carga del motor justifican que no es necesario el uso de sistemas de post-tratamiento de los gases de escape para alcanzar los niveles impuestos por la normativa anti-contaminación EURO VI, en términos de  $NO_x$  y hollín. Sin embargo, sí que requiere de un catalizador de oxidación para neutralizar las emisiones de  $HC$  y  $CO$ . Por otro lado, el proceso de combustión RCCI genera menores temperaturas en el escape que proceso de combustión Diesel convencional. En este contexto, resulta necesaria la investigación en la línea de los sistemas de post-tratamiento, para

analizar la eficiencia asociada a este modo de combustión y dimensionar el sistema de acuerdo con la regulación medioambiental vigente.



# Índice Bibliográfico

- .  
*AVL 364 angular encoder.*  
Información técnica disponible en <http://www.avl.com>. (citado en p. 75)
  
- .  
*AVL 415 Smoke meter.*  
Información técnica disponible en <http://www.avl.com>. (citado en p. 79)
  
- .  
*AVL 442 blow-by meter.*  
Información técnica disponible en <http://www.avl.com>. (citado en p. 80)
  
- .  
*AVL 733S fuel balance.*  
Información técnica disponible en <http://www.avl.com>. (citado en p. 76)
  
- .  
*Converge CFD software.*  
Información técnica disponible en <http://www.convergecf.com>. (citado en p. 89)
  
- .  
*Elster RVG G16-G400 mechanical flow meter.*  
Información técnica disponible en <http://www.elster-instromet.com>. (citado en p. 76)
  
- .  
*HBM T10F torque flanges.*  
Información técnica disponible en <http://www.hbm.com>. (citado en p. 75)
  
- .  
*Horiba MEXA 7100 DEGR exhaust gas analyzer.*  
Información técnica disponible en <http://www.ats.horiba.com>. (citado en p. 77)
  
- .  
Measurement of intake air or exhaust gas flow of Diesel engines.  
*SAE Standards J244*, 1992. (citado en p. 67)
  
- .  
Instrumentation and techniques for exhaust gas emissions measurement.  
*SAE Standards J254*, 1993. (citado en p. 78)

-

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. 108, 143, 201)

-

Regulation (EC) No 595/2009 of the European Parliament and of the Council of 18 June 2009 on type-approval of motor vehicles and engines with respect to emissions from heavy duty vehicles (Euro VI) and on access to vehicle repair and maintenance information and amending Regulation (EC) No 715/2007 and Directive 2007/46/EC and repealing Directives 80/1269/EEC, 2005/55/EC and 2005/78/EC.

*Official Journal of the European Union*, Vol. 52 n° L275, pp. 1–14, 2009.

(citado en pp. 79, 142, 146, 201, 204, 231)

*Guías Conducción eficiente de vehículos industriales 001.*

Instituto para la diversificación y ahorro de la energía. Fundación Transporte y Formación, España, 2011.

(citado en p. 3)

*Key World Energy Statistics 2014.*

International Energy Agency, España, 2014.

(citado en pp. 3, 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.

(citado en p. 19)

#### **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 p. 20)

#### **Akagawa Hisashi, Miyamoto Takeshi, Harada Akira, Sasaki Satoru, Shimazaki Naoki, Hashizume Takeshi y Tsujimura Kinji.**

Approaches to Solve Problems of the Premixed Lean Diesel Combustion.

*SAE Paper 1999-01-0183*, 03 1999.

(citado en p. 32)

#### **Akihama K., Takatori Y., Inagaki K., Sasaki S. y Dean A. M.**

Mechanism of the smoksmoke rich Diesel combustion by reducing temperature.

*SAE Paper 2001-01-0655*, 2001.

(citado en pp. 23, 24)

#### **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. 62)

#### **Amengual Rubén.**

*Bielas y álabes 1826-1914. Evolución histórica de las primeras máquinas térmicas a través de las patentes españolas.*

Oficina Española de Patentes y Marcas, 2008.

(citado en p. 2)

**Amsden A. A., O'Rourke P. J. y Butler T. D.**

KIVA-II: A Computer Program for Chemically Reactive Flows with Sprays.

*Los Alamos National Laboratory Report*, Vol. LA-11560-MS n° UC-96, May 1989.

(citado en p. 92)

**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. 10, 83)

**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 p. 22)

**Babajimopoulos A., Assanis D N, Flowers D L, Aceves S M y Hessel R P.**

A fully coupled computational fluid dynamics and multi-zone model with detailed chemical kinetics for the simulation of premixed charge compression ignition engines.

*International Journal of Engine Research*, Vol. 6 n° 5, pp. 497–512, 2005.

(citado en p. 93)

**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. 80, 82)

**Benajes J., Molina S., Martin 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. 27, 175)

**Benajes Jesús, Molina Santiago, García Antonio, Belarte Eduardo y Vanvolsem Michel.**

An investigation on RCCI combustion in a heavy duty diesel engine using in-cylinder blending of diesel and gasoline fuels.

*Applied Thermal Engineering*, Vol. 63 n° 1, pp. 66–76, 2014.

(citado en pp. 117, 141)

**Benajes Jesús, Molina Santiago, Novella Ricardo y Amorim Rogério.**

Study on Low Temperature Combustion for Light-Duty Diesel Engines.

*Energy & Fuels*, Vol. 24 n° 1, pp. 355–364, 2010.

(citado en p. 26)

**Benajes Jesús, Molina Santiago, Novella Ricardo y Belarte Eduardo.**

Evaluation of massive exhaust gas recirculation and Miller cycle strategies for mixing-controlled low temperature combustion in a heavy duty diesel engine.

*Energy*, Vol. 71 n° 0, pp. 355 – 366, 2014.

(citado en pp. 26, 27, 176)

**Benajes Jesús, Novella Ricardo, García Antonio y Arthozoul Simon.**

The role of in-cylinder gas density and oxygen concentration on late spray mixing and soot oxidation processes.

*Energy*, Vol. 36 n° 3, pp. 1599–1611, 2011.

(citado en p. 26)

**Benajes Jesús, Novella Ricardo, Lima Daniela De, Dugue Vincent y Quechon Nicolas.**

The Potential of Highly Premixed Combustion for Pollutant Control in an Automotive Two-Stroke HSDI Diesel Engine.

*SAE Paper 2012-01-1104*, 04 2012. (citado en p. 221)

**Bessonette P., Schleyer C., Duffy K., Hardy W. y Liechty M.**

Effects of Fuel Property Changes on Heavy-Duty HCCI Combustion.

*SAE Technical Paper 2007-01-0191*, 2007. (citado en p. 39)

**Borgqvist Patrick, Tunestal Per y Johansson Bengt.**

Gasoline Partially Premixed Combustion in a Light Duty Engine at Low Load and Idle Operating Conditions.

*SAE Technical Paper*, Vol. 2012-01-0687, 2012. (citado en pp. 38, 39, 106)

**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. 19)

**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 p. 120)

**Carnot S.**

*Reflections on the Motive Power of Fire: And Other Papers on the Second Law of Thermodynamics.*

Dover Publications, 2005. (citado en p. 2)

**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. 71)

**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. 79)

**Dahl Daniel y Denbratt Ingemar.**

Valve Profile Adaptation, Stratification, Boosting and 2-Stroke Strategies for Raising Loads of Gasoline HCCI Engines.

*SAE International Journal of Engines*, Vol. 5 n° 3, 2012. (citado en p. 28)

**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 pp. 10, 71)

**Dec J. E.**

A conceptual model of DI diesel combustion based on laser-sheet imaging.

*SAE Paper 970873*, 1997. (citado en pp. 17, 20, 21)

- Dec J. E. y Canaan R. E.**  
PLIF imaging of NO formation in a DI diesel engine.  
*SAE Paper 980147*, 1998. (citado en pp. 21, 22)
- 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 p. 20)
- Dec J. E. y Espey C.**  
Chemiluminescence imaging of autoignition in a DI diesel engine.  
*SAE Paper 982685*, 1998. (citado en pp. 19, 20, 120)
- 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 p. 22)
- 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 p. 21)
- 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. 120)
- Degobert P.**  
*Automobiles and pollution*.  
Editions Technip, 1995. (citado en p. 78)
- 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. 84)
- 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. 117)
- Diesel R.**  
Internal combustion engine.  
*US Patent Number 608845*, 1898. (citado en p. 3)
- Dukowicz John K.**  
A particle-fluid numerical model for liquid sprays.  
*Journal of Computational Physics*, Vol. 35 n° 2, pp. 229 – 253, 1980. (citado en p. 92)
- Duret Pierre, Gatellier Bertrand, Monteiro Luis, Miche Marjorie, Zima Peter, Maroteaux Damien, Guezet Jacky, Blundell David, Spinnler Fritz, Zhao Hua, Perotti Matteo y Araneo Lucio.**  
Progress in Diesel HCCI Combustion Within the European SPACE LIGHT Project.  
*SAE Paper 2004-01-1904*, 06 2004. (citado en p. 35)
- 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. 72)

**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. 19, 20)

**García A.**

*Estudio de comprensión de los efectos del uso de la post-inyección en el proceso de combustión y de formación de hollín.*

Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 2009. (citado en p. 28)

**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. 10, 18)

**Glassman I. y Yetter R.**

*Combustion, 4 Ed.*

Academic Press, 2008. (citado en p. 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. (citado en p. 56)

**Han Z. y Reitz R D.**

Turbulence Modeling of Internal Combustion Engines Using RNG k-epsilon Models.

*Combustion Science and Technology*, Vol. 106 n° 4-6, pp. 267–295, 1995. (citado en p. 93)

**Han Zhiyu y Reitz Rolf D.**

A temperature wall function formulation for variable-density turbulent flows with application to engine convective heat transfer modeling.

*International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 40 n° 3, pp. 613 – 625, 1997. (citado en p. 93)

**Hanson R., Kokjohn S., Splitter D. y Reitz R.**

An Experimental Investigation of Fuel Reactivity Controlled PCCI Combustion in a Heavy-Duty Engine.

*SAE Technical Paper*, Vol. 2010-01-0864, 2010. (citado en pp. 41, 118)

**Hashizume Takeshi, Miyamoto Takeshi, Hisashi Akagawa y Tsujimura Kinji.**

Combustion and Emission Characteristics of Multiple Stage Diesel Combustion.

*SAE Technical Paper 980505*, 02 1998. (citado en pp. 32, 33)

**Heywood J. B.**

*Internal combustion engine fundamentals.*

McGraw-Hill Publishing, 1988. (citado en pp. 18, 21, 125)

**Hoppie L. O.**

The Influence of Initial Fuel Temperature on Ignition Delay.

*SAE Paper 820356*, 1982. (citado en p. 71)

**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. 26)

**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 p. 26)

**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 p. 20)

**Inagaki Kazuhisa, Fuyuto Takayuki, Nishikawa Kazuaki, Nakakita Kiyomi y Sakata Ichiro.**

Dual-Fuel PCI Combustion Controlled by In-Cylinder Stratification of Ignitability.

*SAE Technical Paper 2006-01-0028*, 04 2006.

(citado en pp. 40, 41)

**Issa R.I, Ahmadi-Befrui B, Beshay K.R y Gosman A.D.**

Solution of the implicitly discretised reacting flow equations by operator-splitting.

*Journal of Computational Physics*, Vol. 93 n° 2, pp. 388 – 410, 1991.

(citado en p. 90)

**Johansson Bengt.**

Path to high Efficiency engines.

*17 annual Directions in Engine-Efficiency and Emissions Research (DEER) conference presentation*, 06 2010.

(citado en p. 38)

**Kaiadi Mehrzad, Johansson Bengt, Lundgren Marcus y Gaynor John A.**

Sensitivity Analysis Study on Ethanol Partially Premixed Combustion.

*SAE International Journal of Engines*, Vol. 6 n° 1, 2013.

(citado en p. 28)

**Kalghatgi G. y Head R.**

The Available and Required Autoignition Quality of Gasoline - Like Fuels in HCCI Engines at High Temperatures.

*SAE Technical Paper*, Vol. 2001-01-1969, 2004.

(citado en pp. 29, 141)

**Kalghatgi Gautam, Risberg Per y Ångström Hans.**

Partially Pre-Mixed Auto-Ignition of Gasoline to Attain Low Smoke and Low NOx at High Load in a Compression Ignition Engine and Comparison with a Diesel Fuel.

*SAE Technical Paper*, Vol. 2007-01-0006, 2007.

(citado en pp. 38, 106)

**Kalghatgi Gautam T., Risberg Per y Ångström Hans.**

Advantages of Fuels with High Resistance to Auto-ignition in Late-injection, Low-temperature, Compression Ignition Combustion.

*SAE Technical Paper*, Vol. 2006-01-3385, 2006.

(citado en pp. 38, 106)

**Kamimoto T. y Bae M.**

High combustion temperature for the reduction of particulate in Diesel engines.

*SAE Technical Paper 880423*, 1988.

(citado en p. 23)

**Kamimoto Takeyuki y Kobayashi Haruki.**

Combustion processes in diesel engines.

*Progress in Energy and Combustion Science*, Vol. 17 n° 2, pp. 163 – 189, 1991.

(citado en p. 23)

**Kapus P., Fraild G., Sams T. y Kammerdiener T.**

Potential of VVA systems for improvement of CO<sub>2</sub>, pollutant emission and performance of combustion engines.

*SIA Conference on Variable Valve Actuation*, 2006.

(citado en p. 27)

**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. 67)

**Kimura Shuji, Aoki Osamu, Kitahara Yasuhisa y Aiyoshizawa Eiji.**

Ultra-Clean Combustion Technology Combining a Low-Temperature and Premixed Combustion Concept for Meeting Future Emission Standards.

*SAE Technical Paper*, Vol. 2001-01-0200, 2001.

(citado en pp. 28, 36, 37, 141)

**Kimura Shuji, Aoki Osamu, Ogawa Hiroshi, Muranaka Shigeo y Enomoto Yoshiteru.**

New Combustion Concept for Ultra-Clean and High-Efficiency Small DI Diesel Engines.

*SAE Technical Paper*, Vol. 1999-01-3681, 1999.

(citado en pp. 28, 37)

**Kokjohn S L, Hanson R M, Splitter D A y Reitz R D.**

Fuel reactivity controlled compression ignition (RCCI): a pathway to controlled high-efficiency clean combustion.

*International Journal of Engine Research*, Vol. 12 n° 3, pp. 209–226, 2011.

(citado en pp. 28, 91, 107)

**Kokjohn S. L., Reitz R. D. y Musculus M. P. B.**

Chemiluminescence and fuel PLIF imaging of reactivity controlled compression ignition (RCCI) combustion.

*ILASS Americas, 23rd Annual Conference on Liquid Atomization and Spray Systems*, 05 2011.

(citado en p. 124)

**Kokjohn Sage L., Hanson Reed M., Splitter Derek A. y Reitz Rolf D.**

Experiments and Modeling of Dual-Fuel HCCI and PCCI Combustion Using In-Cylinder Fuel Blending.

*SAE Technical Paper 2009-01-2647*, 11 2009.

(citado en pp. 41, 91)

**Kokjohn Sage L., Reitz Rolf D., Splitter Derek A. y Musculus Mark P. B.**

Investigation of Fuel Reactivity Stratification for Controlling PCI Heat-Release Rates Using High-Speed Chemiluminescence Imaging and Fuel Tracer Fluorescence.

*SAE Technical Paper 2012-01-0375*, 04 2012.

(citado en p. 124)

**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 p. 22)

**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 pp. 19, 120)

**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. 71)

**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 pp.10, 83)

**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. 83, 84)

**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. 83)

**Leone Joseph A. y Seinfeld John H.**

Comparative analysis of chemical reaction mechanisms for photochemical smog.  
*Atmospheric Environment (1967)*, Vol. 19 n° 3, pp. 437 – 464, 1985. (citado en p. 4)

**Lewander Magnus, Ekholm Kent, Johansson Bengt, Tunestal Per, Milovanovic Nebojsa, Keeler Nathan, Harcombe Tony y Bergstrand Pär.**

Investigation of the Combustion Characteristics with Focus on Partially Premixed  
Combustion in a Heavy Duty Engine.  
*SAE Int. J. Fuels Lubr.*, Vol. 1, pp. 1063–1074, 06 2008. (citado en p. 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. (citado en p. 59)

**Ma Shuaiying, Zheng Zunqing, Liu Haifeng, Zhang Quanchang y Yao Mingfa.**

Experimental investigation of the effects of diesel injection strategy on gasoline/diesel dual-  
fuel combustion.  
*Applied Energy*, Vol. 109 n° 0, pp. 202–212, 2013. (citado en p. 158)

**Mallamo F., Badami M. y Millo F.**

Application of the Design of Experiments and Objective Functions for the Optimization of  
Multiple Injection Strategies for Low Emissions in CR Diesel Engines.  
*SAE Paper 2004-01-0123*, 2004. (citado en p. 203)

**Manente Vittorio, Johansson Bengt, Tunestal Per y Cannella William.**

Effects of Different Type of Gasoline Fuels on Heavy Duty Partially Premixed Combustion.  
*SAE International Journal of Engines*, Vol. 2 n° 2, pp. 71–88, 2010.  
(citado en pp. 28, 39)

**Manente Vittorio, Zander Claes-Goeran, Johansson Bengt, Tunestal Per y Cannella William.**

An Advanced Internal Combustion Engine Concept for Low Emissions and High Efficiency  
from Idle to Max Load Using Gasoline Partially Premixed Combustion.  
*SAE Technical Paper 2010-01-2198*, 10 2010. (citado en pp. 39, 230)

**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 pp.10, 85)

**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. 78)

**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. 10, 56, 80, 86, 226)

**Montgomery D. y Reitz R.**

Optimization of Heavy-Duty Diesel Engine Operating Parameters Using A Response Surface Method.

*SAE Paper 2000-01-1962*, 2000.

(citado en p. 203)

**Montgomery D. y Reitz R.**

Effects of Multiple Injections and Flexible Control of Boost and EGR on Emissions and Fuel Consumption of a Heavy-Duty Diesel Engine.

*SAE Paper 2001-01-0195*, 2001.

(citado en p. 203)

**Musculus Mark P.B., Miles Paul C. y Pickett Lyle M.**

Conceptual models for partially premixed low-temperature diesel combustion.

*Progress in Energy and Combustion Science*, Vol. 39 n° 2-3, pp. 246 – 283, 2013.

(citado en p. 18)

**Neely G., Sasaki S., Huang Y., Leet J. A. y Stewart D. W.**

New Diesel emission control strategy to meet US Tier 2 emissions regulations.

*SAE Paper 2005-01-1091*, 2005.

(citado en pp. 23, 24)

**Noehre Christof, Andersson Magnus, Johansson Bengt y Hultqvist Anders.**

Characterization of Partially Premixed Combustion.

*SAE Technical Paper 2006-01-3412*, 10 2006.

(citado en p. 38)

**Novella R.**

*Estudio de la influencia de los ciclos Atkinson y Miller sobre el proceso de combustión y la formación de emisiones contaminantes en un motor Diesel.*

Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 2009.

(citado en pp. 10, 56, 72, 80, 81, 110)

**Novella R., García A., Pastor J.M. y Domenech V.**

The role of detailed chemical kinetics on CFD diesel spray ignition and combustion modelling.

*Mathematical and Computer Modelling*, Vol. 54 n° 7 - 8, pp. 1706 – 1719, 2011.

Mathematical models of addictive behaviour, medicine & engineering.

(citado en p. 10)

**Okude Keiichi, Mori Kazutoshi, Shiino Shiroh y Moriya Takeshi.**

Premixed Compression Ignition (PCI) Combustion for Simultaneous Reduction of NOx and soot in Diesel Engine.

*SAE Technical Paper*, Vol. 2004-01-1907, 2004.

(citado en p. 28)

**Oppenheim A.**

The Knock Syndrome - Its Cures and Its Victims.

*SAE Technical Paper*, Vol. 841339, 1984.

(citado en p. 30)

**O'Rourke P. J. y Amsden A.**

A Spray/Wall Interaction Submodel for the KIVA-3 Wall Film Model.  
*SAE Technical Paper 2000-01-0271*, 03 2000. (citado en p. 93)

**O'Rourke Peter J.**

Statistical properties and numerical implementation of a model for droplet dispersion in a turbulent gas.  
*Journal of Computational Physics*, Vol. 83 n° 2, pp. 345 – 360, 1989. (citado en p. 92)

**Pachauri R.K. y Reisinger A.**

*Cambio climático 2007. Informe de síntesis.*  
Grupo intergubernamental de expertos sobre el cambio climático, Ginebra, Suiza, 2007.  
(citado en p. 5)

**Park Su Han, Youn In Mo, Lim Yunsung y Lee Chang Sik.**

Influence of the mixture of gasoline and diesel fuels on droplet atomization, combustion, and exhaust emission characteristics in a compression ignition engine.  
*Fuel Processing Technology*, Vol. 106 n° 0, pp. 392 – 401, 2013. (citado en p. 39)

**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. 117)

**Pastor J.V., García-Oliver J.M., Pastor J.M. y Ramírez-Hernández J.G.**

Ignition and combustion development for high speed direct injection diesel engines under low temperature cold start conditions.  
*Fuel*, Vol. 90 n° 4, pp. 1556 – 1566, 2011. (citado en p. 10)

**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. 84)

**Payri González Francisco y Desantes José María.**

*Motores de combustión interna alternativos.*  
Editorial Reverté, España, 2011. (citado en pp. 18, 58, 112)

**Peng Zhijun, Zhao Hua y Ladommatos Nicos.**

Effects of Air/Fuel Ratios and EGR Rates on HCCI Combustion of n-heptane, a Diesel Type Fuel.  
*SAE Technical Paper*, Vol. 2003-01-0747, 2003. (citado en p. 31)

**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. 25)

**Pickett L. M. y Siebers D. L.**

Non-Sooting, Low Flame Temperature Mixing-Controlled DI Diesel Combustion.  
*SAE Paper 2004-01-1399*, 2004. (citado en pp. 25, 141)

**Plee S. L. y Ahmad T.**

Relative roles of premixed and diffusion burning in Diesel combustion.  
*SAE Paper 831733*, 1983. (citado en p. 19)

**Ra Youngchul y Reitz Rolf D.**

A reduced chemical kinetic model for IC engine combustion simulations with primary reference fuels.

*Combustion and Flame*, Vol. 155 n° 4, pp. 713 – 738, 2008. (citado en pp. 93, 97)

**Ra Youngchul y Reitz Rolf D.**

A combustion model for {IC} engine combustion simulations with multi-component fuels.

*Combustion and Flame*, Vol. 158 n° 1, pp. 69 – 90, 2011. (citado en p. 40)

**Ra Youngchul, Yun Jeong Eui y Reitz Rolf D.**

Numerical simulation of gasoline-fuelled compression ignition combustion with late direct injection.

*International Journal of Vehicle Design*, Vol. 50 n° 1, pp. 3–34, 2009. (citado en pp. 93, 117)

**Reitz Rolf D. y Beale Jennifer C.**

Modeling spray atomization with the Kelvin-Helmholtz/Rayleigh-Taylor hybrid model.

*Atomization and Sprays*, Vol. 9 n° 6, pp. 623–650, 1999. (citado en p. 92)

**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. 72)

**Ryan Thomas W. y Callahan Timothy J.**

Homogeneous Charge Compression Ignition of Diesel Fuel.

*SAE Technical Paper*, Vol. 961160, 1996. (citado en pp. 28, 29)

**Ryo Hasegawa y Hiromichi Yanagihara.**

HCCI Combustion in a DI Diesel engine.

*SAE Technical Paper*, Vol. 2003-01-0745, 2003. (citado en pp. 28, 33)

**Senecal P. y Reitz R.**

Simultaneous Reduction of Engine Emissions and Fuel Consumption Using Genetic Algorithms and Multi-Dimensional Spray and Combustion Modeling.

*SAE Paper 2000-01-1890*, 2000. (citado en p. 203)

**Senecal P.K., Richards K.J., Pomraning E., Yang T., Dai M.Z., McDavid R.M., Patterson M.A., Hou S. y Shethaji T.**

A New Parallel Cut-Cell Cartesian CFD Code for Rapid Grid Generation Applied to In-Cylinder Diesel Engine Simulations.

*SAE paper 2007-01-0159*, 2007. (citado en p. 90)

**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 p. 25)

**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. 25)

**Silvis W. M.**

An algorithm for calculating the air/fuel ratio from exhaust emissions.

*SAE Paper 970514*, 1997. (citado en p. 78)

- Sjöberg M., Dec J. E., Babajimopoulos A y Assanis D. N.**  
Comparing Enhanced Natural Thermal Stratification Against Retarded Combustion Phasing for Smoothing of HCCI Heat-Release Rates.  
*SAE Technical Paper*, Vol. 2004-01-2994, 2004. (citado en p. 152)
- Splitter Derek A., Kokjohn Sage L., Rein Keith, Hanson Reed M., Sanders Scott y Reitz Rolf D.**  
An Optical Investigation of Ignition Processes in Fuel Reactivity Controlled PCCI Combustion.  
*SAE Technical Paper 2010-01-0345*, 04 2010. (citado en p. 41)
- Splitter Derek A. y Reitz Rolf D.**  
Fuel reactivity effects on the efficiency and operational window of dual-fuel compression ignition engines.  
*Fuel*, Vol. 118 n° 0, pp. 163–175, 2014. (citado en p. 28)
- Stanglmaier Rudolf H. y Roberts Charles E.**  
Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI): Benefits, Compromises, and Future Engine Applications.  
*SAE Paper 1999-01-3682*, 10 1999. (citado en p. 29)
- Su Wanhua, Lin Tiejian y Pei Yiqiang.**  
A Compound Technology for HCCI Combustion in a DI Diesel Engine Based on the Multi-Pulse Injection and the BUMP Combustion Chamber.  
*SAE Technical Paper 2003-01-0741*, 03 2003. (citado en pp. 34, 35)
- Su Wanhua, Wang Hui y Liu Bin.**  
Injection Mode Modulation for HCCI Diesel Combustion.  
*SAE Technical Paper 2005-01-0117*, 04 2005. (citado en pp. 35, 141)
- Takeda Yoshinaka, Keiichi Nakagome y Keiichi Niimura.**  
Emission Characteristics of Premixed Lean Diesel Combustion with Extremely Early Staged Fuel Injection.  
*SAE Paper 961163*, 05 1996. (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. 18)
- 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. 84)
- 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. 59)
- 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. 59)
- Turns S. R.**  
*An introduction to combustion, 2 Ed.*  
McGraw-Hill Publishing, 2000. (citado en pp. 20, 28)

**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. 4)

**Walter B. y Gatellier B.**

Near Zero NOx Emissions and High Fuel Efficiency Diesel Engine: the Naditm Concept Using Dual Mode Combustion.

*Oil & Gas Science and Technology - Rev. IFP*, Vol. 58 n° 1, pp. 101–114, 2003. (citado en p. 35)

**Walter Bruno y Gatellier Bertrand.**

Development of the High Power NADITM Concept Using Dual Mode Diesel Combustion to Achieve Zero NOx and Particulate Emissions.

*SAE Technical Paper*, Vol. 2002-01-1744, 2002. (citado en p. 106)

**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. 88)

**Weaver Lindell K.**

Carbon monoxide poisoning.

*Critical Care Clinics*, Vol. 15 n° 2, pp. 297 – 317, 1999. (citado en p. 4)

**Woschni G.**

A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engines.

*SAE Paper 670931*, 1967. (citado en p. 84)

**Zamboni Giorgio y Capobianco Massimo.**

Experimental study on the effects of HP and LP EGR in an automotive turbocharged diesel engine.

*Applied Energy*, Vol. 94 n° 0, pp. 117–128, 2012. (citado en p. 108)

**Zhao Hua.**

*HCCI and CAI engines for the automotive industry.*

Woodhead Publishing Limited, 2007. (citado en pp. 28, 29, 30, 142, 205)