

Universitat Politècnica de València
Departamento de Máquinas y Motores Térmicos



TESIS DOCTORAL

ESTUDIO DE NUEVAS ESTRATEGIAS PARA EL
CONTROL DE LA COMBUSTIÓN EN MODOS
PARCIALMENTE PREMEZCLADOS EN MOTORES DE
ENCENDIDO POR COMPRESIÓN

Realizada por: D. Vicente Domenech Llopis
Dirigida por: Dr. D. Antonio García Martínez

Valencia, Octubre 2013

TESIS DOCTORAL

ESTUDIO DE NUEVAS ESTRATEGIAS PARA EL
CONTROL DE LA COMBUSTIÓN EN MODOS
PARCIALMENTE PREMEZCLADOS EN MOTORES DE
ENCENDIDO POR COMPRESIÓN

presentada por

VICENTE DOMENECH LLOPIS

en el

DEPARTAMENTO DE MÁQUINAS Y MOTORES
TÉRMICOS de la UNIVERSITAT POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA

para la obtención del grado de

DOCTOR INGENIERO INDUSTRIAL

Valencia, 4 Octubre 2013

TESIS DOCTORAL

ESTUDIO DE NUEVAS ESTRATEGIAS PARA EL CONTROL DE LA COMBUSTIÓN EN MODOS PARCIALMENTE PREMEZCLADOS EN MOTORES DE ENCENDIDO POR COMPRESIÓN

Realizada por: D. Vicente Domenech Llopis

Dirigida por: Dr. D. Antonio García Martínez

Tribunal Calificador:

Presidente: Dr. Raúl Payri Marín

Secretario: Dr. Joaquín de la Morena Borja

Vocal: Dr. Octavio Armas Vergel

Evaluadores Externos:

Evaluador 1: Dr. Joaquín de la Morena Borja

Evaluador 2: Dr. Juan José Hernández Adrover

Evaluador 3: Dr. Pedro Acisclo Rodríguez Aumente

Resumen

En los últimos años, dentro del marco de los motores de encendido por compresión, el número de investigaciones centradas en el desarrollo y estudio de nuevos modos de combustión de baja temperatura premezclados ha sido ingente. Dichos modos presentan indudables ventajas respecto a los modos convencionales de combustión Diesel por difusión, sobre todo en cuanto a la reducción de emisiones contaminantes, especialmente de NO_x y hollín características de estos motores. No obstante, dichos nuevos conceptos también presentan diversas problemáticas no resueltas hasta el momento. Fundamentalmente, estas derivan del control sobre el proceso de combustión, ya que son las condiciones termodinámicas en el interior de la cámara de combustión las que determinan el momento de encendido y por tanto las prestaciones y emisiones asociadas al mismo. Este hecho implica graves problemas con respecto al control del inicio y de la liberación de la energía en el ciclo motor, así como también un estrecho rango de operación en donde los modos de combustión de baja temperatura, tanto homogéneos como premezclados, son funcionales.

Con la finalidad de paliar y reducir estas limitaciones, la presente tesis propone como objetivo principal contribuir a la reducción de las diferentes desventajas derivadas del control de los procesos de combustión parcialmente premezclados así como a mejorar el conocimiento de los procesos físico químicos involucrados en los mismos.

En primer lugar, se propone ampliar los conocimientos que existen en la actualidad en cuanto a la variación de la reactividad del combustible en procesos de combustión parcialmente premezclados como estrategia para aumentar el control y modulación sobre el modo de combustión. Para ello se plantea un estudio y caracterización de los principales fenómenos (inyección, mezcla y autoencendido) derivados del uso de la gasolina en motores de encendido por compresión de inyección directa y mediante la utilización de un sistema *common rail* de alta presión. Derivados de estos estudios se presentan las principales diferencias encontradas en los procesos de inyección entre el Diesel y la gasolina debidos principalmente a las diferencias en densidad y viscosidad. También se observa que en los resultados de cantidad de movimiento, penetración y ángulo del chorro las diferencias son mínimas, existiendo por el contrario una gran diferencia en la longitud líquida entre ambos combustibles en condiciones evaporativas. Los estudios del proceso de mezcla muestran como, en condiciones de premezcla parcial donde los transitorios sobre el proceso de inyección son importantes, los resultados son similares para el Diesel y la gasolina.

En esta misma parte del trabajo, los resultados de combustión evaluados muestran el potencial del uso de combustibles de baja reactividad en los procesos de combustión de premezcla parcial. Se observa una mejora en la homogeneidad de la mezcla debida principalmente a los mayores tiempos de retraso, reduciendo sensiblemente la cantidad de EGR necesaria para ello, así como una mejora en el centrado de la liberación de calor en el ciclo motor.

En segundo lugar se presenta un nuevo modo de combustión basado en la asistencia por bujía (SAPPC *Spark Assisted Partially Premixed Combustion*) para mejorar el control tanto del inicio como del centrado del proceso de combustión. En este se muestran las características principales del efecto de la asistencia por bujía, una descripción fenomenológica y espacio-temporal del nuevo modo de combustión mediante el uso combinado de la señal de presión en cámara e imágenes del proceso de combustión. Se evalúa el efecto de la variación de diferentes variables de motor tanto sobre el modo de combustión como sobre la influencia de la bujía respecto a estos. Finalmente se presentan las principales tendencias encontradas en cuanto a emisiones y prestaciones del modo de combustión SAPPC. Así pues, los resultados muestran como el nuevo modo de combustión asistido por bujía desarrollado aumenta el control de la combustión de manera general. Permite un control directo del inicio de la misma en todo el rango evaluado, incluso en condiciones de muy baja carga, problemáticas en estos modos de combustión. Además, el centrado de la liberación de calor así como la dispersión entre ciclos mejora sensiblemente. Al mismo tiempo, el proceso de combustión reduce los gradientes de presión y el ruido derivado de la misma.

El proceso de combustión SAPPC muestra dos fases de manera general. Una primera de frente de llama que se inicia tras la descarga de la bujía y una segunda de autoencendido controlado por las condiciones de presión, temperatura y mezcla generadas en la cámara de combustión por esta primera fase. Los diferentes estudios paramétricos permiten profundizar en cómo se ven afectadas y modifican las fases de la combustión mediante los cambios de condiciones propuestos y en consecuencia el modo de combustión. Por último, los resultados de emisiones muestran dos escenarios claros: uno de bajas emisiones de NOx con una eficiencia menor del proceso de combustión. Un segundo escenario de alta eficiencia con niveles de NOx sensiblemente mayores. En ambos escenarios los niveles de hollín son despreciables.

Así pues, en base a los resultados derivados de la presente investigación se puede afirmar que la asistencia por bujía en los modos de combustión parcialmente premezclados es una estrategia que tiene un gran potencial en cuanto a control del inicio de la combustión, del centrado de la liberación de calor en un amplio rango de

motor y la reducción de los grande gradientes de presión. En cambio, es necesario seguir profundizando en la evaluación de las condiciones locales en la cámara de combustión, de manera experimental o mediante modelado 3D CFD, para mejorar los resultados de las emisiones de NO_x e incrementar al máximo la eficiencia de dicho proceso de combustión a través del conocimiento de dichas condiciones locales.

Abstract

In recent years, the number of research focused on the development and study of new modes of premixed low-temperature combustion within the framework of the compression-ignition engines has been enormous. These modes have certain advantages over conventional Diesel diffusion combustion modes, mainly in terms of reduction of pollutant emissions, especially in NO_x and soot characteristics of these engines. However, these new concepts also have various problems that remain so far unresolved. Fundamentally, they are derived from the control over the combustion process, because only thermodynamic conditions within the combustion chamber are that determine the ignition timing and therefore the performance and emissions associated therewith. This involves serious problems regarding the control of the ignition and the energy release in the engine cycle, as well as a narrow range of operating modes where the low temperature partially premixed combustion is functional.

In order to mitigate and reduce these limitations, this thesis proposes as main objective to contribute to the reduction of the various disadvantages arising from the control of partially premixed combustion processes and to improve the knowledge of the physical-chemical processes involved.

First, the extension of current knowledge regarding the modification of fuel reactivity in partially premixed combustion as a strategy to enhance the control and modulation of combustion is presented. For this purpose, a study on the characterization of the main phenomena (injection, mixing and autoignition) involved when using gasoline in compression-ignition engines with high-pressure common rail injection system is presented. As a result, the main differences found between Diesel and gasoline are mainly due to differences in density and viscosity. On the other hand, differences in terms of spray momentum flux, spray penetration and cone angle are minimal, compared to large differences found in terms of liquid length in evaporative conditions. The study of the mixing process shows how similar results are obtained for both fuels under partially premixed conditions, where transient effects on the injection process are important. In the same part of the work, combustion results show the potential of using low reactivity fuels in partially premixed combustion modes. An improvement in mixture homogeneity is shown, which is mainly due to the increased ignition delay. This fact reduces sensibly the amount of needed EGR, and also improves combustion phasing in the engine cycle.

In a second step, a new combustion mode based upon the assistance of a spark plug, namely the so-called Spark Assisted Partially Premixed Combustion (SAPPC)

is presented, which improves control of both start of combustion and combustion phasing. This part of the work shows the main features of the effect of spark assistance with a complete phenomenological, spatial and temporal description of the new combustion mode combining cylinder pressure signal and combustion images of the process. In this section are evaluated the effect of variations of different variables on both the engine combustion mode and the influence of the spark assistance with respect to these. Finally the main trends found in terms of emissions and combustion performance of SAPPCC combustion mode are presented. Thus, the results show that the new spark assisted combustion mode increases developed combustion control in general. It allows direct control of the start of the same over the entire range tested, even at very low load condition which is a problem in these combustion modes. Furthermore, the combustion phasing as well as dispersion between cycles significantly improves. At the same time, the combustion process reduces the pressure gradients and noise derived.

SAPPCC combustion process shows two different phases, a first phase with flame front propagation, which begins after spark discharge, and a second phase based on a controlled autoignition mainly controlled by pressure, temperature and mixture generated in the combustion chamber during the first phase. Different parametric studies allow insight into how they are affected and modified combustion phases by changing conditions and therefore proposed combustion mode. Finally, emission results show two clear scenarios: one of low NO_x emissions with a lower efficiency of the combustion process, and a second one with high efficiency but with significantly higher NO_x levels, too. In both scenarios soot levels are negligible.

Thus, based on the results from this research it is possible to say that the spark assistance in partially premixed combustion modes is a strategy that has great potential in terms of controlling the start of combustion, combustion phasing in a wide range engine operating conditions and reducing high pressure gradient. However, it is necessary to further deepen in the assessment of local conditions in the combustion chamber, experimentally or by means of 3D CFD modeling to improve the results of NO_x emissions and maximize the efficiency of the combustion process.

Resum

En els últims anys, dins del marc dels motors d'encesa per compressió, el nombre d'investigacions centrades en el desenvolupament i estudi de noves maneres de combustió de baixa temperatura premesclats ha estat ingent. Aquests modes presenten indubtables avantatges respecte als modes convencionals de combustió Diesel per difusió, sobretot pel que fa a la reducció d'emissions contaminants, especialment de NOx i s'utge característiques d'aquests motors. No obstant això, aquests nous conceptes també presenten diverses problemàtiques no resoltes fins al moment. Fonamentalment, aquestes deriven del control sobre el procés de combustió, ja que són les condicions termodinàmiques en l'interior de la cambra de combustió les que determinen el moment d'encesa i per tant les prestacions i emissions associades al mateix. Aquest fet implica greus problemes pel que fa al control de l'inici i de l'alliberament de l'energia en el cicle motor, així com també un estret rang d'operació on els modes combustió de baixa temperatura, tant homogenis com premesclats, són funcionals.

Amb la finalitat de pal·liar i reduir aquestes limitacions, la present tesi proposa com a objectiu principal contribuir a la reducció de les diferents desavantatges derivats del control dels processos de combustió parcialment premesclats així com a millorar el coneixement dels processos fisico-químics involucrats en els mateixos.

En primer lloc, es proposa ampliar els coneixements que existeixen en l'actualitat quant a la variació de la reactivitat del combustible en processos de combustió parcialment premesclats com a estratègia per augmentar el control i modulació sobre la manera de combustió. Per a això es planteja un estudi i caracterització dels principals fenòmens (injecció, mescla i autoenceses) derivats de l'ús de la gasolina en motors d'encesa per compressió d'injecció directa i mitjançant la utilització d'un sistema common rail d'alta pressió. Derivats d'aquests estudis es presenten les principals diferències trobades en els processos d'injecció entre el dièsel i la gasolina deguts principalment a les diferències en densitat i viscositat. També s'observa que als resultats de quantitat de moviment, penetració i angle del doll les diferències trobades són mínimes, hi per contra s'aprecia una gran diferència en la longitud líquida entre els dos combustibles en condicions evaporatives. Els estudis del procés de mescla mostren com, en condicions de premescla parcial on els transitoris sobre el procés d'injecció són importants, els resultats són similars per al dièsel i la gasolina. En aquesta mateixa part del treball, els resultats de combustió mostren el potencial de l'ús de combustibles de baixa reactivitat en els processos de combustió de mescla prèvia parcial. S'observa una millora en l'homogeneïtat de la mescla deguda principalment als majors temps de

retràs, reduint sensiblement la quantitat d'EGR necessària per a aquest motiu, així com una millora en el centrat de l'alliberament de calor en el cicle motor.

En segon lloc es presenta un nou mode de combustió basat en l'assistència per bugia SAPPC (*Spark Assisted Partially Premixed Combustion*) per millorar el control tant de l'inici com del centrat del procés de combustió. En aquest es mostren les característiques principals de l'efecte de l'assistència per bugia, una descripció fenomenològica i espai-temporal de la nova manera de combustió mitjançant l'ús combinat del senyal de pressió en cambra e imatges del procés de combustió. S'avalua l'efecte de la variació de diferents variables de motor tant sobre la manera de combustió com sobre la influència de la bugia respecte a aquests. Finalment es presenten les principals tendències trobades en quant a emissions i prestacions de la manera de combustió SAPPC. Així doncs, els resultats mostren com la nova manera de combustió assistit per bugia desenvolupat augmenta el control de la combustió de manera general. Permet un control directe de l'inici de la mateixa en tot el rang avaluat, fins i tot en condicions de molt baixa càrrega, problemàtiques en aquests modes de combustió. A més, el centrat de l'alliberament de calor així com la dispersió entre cicles millora sensiblement. Al mateix temps, el procés de combustió redueix els gradients de pressió i el soroll derivat de la mateixa.

El procés de combustió SAPPC mostra dues fases de manera general. Una primera de front de flama que s'inicia després de la descàrrega de la bugia i una segona d'autoencesca controlat per les condicions de pressió, temperatura i mescla generades a la cambra de combustió per aquesta primera fase. Els diferents estudis paramètrics permeten aprofundir en com es veuen afectades i modifiquen les fases de la combustió mitjançant els canvis de condicions proposats i en conseqüència la manera de combustió. Finalment, els resultats d'emissions mostren dos escenaris clars: un de baixes emissions de NOx amb una eficiència menor del procés de combustió. Un segon escenari d'alta eficiència amb nivells de NOx sensiblement majors. En ambdós escenaris els nivells de sutge són menyspreables

Així doncs, en base als resultats derivats de la present investigació es pot afirmar que l'assistència per bugia en els modes de combustió parcialment premesclats és una estratègia que té un gran potencial en quant al control de l'inici de la combustió i de l'alliberament de calor en un ampli rang de motor. En canvi, cal seguir aprofundint en l'avaluació de les condicions locals en la cambra de combustió, de manera experimental o mitjançant models 3D CFD, per millorar els resultats de les emissions de NOx e incrementar al màxim l'eficiència d'aquest procés de combustió mitjançant l'avaluació d'aquestes condicions locals.

*Puedes ser lo que desees,
sólo existe un obstáculo,
tú mismo*

Agradecimientos

Echando la vista atrás, observa uno mismo como durante estos últimos años son muchas las personas que han compartido con uno los diferentes momentos de esta, tanto los duros como los buenos, y que han sido parte fundamental de la misma. Es difícil en unas líneas poder expresar todos los sentimientos y poder agradecer a todas estas personas todo aquello que han hecho por mí, pero después del largo camino recorrido juntos me gustaría al menos recordarles y agradecerles en estas líneas su apoyo y amistad con mi más sincero agradecimiento.

En primer lugar quiero agradecer a *Francisco Payri, José María Desantes* así como a *Jesús Benajes* la oportunidad brindada y la confianza depositada al permitirme formar parte del grupo CMT, permanecer estos años en la línea de investigación de combustión y por los medios facilitados para la consecución de esta Tesis Doctoral, sinceramente gracias.

Me gustaría expresar mi más sentido agradecimiento a todo la gente de combustión con la que he convivido durante estos años: *Xemary, Ricardo, Jose Manuel, Jose Vicente, Jaume...* por sus consejos, ayuda encomiable y ante todo por hacer la vida un poco más fácil durante este tiempo; hemos compartido risas y momentos que nunca olvidaré, muchísimas gracias a todos.

En lo referente a las horas en las Salas de ensayos, prácticas y otros menesteres CMT me gustaría dar las gracias a los técnicos con los que de una forma u otra he tenido el placer de trabajar: *Dani, Vicente, Gabri, Fito, Miguel...* muchas gracias por vuestro tiempo y ayuda. Mención especial querría en este apartado a mis amigos *Juan (Figo)* y *Javi* con los que he compartido muchos muy buenos momentos durante estos años, muchas gracias.

Quiero también dar las gracias a todos los compañeros que han compartido conmigo estos años de doctorado: *Gustavo, Simón, Fran, David, Juanma, Daniela, Oscar, Pau...* de manera general a todos los miembros y doctorandos de la línea de combustión. Especialmente querría agradecer a *Eduardo Belarte* y *Carlos Micó* compañeros y amigos ya desde los años de estudios universitarios ya que han sido para mí un pilar fundamental durante estos años en CMT, tanto por sus consejos como por la ayuda desinteresada que me han prestado siempre que la he necesitado. Muchísimas gracias por todo compañeros, parte de este trabajo es vuestro.

También querría agradecer a las personas que me han sufrido diariamente, mis compañeros de despacho durante la estancia en CMT *Chris* y especialmente *Javier Monsalve* que ha compartido conmigo los momentos más difíciles tanto de ensayos

y procesado en los proyectos que hemos trabajado juntos como de escritura del documento final, donde su ayuda ha sido indispensable. Su ascenso a coordinador de cenas que yo ahora delego en él queda en buen lugar. Gracias Javi.

No podría dejar de mencionar en estas líneas a *Raúl Payri*. Sinceramente ha sido un apoyo fundamental durante estos años tanto en el aspecto científico como en el anímico. Los distintos retos conseguidos juntos me han hecho crecer como persona así como la unión, que a raíz del deporte, ha hecho que nazca entre ambos una gran amistad. Ha sido un placer trabajar y entrenar contigo. Gracias por todo Raúl, siempre podremos recordar nuestra primera maratón Valencia 2012, ahora toca buscar nuevos retos.

Dentro de los agradecimientos debo resaltar la figura de mi director de tesis, *Antonio García*, al cual quiero agradecer de forma sincera todo su apoyo y ayuda ofrecidos durante todos estos años, él ha sido el que ha permitido que yo haya podido desarrollar mi pasión en este campo. Además de director puedo considerarlo un buen amigo del que he aprendido no sólo conceptos y metodologías de trabajo sino otra forma de enfocar ciertos aspectos de la vida. En estos años hemos pasado momentos duros juntos y estos solo me han permitido aprender a afrontar los golpes de la vida y a ser más fuerte cada día. El trabajo conjunto durante estos casi 5 años me ha hecho crecer científica y profesionalmente, creo que ha sido de gran calidad y gran parte del resultado ha sido gracias a tu incansable tesón (eres un luchador) y apoyo en todo momento. Sinceramente muchas gracias Toni.

Por último, y de forma muy especial, quiero agradecer a mis padres, mi hermano y mi novia todo el apoyo incondicional que me han mostrado durante estos años, ellos han luchado día tras día para que consiga ser lo que soy, sin ellos nada de esto hubiera sido posible, sin ellos nada de esto hubiera tenido sentido. MUCHISIMAS GRACIAS.

I would like to express my sincere thanks to General Motors R&D for funding the work carried out in this thesis as well as the whole investigation developed together. This thesis would not have been possible without them. Thank you very much.

*A mis padres,
a Lorena.*

Índice General

Capítulo 1 Introducción.....	3
1.1 Introducción.....	3
1.2 Contexto tecnológico de los motores de combustión interna alternativos..	3
1.3 Estructura del documento	10
1.4 Bibliografía	14
Capítulo 2 Fenomenología de los nuevos modos de combustión en los motores de encendido por compresión	17
2.1 Introducción.....	19
2.2 Nuevos conceptos de combustión. Problemática actual.....	19
2.3 Características y fundamentos de los modos de combustión LTC homogéneos	24
2.3.1 Principio de operación de las combustiones LTC homogéneas	24
2.3.2 Principales problemas y retos que plantean las combustiones LTC homogéneas.....	30
2.3.3 Evolución en las estrategias de control de las combustiones HCCI	33
2.3.4 Control del proceso mediante el uso de diferentes combustibles.....	38
2.4 Fenomenología de las combustiones LTC parcialmente premezcladas ...	42
2.4.1 Proceso de combustión parcialmente premezclada.....	45
2.4.2 Modelo conceptual de la combustión PPCI	49
2.4.3 Nuevas estrategias y problemáticas vigentes en los modos de combustión parcialmente premezclados	53
2.5 Combustión HCCI en motor de encendido provocado. CAI.....	59
2.6 Planteamiento general de la tesis doctoral	63
2.6.1 Síntesis de la revisión bibliográfica. Justificación de la tesis	63

2.6.2	Objetivos de la tesis	70
2.6.3	Metodología general de la tesis doctoral.....	70
2.7	Bibliografía	73
Capítulo 3 Herramientas experimentales y teóricas		83
3.1	Introducción.....	85
3.2	Herramientas experimentales	86
3.2.1	Introducción	86
3.2.2	Motor monocilíndrico de investigación	86
3.2.3	Equipos para la caracterización de los sistemas de inyección	108
3.3	Herramientas teóricas.....	114
3.3.1	Código de diagnóstico de la combustión. CALMEC.....	115
3.3.2	Modelado de chorro unidimensional. DICOM	118
3.3.3	Código de cálculo de cinética química. CHEMKIN	120
3.4	Técnicas ópticas. Montajes y programas de procesado	122
3.4.1	Maqueta de visualización del chorro de inyección	122
3.4.2	Montajes ópticos motor monocilíndrico transparente.....	126
3.5	Conclusiones	136
3.6	Bibliografía	137
Capítulo 4 Caracterización de los procesos de inyección, mezcla y autoencendido de la gasolina en motores de encendido por compresión.....		143
4.1	Introducción.....	145
4.2	Metodología y plan de trabajo	146
4.3	Caracterización de los combustibles.....	147
4.3.1	Introducción	147
4.3.2	Características físicas de los combustibles. Gasolina y Diesel	148
4.4	Caracterización y evaluación del proceso de inyección	153
4.4.1	Introducción	153

4.4.2	Estudio experimental de la tasa de inyección	154
4.4.3	Estudio experimental del flujo de cantidad de movimiento en el proceso de inyección	158
4.4.4	Análisis de los resultados experimentales derivados de la tasa de inyección y del flujo de cantidad de movimiento	162
4.5	Estudio del proceso de mezcla. Comparación Diesel gasolina.....	165
4.5.1	Introducción	165
4.5.2	Estudio de parámetros macroscópicos del chorro en condiciones no evaporativas no reactivas	166
4.5.3	Análisis teórico-experimental del proceso de mezcla en condiciones evaporativas	181
4.6	Fenomenología del proceso de autoencendido.....	198
4.6.1	Introducción	198
4.6.2	Estudio teórico del proceso de autoencendido	200
4.6.3	Evolución espacio-temporal del proceso de autoencendido en combustiones parcialmente premezcladas	205
4.7	Conclusiones	216
4.8	Bibliografía	219
Capítulo 5 Análisis del modo de combustión parcialmente premezclado asistido por bujía		225
5.1	Introducción.....	227
5.2	Estructura general del capítulo. Metodología.....	228
5.3	Evaluación del efecto de la asistencia por bujía en combustiones PPC..	229
5.3.1	Estudio del potencial de la asistencia por bujía	232
5.4	Descripción espacio-temporal del modo de combustión SAPPC	239
5.4.1	Metodología para abordar el estudio del modo de combustión. Justificación del ciclo seleccionado	239
5.4.2	Justificación de un ciclo representativo del modo de combustión	242
5.4.3	Fenomenología general del proceso de combustión SAPPC	244

5.5 Estudio de la influencia de diferentes <i>settings</i> sobre el modo de combustión SAPP	263
5.5.1 Influencia de la cantidad de combustible inyectada.....	264
5.5.2 Influencia del inicio de la inyección	272
5.5.3 Influencia de la presión de inyección.....	279
5.5.4 Influencia de la fracción molar de oxígeno.....	286
5.6 Estudio de las emisiones y prestaciones del modo de combustión SAPP	293
5.6.1 Introducción	293
5.6.2 Metodología general del estudio de emisiones y prestaciones.....	294
5.6.3 Resultados de emisiones y prestaciones del modo de combustión SAPP	295
5.7 Conclusiones	304
5.8 Bibliografía	307
Capítulo 6 Conclusiones y trabajos futuros.....	313
6.1 Introducción.....	315
6.2 Conclusiones	315
6.3 Trabajos futuros.....	325
Bibliografía.....	329

Tabla de símbolos

Latinos

a	Velocidad del sonido /Constante
A	Área
b	Constante
c	Constante
\bar{C}	Calor específico
cc	Cilindro y ciclo
C_p	Calor específico a presión constante
C_v	Calor específico a volumen constante
d	Constante
D	Diámetro
f	Número de apertura de diafragma
Fr	Dosado relativo
h	Entalpía específica referida a kilogramos
\bar{h}	Entalpía específica referida a moles
H	Entalpía absoluta
HC	Hidrocarburos sin quemar
K	Factor de conicidad en toberas
K	Constante
m	Masa
\dot{m}	Gasto másico
\dot{M}	Cantidad de movimiento
Me	Referente al motor monocilíndrico en versión metálica
n	Constante
N	Número de moles
NO_x	Óxidos de nitrógeno
P	Presión
\dot{Q}	Tasa de calor
R	Constante de la ecuación de estado
R^2	R-cuadrado, parámetro relativo a la calidad del ajuste
t	Tiempo
T	Temperatura
Tr	Referente al motor monocilíndrico en versión transparente
U	Energía interna específica
v	velocidad
V	Volumen total

Vd	Volumen desplazado
X	Fracción molar
Y	Fracción másica
$Y_{f, \text{evap}}$	Fracción másica de combustible evaporada

Griegos

α	Ángulo de giro de cigüeñal.
Φ	Dosado
μ	Media
θ	Ángulo de chorro
ρ	Densidad
σ	Desviación estándar
λ	Longitud de onda
ω	Tasa neta de producción de especies
Δ	Incremento

Siglas

aPMS	Antes de punto muerto superior
aRoHR	Tasa de liberación de calor aparente (<i>Apparent Rate of Heat Release</i>)
CAD	Grado de cigüeñal (<i>Crank Angle Degree</i>)
CFD	Dinámica de fluidos computacional (<i>Computational Fluid Dynamics</i>)
CIDI	Motores de encendido por compresión de inyección directa (<i>Compression Ignition Direct Injection</i>)
CMOS	<i>Complementary Metall Oxide Semiconductor</i> (tipología de sensor cámara rápida)
dPMS	Después de punto muerto superior
DI	Inyección directa (<i>direct injection</i>)
DMMT	Departamento de Máquinas y Motores Térmicos
DPF	Filtro de partículas
DoI	Duración de la inyección (<i>Duration of Injection</i>)
EGR	Recirculación de gases de escape
EoC	Final de combustión (<i>End of Combustion</i>)
EoI	Final de inyección (<i>End of Injection</i>)
fps	Número de imágenes grabadas por Segundo (<i>frames per second</i>)
FeCE	Eficiencia de la combustión con respecto a la masa total de combustible (<i>Fuel energy Combustion Efficiency</i>)

FSN	Unidad para la medida de humos (<i>Filter Smoke Number</i>)
HCCI	Combustión de encendido por compresión con carga homogénea (<i>Homogeneous Charge Compression Ignition</i>)
HD	Motores de cilindrada unitaria elevada dedicados al transporte de mercancías (<i>Heavy Duty</i>)
HSDI	Motores de cilindrada unitaria pequeña dedicados al transporte de pasajeros (<i>High Speed Direct Injection</i>)
HRL	Ley de liberación de calor (<i>Heat Release Law</i>)
IGR	Recirculación de gases internamente (<i>Internal Gas Recirculation</i>)
ICCD	Sensor CCD intensificado
LL _{máx}	Longitud líquida máxima
LOL	Longitud de <i>lift-off</i> (<i>lift-off length</i>)
LTC	Combustión de baja temperatura (<i>Low Temperature Combustion</i>)
NADI	Combustión de ángulo cerrado e inyección directa (<i>Narrow Angle Direct Injection</i>)
NTC	Coefficiente de temperaturas negativas en procesos de llamas frías (<i>Negative Temperature Coefficient</i>)
NVO	Cruce negativo de válvulas (<i>Negative Valve Overlap</i>)
PCCI	Combustión de carga premezclada de encendido por compresión (<i>Premixed Charge Compression Ignition</i>)
PDPA	Técnica de visualización (<i>Phase Doppler Size Particle Analyzer</i>)
PID	Regulador del tipo proporcional, integrador, derivador.
PIV	Particle image Velocimetry
PLIF	Planar laser induced fluorescence
PM	Peso molecular
PPC	Combustión con carga parcialmente premezclada (<i>Partially Premixed combustion</i>)
PPCI	Combustión de encendido por compresión con carga parcialmente premezclada (<i>Partial Premixed Compression Ignition</i>)
RoHR	Tasa de liberación de calor (<i>Rate of Heat Release</i>)
SCR	Catalizador de reducción selectivo para NO _x
SMD	Diámetro medio de Sauter (<i>Sauter Mean Diameter</i>)
SoC	Inicio de combustión (<i>Start of Combustion</i>)
SoE	Inicio de la energización del inyector (<i>Start of energizing</i>)
SoI	Inicio de inyección (<i>Start of Injection</i>)
SoS	Inicio descarga de la bujía (<i>Start of Spark</i>)

TGF	Turbina de geometría fija
TGV	Turbina de geometría variable
PMI	Punto muerto inferior
PMS	Punto muerto superior
VAC	Velocidad aparente de combustión
VVT/VVA	Distribución de válvulas variable

Capítulo 1

Introducción

Contenido

1.1	Introducción.....	3
1.2	Contexto tecnológico de los motores de combustión interna alternativos..	3
1.3	Estructura del documento	10
1.4	Bibliografía	13

1.1 Introducción

Este primer capítulo de introducción consta de dos partes diferenciadas. Por un lado, se va a presentar el marco general y contexto tecnológico en el cual se desarrolla la investigación. En este caso se plantea una visión global de los últimos veinte años hasta la actualidad, así como las previsiones y tendencias futuras marcadas por las nuevas exigencias internacionales de gobiernos y fabricantes con el objetivo de justificar de manera general, la temática, marco de trabajo y estudio de la presente tesis.

Por otro lado, en una segunda sección, se va a presentar la línea argumental y la estructura general del documento, desarrollando de manera sintáctica y concisa el contenido de cada uno de los diferentes capítulos que esta contiene, con el fin de que el lector sea capaz de tener una visión conjunta de los estudios que a continuación se presentan.

1.2 Contexto tecnológico de los motores de combustión interna alternativos

En el marco de los motores de combustión interna alternativos, el éxito comercial en relación con los motores de encendido por compresión (MEC¹) y concretamente en el mercado de vehículos para transporte de pasajeros, ha crecido rápidamente desde principios de los años 90 hasta la actualidad. En concreto, en la Unión Europea la proliferación de este tipo de motores ha crecido en torno 50% [1]. Más de la mitad de los vehículos dedicados al transporte de pasajeros, que se han vendido en los últimos años en Europa, equipan motores de encendido por compresión [2][3].

Así pues, se puede observar en la Figura.1.1D como en el año 2006 los motores MEC y MEP alcanzaron un punto de igualdad como lo demuestran los datos de penetración en el mercado europeo de dicha tipología de motor [2].

¹MEC: Motor de encendido por compresión. En la presente tesis doctoral también se nombrará esta tipología de motor como Motor Diesel derivado del nombre del científico que descubrió el ciclo de trabajo del mismo.

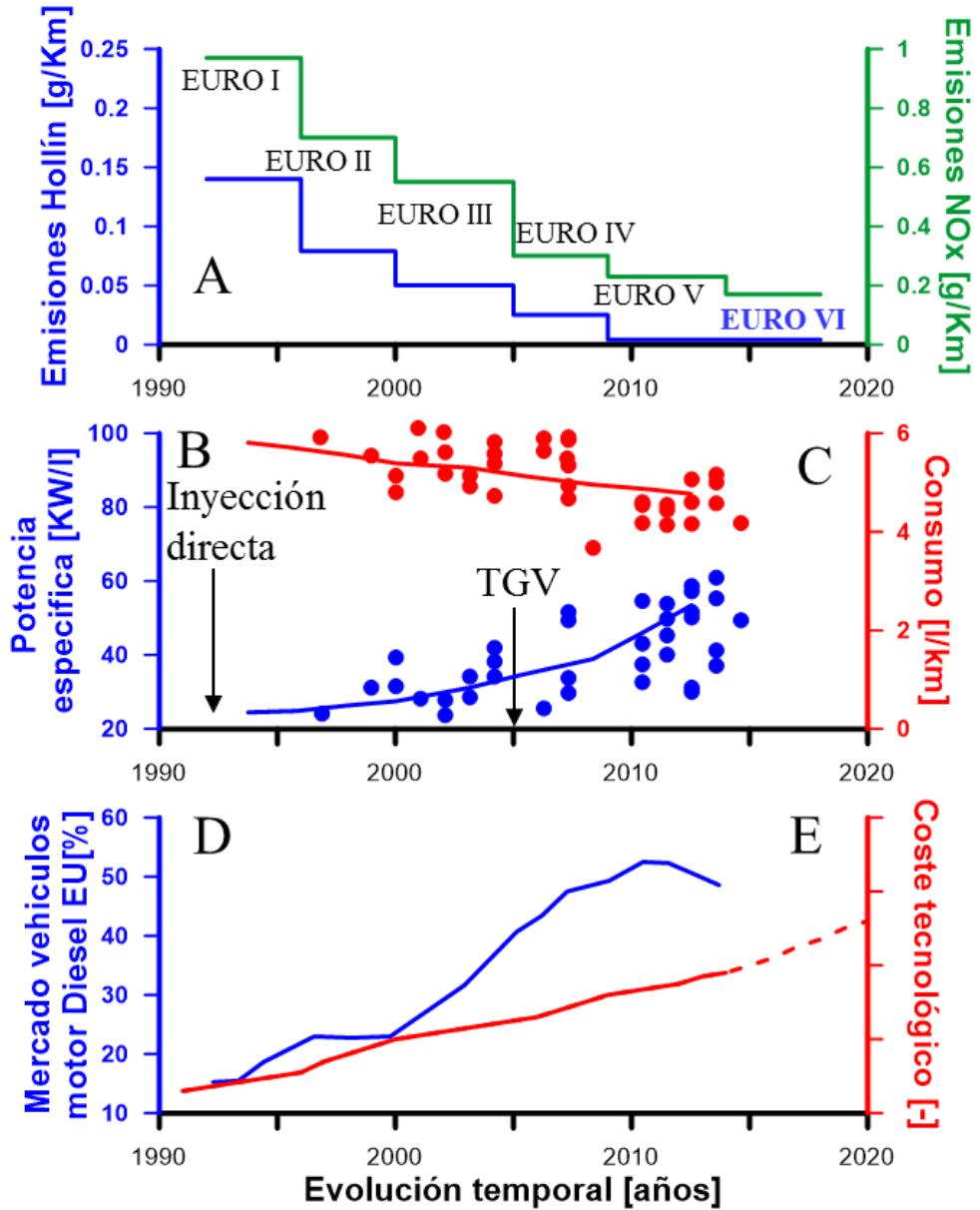


Figura.1.1: Evolución temporal de los últimos 25 años respecto: A) Normativas anticontaminantes EURO para NOx y Hollín, B) potencia específica y C) consumo y D) mercado de vehículos Diesel y E) coste tecnológico del motor.

En el resto del mundo, el papel de los MEC es más reducido y se limita, en la mayoría de los casos, a aplicaciones de trabajo con maquinarias y vehículos pesados, y no tanto al transporte de personas en vehículos ligeros. No obstante, la utilización de esta tipología de motores de combustión interna alternativos es creciente en todo el mundo, existiendo unas líneas claras de inversión, investigación y en nuevos desarrollos.

De una forma o de otra, lo que sí que es indiscutible actualmente es que los motores, bien sean de MEP o MEC, ocupan de una forma incontestable el liderazgo en lo referente a la propulsión de los vehículos terrestres.

No es ya para nadie desconocido, que la utilización masiva de ambos motores de combustión interna alternativos ha elevado durante los últimos 40 años de una forma gradual pero cada vez más insistente, la preocupación de los estamentos gubernamentales acerca de la calidad del aire. Esto es debido especialmente a las emisiones contaminantes derivadas del uso de estos motores [4]. Las emisiones contaminantes como el monóxido de carbono (CO), las partículas (*PM*, Hollín), hidrocarburos sin quemar (HC), dióxido de azufre (SO₂) y óxidos de nitrógeno (NO_x→NO+NO₂) se han identificado como potencialmente perjudiciales para la salud humana y el medio ambiente. Aunque sus efectos sobre salud humana siguen siendo difíciles de cuantificar de forma específica, parece bastante aceptado por la comunidad médica que existe una relación entre la contaminación derivada de los vehículos a motor y la mortalidad relacionada con la contaminación y calidad del aire que se respira [4][5][6].

Como consecuencia, las agencias de medioambiente y gobiernos en todo el mundo, iniciaron programas de legislación específica de cada una de las tecnologías de motores en los años 90, con miras a una drástica reducción de sus emisiones a través de un riguroso proceso de homologación [7]. Además se diseñó y se estableció en Europa un calendario exigente y desafiante, como se ilustra en la Figura.1.1A de normativas contra las principales emisiones contaminantes.

Para hacer frente a estos límites tan severos, a lo largo de estos últimos 20 años, los principales avances tecnológicos han propiciado que la tecnología Diesel avance a un ritmo imparable como se puede observar en la misma Figura.1.1. A pesar de que esto implicó un fuerte incremento en el coste y la complejidad de los motores Diesel, también esto mismo les permitió seguir mejorando tanto en el consumo de combustible como en la potencia específica obtenida.

En lo que refiere a dichos motores, el hito fundamental es sin duda la aplicación de los sistemas de inyección directa del combustible [8][9]. La aplicación de esta tecnología no sólo permitió hacer el motor más adiabático, sino que además,

también incrementó un mayor control sobre parámetros críticos, tales como: la sincronización de la inyección dentro del ciclo motor, aumentar la presión de inyección así como la posibilidad de realizar múltiples pulsos de inyección [10][11][12]. Este implicó un gran aumento en el control de la masa de combustible inyectada y de ese modo, permitió facilitar la reducción significativa del consumo de combustible. Además, mientras la tecnología de inyección directa crecía, la asociación entre el motor Diesel y uso de los turbocompresores se hizo cada vez más sistemática. Así se incrementó la potencia y la eficiencia específica de los mismos, llegando a un punto de fuerte cambio, debido a la implementación de los turbocompresores de geometría variable (TGV), que implicaron una mejora significativa en la capacidad de conducción de este tipo de motores en cargas transitorias [8][13][14].

Pronto, dicha tecnología de inyección directa de alta presión y las posibilidades que ofrecía el control sobre la inyección, así como los turbogrupos, se extendió a todos los motores de baja potencia para mejorar estos, en lo que refiere a la reducción de NO_x, de hollín y de ruido [8][13][15]. Dichas mejoras en motores de encendido por compresión siguieron extendiéndose durante los siguientes años.

A raíz de las presiones legislativas, comentadas anteriormente, surgió en la comunidad científica un dilema entre las emisiones de NO_x y hollín, ya que en los procesos de combustión Diesel parecía ser difícil reducir ambos contaminantes de manera simultánea. Para acometer dicha problemática, dos caminos son los que principalmente fueron reconocidos por la comunidad científica como posibles para resolver lo que se bautizó como el *trade-off*² NO_x-hollín [18][19]: nuevas estrategias de combustión mediante soluciones activas y soluciones pasivas basadas en sistemas de post-tratamiento de los gases de escape.

Así pues, durante estos últimos años, los desarrollos tecnológicos para la reducción de emisiones se han dividido en estos dos grandes grupos, uno correspondiente a soluciones activas, es decir con actuaciones en los procesos internos del motor, que afectan al diseño de este y sus diferentes componentes constitutivos y otro gran grupo de soluciones pasivas, que implican el diseño de nuevos sistemas externos al motor, donde su único objetivo es el de reducir las emisiones producidas en el proceso de combustión.

² Trade-off: Indica una situación o problema donde la interrelación existente entre dos de las partes del mismo implican perder una cualidad en detrimento de mejorar la otra. En este caso la reducción de NO_x implica un incremento en la emisión de hollín y viceversa.

En cuanto a las *soluciones activas*, que como se ha comentado se refiere al diseño e investigación de la reducción de emisiones directamente en el interior del cilindro, en los últimos años, estas investigaciones se han basado en realizar diferentes estrategias en los sistemas de gestión del aire y del proceso de inyección para la modificación del proceso de combustión. Así pues, existen diferentes soluciones concernientes al sistema de gestión del aire, entre otras se pueden comentar para la mejora de las prestaciones la turbo-sobrealimentación con turbinas de geometría fija, variable, el uso de enfriadores y en los últimos años, la sobrealimentación en varias etapas.

También se ha trabajado mucho en el desarrollo de sistemas de recirculación de gases de escape (EGR), y sus diferentes evoluciones (EGR refrigerado, EGR de baja presión, etc.) [17] para la modificación de la reactividad del aire en la cámara de combustión. Por otro lado, hay diversos trabajos de investigación centrados en la introducción de sistemas de distribución completamente variable, la cual permite flexibilizar el proceso de renovación de la carga. En lo que refiere a las modificaciones en el sistema de inyección y su control, cabe destacar el incremento generalizado de la presión de inyección y la reducción del diámetro de los orificios de las toberas utilizadas, el incremento en el número de orificios y por último, de manera destacada, la introducción de estrategias de inyección múltiple. Estas rentabilizan el potencial de la evolución en la flexibilización de los sistemas de inyección y además, este cambio tecnológico, implica mejoras en el control del proceso de mezcla y por tanto los procesos de combustión y sus emisiones.

De manera complementaria, en los últimos tiempos se han desarrollado nuevos conceptos de combustión, basados en el uso de las citadas estrategias ya sea de manera individual o conjunta, con el objetivo de reducir simultáneamente las emisiones de NO_x y hollín. Este es pues el principal problema de los procesos de combustión Diesel por difusión. De forma concreta cabe destacar los conceptos de combustión por difusión de baja temperatura LTC³ difusión [16] o los conceptos LTC basados en combustiones homogéneas, premezcladas y parcialmente premezcladas donde se busca obtener procesos de combustión con dosados globales pobres [19][20]. Más recientemente, y a raíz de estas investigaciones, la comunidad científica ha mostrado un especial interés en la investigación de nuevos modos de combustión mediante la modificación de la reactividad en la cámara utilizando combustibles con bajos índices de cetano, ya sea mediante el uso de mezclas de combustibles, inyección de varios combustibles en cámara de combustión o con el uso de gasolina únicamente como combustible de un motor de encendido por compresión. Derivados de todos estos estudios, han aparecido durante los últimos

³LTC: *Low Temperature Combustion*, combustiones de baja temperatura.

cinco años, nuevos modos de combustión (HCCI gasolina [21], PCC gasolina [22], SACI [23][24] RCCI [25][26][27], etc.). A pesar de que estos nuevos conceptos de combustión presentan notables mejoras, su implementación y desarrollo es todavía complicada. Todavía es necesario seguir con la investigación debido a la necesidad de mayores conocimientos básicos, (proceso de inyección, mezcla, autoencendido) y a problemas intrínsecos, como la dificultad en el control del encendido, el control del proceso de combustión y a la problemática en los grados de alta carga.

Por otro lado se tienen las *soluciones pasivas*, que se refieren a estrategias de reducción de contaminantes, basadas en la eliminación directa o retención y posterior eliminación de las emisiones contaminantes, producidas en el interior de la cámara de combustión. Los dispositivos que cumplen dichos objetivos son conocidos como sistemas de postratamiento de emisiones. Estos se instalan en la línea de escape del motor, y mediante sistemas de tratamientos específicos se eliminan antes de salir a la atmosfera. Estos sistemas pueden operar con diferentes principios, en algunos casos se busca activar ciertas reacciones químicas, que debido a diferentes procesos en el escape, no los permite desplazarse hacia los productos finales deseados. Por otro lado, algunos sistemas pretenden, por el contrario, acelerar reacciones químicas de oxidación. Finalmente hay algunos que lo que intentan es evitar la salida a la atmosfera de ciertos componentes reteniéndolos mismos dentro del sistema para una posterior eliminación o regeneración.

En lo que respecta a las emisiones de hollín y partículas, los sistemas que actualmente se están implantando y en los cuales también se está investigando son los filtros de partículas (DPF) y las trampas de regeneración continua (CRT). Por otro lado, los catalizadores de reducción selectiva con urea (SCR) o los catalizadores pasivos (DeNOx), para la eliminación de las emisiones de NOx. Debido a que no se encuentra dentro de los objetivos principales de la presente tesis profundizar en los sistemas de postratamiento, se puede consultar en la siguiente bibliografía algunos trabajos específicos sobre la materia [8][28], realizados en el Departamento de Máquinas y Motores Térmicos de la Universitat Politècnica de Valencia donde actualmente se sigue con la investigación de estas tecnologías.

Así pues, la principal ventaja de este tipo de sistemas, frente a los desarrollos de soluciones activas para la reducción de contaminantes, es la alta eficiencia en la reducción de contaminantes y la posibilidad de trabajar en la reducción o eliminación del contaminante deseado. Por otro lado, cabe destacar un conjunto de inconvenientes derivados de su aplicación como son el aumento en el consumo de combustible (regeneración de filtros y peso total del vehículo), el aumento en el coste total debido al incremento de cantidad de tecnología instalada y el aumento en el mantenimiento del vehículo.

Atendiendo a los resultados presentados en la Figura.1.1B-C-D-E, se puede observar que los principales desarrollos tecnológicos, en relación a la satisfacción del mercado y al cumplimiento de las normativas anticontaminantes, han ido de la mano de un incremento del coste de fabricación de los motores Diesel. Pero de la misma forma se ha observado que, hasta el momento, el propio mercado se ha decantado por absorber dichos incrementos en el precio final de los vehículos, debido al aumento en la calidad, las mejoras en prestaciones y la reducción de consumo.

Una tendencia a destacar dentro de las estrategias y nuevos desarrollos de los motores, es el constante acercamiento entre las tecnologías Diesel y gasolina. Procesos en sus inicios tan diferentes, se encuentran hoy en día en caminos que parecen tender a encontrarse. Por un lado, el desarrollo de diseños de motores gasolina teniendo en cuenta las estrategias de inyección directa, que ya es mayoritariamente utilizada [29], y la búsqueda de procesos de combustión estratificados, para la reducción de consumo. Por otro lado, las estrategias de combustión de los motores de encendido por compresión en búsqueda de procesos homogéneos para la reducción simultánea de contaminantes así como la reducción de consumo. Las tendencias indican inequívocamente un acercamiento entre ambas tecnologías y cómo los motores Diesel y gasolina están llegando a soluciones de funcionamiento cada vez más parecidas. No son pocos los estudios actuales presentes en la bibliografía donde se utilizan gasolinas como combustible para motores de encendido por compresión [30][31].

Este hecho no ha sido pasado por alto por los estamentos legislativos. Las emisiones de los motores alcanzan composición similar, incluyendo hollín en motores de encendido provocado, o de hidrocarburos sin quemar para los motores Diesel, las normas de emisiones en consecuencia, intentan conseguir unos requisitos comparables para ambas tecnologías en la nueva normativa EURO VI. Además, la unión Europea también está regulando desde el año 2009 la liberación de CO₂ de los motores. Esta emisión, como es sabido, se escala directamente con el consumo de combustible, el cual deberá ser reducido. Aunque la Figura.1.1C muestra un descenso en el consumo de combustible en los últimos 20 años, varios investigadores aseguran que dicha tendencia se desaceleró con la introducción de las normativas de emisiones y que se habrían logrado avances más significativos, en ese sentido, sin estas [32][33]. Las tendencias de futuro son sin duda difíciles de predecir, pero lo que sí es posible afirmar es que si hasta ahora la contaminación del aire ha sido sin duda la que ha gobernado el diseño de los motores, el foco de atención principal podría cambiar hacia otras cuestiones, como son las emisiones de gases de efecto invernadero y el agotamiento de los combustibles, como se ilustra en la Figura 1.2.

Considerando lo anteriormente descrito, parece más que razonable continuar con la investigación básica y la de comprensión de las nuevas estrategias y nuevos

modos de combustión como con soluciones activas [34]. También de los cambios inducidos en la tecnología que afectan a procesos ya conocidos como los de inyección, de mezcla y de combustión derivadas del uso de nuevos combustibles en motores de encendido por compresión, así como el estudio de nuevos modos de combustión derivados de nuevas estrategias de control.

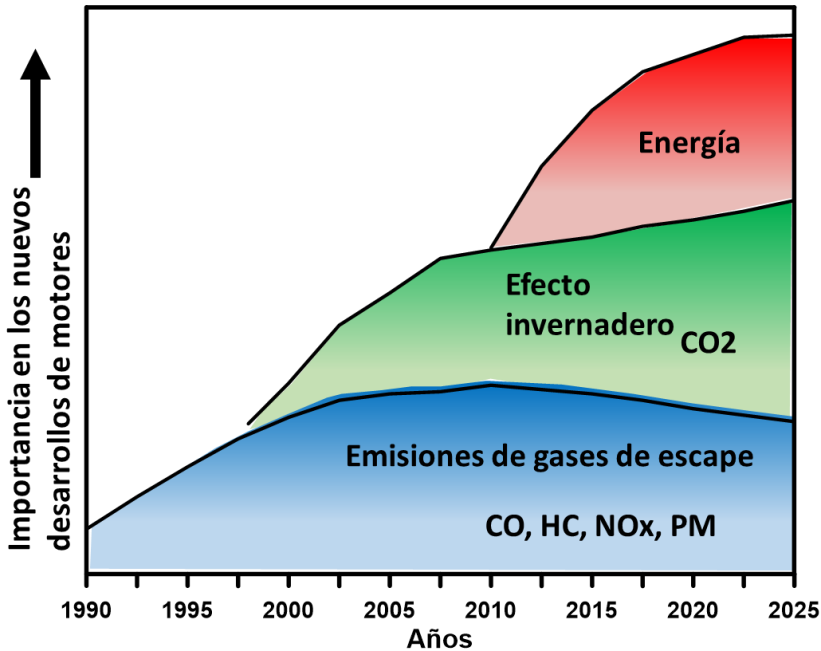


Figura 1.2: Importancia, en función de los años, de las diferentes estrategias globales que marcan el diseño de futuros motores y procesos de combustión [36].

1.3 Estructura del documento

En la sección que ahora se presenta se va a describir la línea argumental e hilo conductor que se ha seguido en la tesis doctoral, así como los principales hitos de cada una de las secciones y capítulos que integran la misma.

En este capítulo 1 se ha justificado de forma general la necesidad de continuar estudiando el potencial de los nuevos modos y estrategias de combustión, y de implementar nuevas soluciones que permitan, por un lado continuar con la mejora de la tecnología en vehículos de pasajeros y por otro con las demandas exigidas tanto por las legislaciones, actuales y futuras, como por el propio mercado.

En el capítulo 2 se hará una revisión y se describirán de manera detallada las principales características de los nuevos modos de combustión, sus fenómenos físico-químicos fundamentales así como sus beneficios y problemáticas. Por último, se mostrarán hacia donde han ido y hacia dónde se dirigen las líneas actuales de investigación. En este mismo capítulo se presentará el planteamiento de la tesis doctoral donde se mostrará en primer lugar una síntesis de los resultados de la revisión bibliográfica. Seguidamente se desarrollarán los objetivos que se pretenden conseguir en esta investigación y por último se expondrá al lector la metodología general.

Atendiendo a la complejidad de los diferentes objetivos propuestos en la presente tesis, la metodología implica el uso conjunto de herramientas experimentales y teóricas. Debido a este hecho, en el capítulo 3 se realizará una descripción detallada y pormenorizada de los equipos y de las salas experimentales, sus principales características, los diferentes montajes ópticos, equipos de medida y metodologías experimentales así como de las diferentes herramientas teóricas para el diagnóstico de la combustión, del proceso de mezcla y de procesos relacionados con la cinética química y obtención de temperaturas adiabáticas de llama.

En el capítulo 4, se presentarán los resultados relevantes del estudio de las principales características de los procesos de inyección, mezcla y autoencendido derivados del uso de la gasolina en un sistema de inyección CR⁴ en un motor de encendido por compresión. El objetivo último de este capítulo es responder, en cada una de sus secciones, cuáles son las diferencias que existen en los procesos comentados por el hecho de utilizar Diesel o gasolina en cada uno de ellos, y en segundo lugar en qué modifica en sí mismo el hecho de utilizar la gasolina en dichos procesos, es decir beneficios reales y potencial del uso de la gasolina, comparándolo con los resultados que se ha encontrado en la revisión bibliográfica del capítulo 2, y mostrando resultados experimentales propios [35]. Para ello, en esta parte de la investigación se desarrolla una metodología de trabajo específica que aísla y separa las variaciones introducidas con el uso de cada uno de los combustibles en cada una de las secciones y procesos del estudio.

Una vez finalizada la primera parte de resultados de la investigación, se presenta en el capítulo 5, la evaluación y estudio del nuevo modo de combustión desarrollado en la presente tesis doctoral. En este se describirán en primer lugar el potencial del modo de combustión, se compararán resultados y características de la

⁴ CR: *Common rail*. Sistema de inyección de conducto común de que conecta a alta presión los diferentes inyectores de inyección directa en un motor de encendido por compresión.

combustión parcialmente premezclada sin y con la asistencia de encendido por bujía. Después se realizará una descripción espacio-temporal y fenomenológica del modo de combustión. Esta se realizará mediante el uso de diferentes técnicas ópticas y estudios de la señal de combustión. Finalizada, se propone un estudio para incrementar la comprensión sobre el modo de combustión, evaluando el efecto de diferentes condiciones de operación de motor sobre este. En este mismo capítulo se presenta un estudio final, que a modo de visión general muestra los principales resultados y tendencias de las prestaciones y emisiones del nuevo modo de combustión. Finalmente, en el capítulo 6, se sintetizan las principales conclusiones y los resultados más relevantes del presente trabajo. Junto con estas, se muestran las que para el autor son las principales líneas de continuación de la investigación que ha sido desarrollada.

A modo de resumen general se muestra un esquema completo de la línea argumental de la presente investigación en la Figura 1.3.

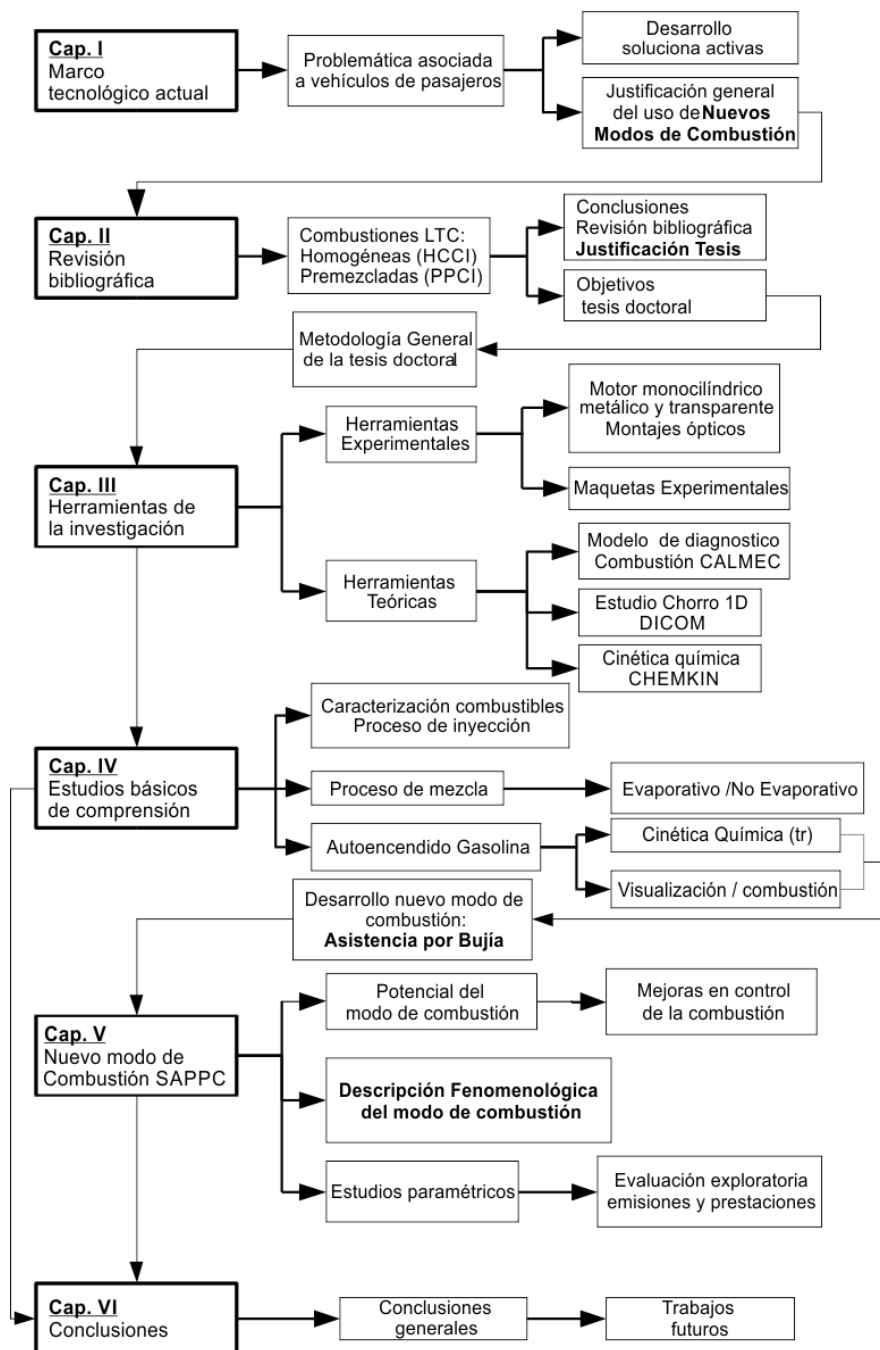


Figura 1.3: Esquema general e hilo argumental de la tesis doctoral.

1.4 Bibliografía

- [1] Diesel car sales set to overtake petrol in Europe. Price Waterhouse Coopers, 2006.
- [2] New passenger car registrations in Western Europe. <http://www.acea.be>, 2005
- [3] DieselNet: Diesel Emissions Online http://www.dieselnet.com/standards/eu/fuel_automotive
- [4] Heywood, J.B., Internal combustion engine fundamentals. McGraw-Hill, 1988.
- [5] David, M., Stan J., Richard T.B. Meta-Analysis of Time-Series Studies of Air Pollution and Mortality: Effects of Gases and Particles and the Influence of Cause of Death, Age, and Season. J. Air & Waste Manage. Assoc. 2002, Vol. 52 pp 470-484,
- [6] Jerrett, M., Finkelstein, M.M., Brook, J.R., Arain, M.A., Kanaroglou, P., Stieb, D.M., Gilbert, N.L., Verma, D., Finkelstein, N., Chapman, K.R., Sears, M.R. A Cohort Study of Traffic-Related Air Pollution and Mortality in Toronto, Canada. Environ Health Perspect, Vol. 117 pp 772–777, 2009.
- [7] DieselNet: Diesel Emissions Online <http://www.dieselnet.com/standards>.
- [8] Payri, F., Desantes, J.M., Motores de combustión interna alternativos. Editorial Reverté, 2011.
- [9] Bianchi, G., Pelloni, P., Corcione, F., Luppino, F. (2001). Numerical Analysis of Passenger Car HSDI Diesel Engines with the 2nd Generation of Common Rail Injection Systems: The Effect of Multiple Injections on Emissions. SAE paper 2001-01-1068.
- [10] Benajes, J., Molina, S., García, J.M. (2001). Influence of Pre and Post Injection on the Performance and Pollutant Emissions in a HD Diesel Engine. SAE Paper 2001-01-0526.
- [11] García, A. (2009). Estudio de los Efectos de la Post-Inyección Sobre el Proceso de Combustión y la Formación de Hollín en Motores Diesel. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, DMMT.
- [12] Molina, S. (2003). Estudio de la influencia de los parámetros de inyección y la recirculación de gases de escape sobre el proceso de combustión, las prestaciones y las Emisiones de un motor diesel de 1.8 litros de cilindrada. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, DMMT.

- [13] Baines, N.C., *Fundamentals of turbocharging*. Concepts NREC, 2005.
- [14] Galindo, J., Serrano, J.R., Climent, H., Tixeira, A. Experiments and modelling of surge in small centrifugal compressor for automotive engines. *Experimental thermal and fluid*. Vol. 32, pp. 818-826, 2008.
- [15] De Rudder, K. (2007). *An approach to low temperature combustion in a small HSDI diesel engine*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, DMMT.
- [16] Amorim, R. (2011). *Combustión por difusión de baja temperatura en motores Diesel de pequeña cilindrada*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos.
- [17] Shi, L., Cui, Y., Deng, K., Peng, H., Chen, Y. Study of low emission homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine using combined internal and external exhaust gas recirculation (EGR) *Energy*, Vol. 31, Issue 14, pp. 2665-2676, 2006.
- [18] Novella R. (2009). *Análisis del potencial de los ciclos Atkinson y Miller en un motor Diesel de cilindrada media. Influencia sobre el proceso de inyección-combustión y la formación de emisiones contaminantes*. Tesis Doctoral, DMMT, Universidad Politécnica de Valencia.
- [19] Kimura, S., Aoki, O., Kitahura, Y., Aiyoshizawa, E. *Ultra-Clean Combustion Technology Combining a Low-Temperature and Premixed Combustion Concept for Meeting Future Emissions Standards*. SAE Paper 2001-01-0200, 2001.
- [20] Pickett, L.M., Siebers D.L., “Non-Sooting, Low Flame Temperature Mixing-Controlled DI Diesel Combustion”, SAE Paper 2004-01-1399, 2004.
- [21] Ibara, T., Iida, M., Foster D.E. Study on Characteristics of Gasoline Fueled HCCI Using Negative Valve Overlap. *JSAE 20066547 & SAE paper 2006-32-0047*, 2006.
- [22] Ekoto, I.W., Colban, W.F., Miles P.C., Park, S., Foster, D.E., Reitz, R. D. Sources of UHC Emissions from a Light-Duty Diesel Engine Operating in a Partially Premixed Combustion Regime. SAE paper 2009-01-1446, 2009.
- [23] Persson, H., Hultqvist, A., Johansson B., Remón, A. Investigation of the early flame development in SA HCCI combustion using high speed chemiluminescence imaging. SAE paper 2007-01-0212
- [24] Persson H. 2009. Spark assisted compression ignition. Doctoral thesis. Lund university.

- [25] Kokjohn, S. L., Splitter, D. A., Hanson, R.M., and Reitz, R. D., Experiments and Modeling of Dual Fuel HCCI and PCCI Combustion using in-Cylinder Fuel Blending. SAE Int. J. Engines, Vol. 2, pp. 24-39, 2010.
- [26] Hanson, R.M., Kokjohn, S.L., Splitter, D.A., and Reitz, R. D., An Experimental Investigation of Fuel Reactivity Controlled PCCI Combustion in a Heavy-Duty Engine, SAE Int. J. Engines, Vol. 3, pp.700-716, 2010.
- [27] Splitter, D. A., Hanson, R. M., Kokjohn, S. L., and Reitz, R. D. Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI) Heavy-Duty Engine Operation at Mid-and High-Loads with Conventional and Alternative Fuels. SAE Technical Paper 2011-01-0363, 2011, doi: 10.4271/2011-01-0363.
- [28] Johnson, T. Diesel emission control in review. SAE paper 2007-01-0233, 2007.
- [29] Park, C., Kim, S., Kim, H., Moriyoshi, Y. Stratified lean combustion characteristics of a spray-guided combustion system in a gasoline direct injection engine. Energy, Vol. 41, Issue 1, pp. 401-407, 2012.
- [30] Manente, V., Zander, C., Johansson, B., Tunestal, P. 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, 2010.
- [31] Shi,Y., Reitz, R.D. Optimization of a heavy-duty compression-ignition engine fueled with diesel and gasoline-like fuels Fuel, Vol. 89, Issue 11, pp. 3416-3430, 2010.
- [32] Prof. Rick Baert. Advanced topics in engine combustion. CMT Internal Seminar Program, 6-9th September, 2010.
- [33] Prof. Öivind Andersson. Advanced topics in Diesel engine combustion: techniques and concepts. CMT Internal Seminar Program, July, 2011.
- [34] The 18th DEER (Directions in Engine-Efficiency and Emissions Research). Dearborn, Michigan EEUU. 2012.
- [35] Payri, R., Garcia, A., Domenech, V., Durrett, R., Plazas, A.H. An experimental study of gasoline effects on injection rate, momentum flux and spray characteristics using a common rail diesel injection system. Fuel, Vol. 97, pp. 390-399, 2012.
- [36] Leohold, J., Vision for future mobility Volkswagen fuel and powertrain strategy, SYNBIOS II Conference, Stockholm, Sweden, May 23-24, 2007.

Capítulo 2

Fenomenología de los nuevos modos de combustión en motores de encendido por compresión

Contenido

2.1	Introducción.....	19
2.2	Nuevos conceptos de combustión. Problemática actual.....	19
2.3	Características y fundamentos de los modos de combustión LTC homogéneos.....	24
2.3.1	Principio de operación de las combustiones LTC homogéneas.....	24
2.3.2	Principales problemas y retos que plantean las combustiones LTC homogéneas.....	30
2.3.3	Evolución en las estrategias de control de las combustiones HCCI	33
2.3.4	Control del proceso mediante el uso de diferentes combustibles.....	38
2.4	Fenomenología de las combustiones LTC parcialmente premezcladas ...	42
2.4.1	Proceso de combustión parcialmente premezclada.....	45
2.4.2	Modelo conceptual de la combustión PPCI.....	49
2.4.3	Nuevas estrategias y problemáticas vigentes en los modos de combustión parcialmente premezclados.....	53
2.5	Combustión HCCI en motor de encendido provocado. CAI.....	59
2.6	Planteamiento general de la tesis doctoral.....	63
2.6.1	Síntesis de la revisión bibliográfica. Justificación de la tesis.....	63
2.6.2	Objetivos de la tesis.....	70
2.6.3	Metodología general de la tesis doctoral.....	70

2.7 Bibliografía 73

2.1 Introducción

En el presente capítulo se va a realizar una revisión de las principales estrategias y conceptos que han sido desarrollados durante los últimos años asociados a los nuevos modos de combustión en motores de encendido por compresión. Se pretende pues, mostrar al lector el marco general de trabajo de la tesis así como de donde proceden las raíces de los estudios que en esta se plantean. Se puede decir que, el principal objetivo de este capítulo es explicar, con el mayor detalle posible, los conceptos necesarios para quede completamente justificado los objetivos que se persiguen en la tesis, el planteamiento general así como la metodología que se diseña para el desarrollo de la misma.

El capítulo consta de dos partes. Una primera parte donde se presenta una revisión de los modos de combustión, describiendo las principales características y las problemáticas de los mismos. En esta sección se pretende llegar a mostrar las principales dificultades que han sido encontradas por los diferentes investigadores en el desarrollo de dichos nuevos conceptos y estrategias, así como las tendencias actuales para resolver algunos de ellos. Este estudio servirá para ubicar, dentro del amplio marco de las combustiones LTC parcialmente premezcladas, los estudios que se proponen en el presente trabajo.

En una segunda parte del capítulo se presenta el planteamiento general de la tesis donde, en tres subsecciones, se mostrarán al lector las principales conclusiones de la revisión bibliográfica, los objetivos y por último se desarrollará la metodología general con la cual se aborda la misma.

2.2 Nuevos conceptos de combustión. Problemática actual

Las preocupaciones sobre el efecto invernadero y las diferentes emisiones derivadas de los procesos de combustión de los motores de combustión interna alternativos, hacen que estas estén cada vez más controladas por las diferentes autoridades legislativas y gobiernos. Debido a este hecho, las posibilidades de la entrada en el mercado de las nuevas generaciones de modos de combustión LTC que puedan a la vez reducir las emisiones de escape y mejorar la eficiencia de los motores, han despertado un creciente interés [1][2]. Durante los últimos años se ha plasmado este interés con un ingente número de trabajos en lo que refiere al estudio e investigación de dichos nuevos conceptos de combustión. Cabe remarcar que la vertiente de reducción de emisiones mediante sistemas de post-tratamiento en el escape no se ha contemplado en esta tesis. Estas, integran el otro gran grupo de soluciones para la reducción de emisiones contaminantes, en este caso como

soluciones pasivas, pero en este caso se encuentran fuera del ámbito de estudio de esta investigación.

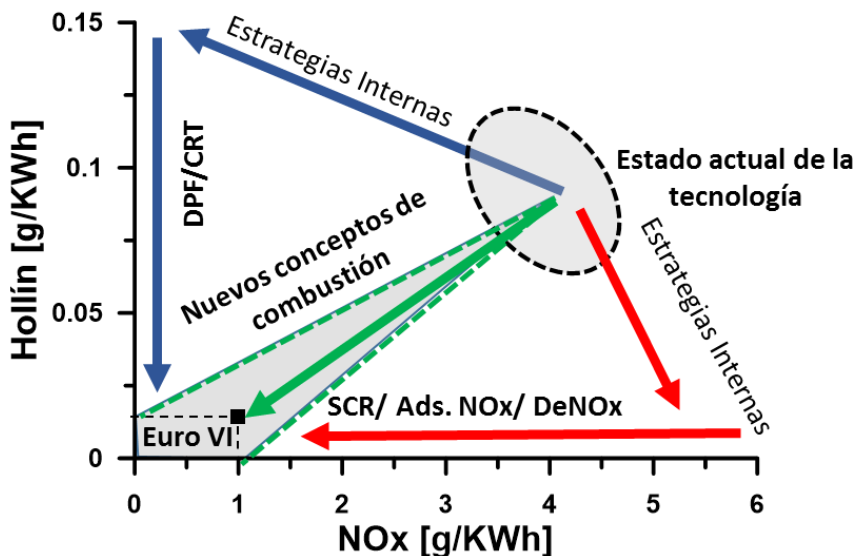


Figura 2.1: Diferentes posibilidades para reducir las emisiones contaminantes de los motores Diesel para llevarlas a los límites establecidos.

No obstante en la Figura 2.1 se muestra las posibilidades que existen a corto y medio plazo para reducir drásticamente las emisiones contaminantes de los motores Diesel. Parece aceptado por la comunidad científica que el uso de estrategias externas será absolutamente necesario para alcanzar los límites establecidos por las normativas anticontaminación, pero la contribución de las estrategias internas y de los nuevos modos de combustión seguirá siendo fundamental. Aunque no se puedan eliminar la necesidad de dispositivos de post-tratamiento, las estrategias internas y los nuevos conceptos contribuirán a reducir su tamaño, su número, precio o a incrementar su duración así como a mejorar la eficiencia interna de los procesos.

Como se ha detallado en el capítulo 1 de introducción, la principal problemática de los proceso de combustión que se desarrollan en los motores Diesel es la generación de elevados niveles tanto de óxidos de nitrógeno (NOx) como de hollín [3][4]. En la Figura 2.1 se puede observar como son estos dos contaminantes los que marcan las tendencias principales de investigación. Estos son emitidos a la atmósfera como parte constituyente de los gases de escape, y son debidas principalmente al modo de combustión que tiene lugar en este tipo de motores [4].

La combustión convencional Diesel es un proceso que ha sido ampliamente estudiado por la comunidad científica [5][6][7]. En el propio departamento de Máquinas y Motores térmicos son numerosas las tesis, trabajos e investigaciones realizadas al respecto [8][9][10][11]. En dicho proceso, controlado principalmente por mezcla, se genera una combustión por difusión que promueve conjuntamente la emisión de NOx y hollín. Como indican Dec y otros autores [7][11] este hecho es debido por un lado a las altas temperaturas locales que se producen en el frente de llama del chorro y el oxígeno disponible en la cámara de combustión y por otro a los dosados localmente ricos ($Fr > 2$ como indica Novella en su tesis doctoral [12]) que se encuentran en el *spray*.

Además, la problemática se acrecienta cuando, en los diferentes estudios, se observa la fuerte interrelación entre ambos contaminantes. Estas presentan un *trade-off* [13] ampliamente conocido y que relaciona experimentalmente la formación de ambos contaminantes de forma que, al reducir uno de ellos se aumenta la formación del otro. Este hecho implica que generalmente las estrategias internas que reducen las emisiones de NOx incrementan las de hollín y viceversa, como se ha observado en múltiples estudios. Este problema es el conocido en el ámbito de la investigación en motores como el *dilema del Diesel*.

Desde los años 90 hasta la actualidad tanto en Europa como en Estados Unidos y Japón se han llevado a cabo programas de investigación y desarrollo en el área para resolver dicho dilema de forma activa. La gran mayoría de estos trabajos se fundamenta en las combustiones de baja temperatura. Estos han sido realizados con el afán de paliar los principales problemas derivados del funcionamiento de los motores de encendido por compresión es decir, de reducir simultáneamente las emisiones de NOx y hollín [14][15][16]. Para ello, intentan desacoplar el proceso de inyección del de combustión realizando estrategias para generar procesos de combustión bajo dosados pobres y reduciendo por otro lado las temperaturas locales de los mismos utilizando otras estrategias como el uso de EGR. Así nacen en primer lugar los procesos de combustión LTC homogéneas, y más recientemente LTC parcialmente premezcladas en motores de encendido por compresión en contraposición a las combustiones por difusión convencionales.

Debido al gran número de investigaciones, pasadas y actuales, no son pocos los nuevos modos de combustión existentes y que han sido desarrollados a raíz de estas estrategias. Aunque en la mayoría de casos, las diferencias entre los mismos son ligeras, cada uno aporta algo de luz en algún aspecto o características del proceso de combustión. Dentro de estas dos últimas décadas, varios nombres han sido asignados a los diferentes nuevos modos de combustión desarrollados, entre ellos: ATAC (*Active Thermo Atmospheric Combustion*), TS (*Toyota Soken*), ARC (*Active Radical Combustion*), CIHC (*Compression Ignited Homogeneous Charge*), HCCI

(Homogeneous Charge Compression Ignition), CAI (Controlled Auto Ignition), UNIBUS (Uniform Bulky Combustion System), PREDIC (Premixed lean Diesel Combustion), PCI (Premixed Compression Ignition), MK (Modulated Kinetics), PPCI (Partially Premixed Compression Ignition), PCCI (Premixed Charge Compression Ignition), OKP (Optimized Kinetic Process), RCCI (Reactivity Controlled Compression Ignition) y PPC (Partially Premixed Combustion), todos estos forman parte de la gran cantidad de trabajos relacionados con los nuevos modos de combustión [16][17][18][19][20][20][21][22].

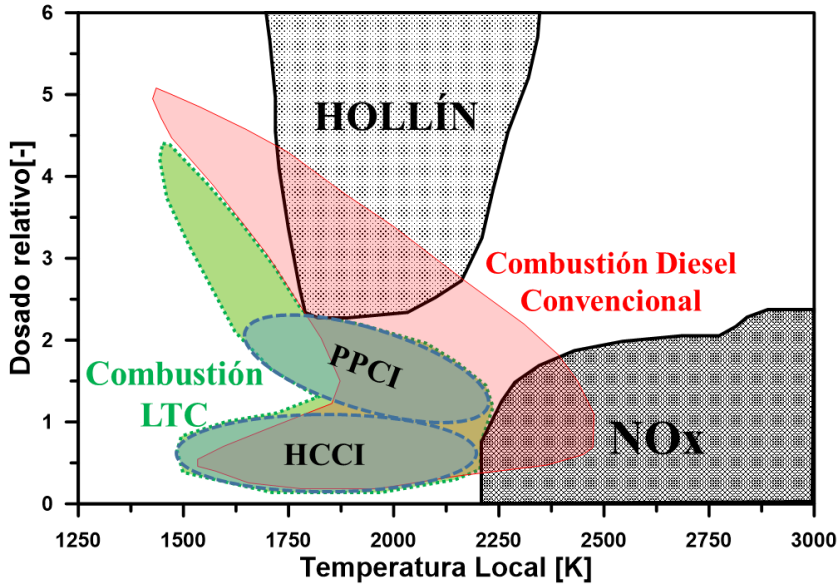


Figura 2.2: Zonas de operación de la combustión convencional y LTC (HCCI y PPCI), penínsulas de hollín y de NOx en un mapa de temperatura frente a dosado. Adaptado de Kokjohn [16][25].

La mayoría de estas estrategias se pueden agrupar bajo dos grandes categorías, la de procesos de combustión de baja temperatura completamente homogénea (HCCI), y los de carga parcialmente premezclada (PPCI). Dentro de estas últimas existen varias distinciones según el mayor o menor grado de premezcla. En ambos casos el resultado implica una reducción de NOx debido a la reducción de la temperatura, la reducción de formación de NOx por mecanismo térmicos y a la alta energía de activación de reacciones de formación de NO [23]. Además, debido al incremento en los tiempos de retraso al encendido, existe un tiempo mayor para el proceso de mezcla antes del inicio de la combustión, con lo que las regiones de dosados ricos se reducen y se inhibe la formación de hollín [24].

En la Figura 2.2 se presenta en un mapa de temperatura local frente a dosado relativo local, donde se han representado las penínsulas de hollín y NO_x definidas por Kamimoto [13]. En este mismo mapa se muestran las zonas de combustión convencional Diesel y las LTC en donde se comprenden las HCCI y las PPCI que agrupan prácticamente todos los modelos investigados hasta la actualidad.

Durante estos años, muchos investigadores han demostrado que la combustión completamente homogénea y de encendido por compresión (HCCI) y la combustión parcialmente premezclada y de encendido por compresión (PPCI) con diferentes estudios, tanto experimentales como teóricos, son conceptos y estrategias prometedoras para la reducción simultánea de NO_x y hollín [7][15]. Además de dicha reducción significativa de NO_x y hollín, la operación en modos LTC puede proporcionar ventajas, de manera general, en lo que respecta a la eficiencia del proceso debido a la reducción de la duración de la combustión y las menores pérdidas por transferencia de calor.

Con estos primeros conceptos básicos en mente, parece necesario antes de emprender una investigación fundamentalmente relacionada con los nuevos modos de combustión y su control, dar una visión de conjunto del estado del arte más actual en las estrategias de nuevos modos de combustión, que permitan al lector comprender de una forma clara, que problemáticas subyacen aún y como a raíz de estas, se plantean los objetivos que se pretenden abordar en esta tesis.

2.3 Características y fundamentos de los modos de combustión LTC homogéneos

2.3.1 Principio de operación de las combustiones LTC homogéneas

El principio básico de las estrategias de combustiones homogéneas es la de combinar las ventajas de dos modos de combustión fundamentales, los del ciclo Otto y el ciclo Diesel, e intentar evitar y paliar las principales desventajas de la combustión por difusión Diesel convencional combinando algunos de los principios que caracterizan ambas.

Como es conocido, una combustión convencional SI⁵ emplea carga homogénea con una mezcla de aire-combustible realizada en el colector de admisión. La carga del motor se controla mediante una válvula de mariposa que permite pasar más o menos cantidad de mezcla que finalmente es encendida por una bujía. Las emisiones de hollín son extremadamente bajas, no obstante tiene una baja eficiencia debida a las pérdidas por bombeo y bajas relaciones de compresión, además de estar limitadas por el *knocking*.

En contraste, un motor tradicional Diesel de inyección directa emplea una mezcla de aire-combustible heterogénea para realizar el proceso de combustión. El proceso está claramente controlado por el proceso mezcla. El combustible se inyecta de forma directa en la cámara de combustión cerca del punto muerto superior y es entonces, después de un cierto tiempo de retraso, que este se autoenciende y se inicia un proceso de combustión por difusión en la cámara, ya que en algunos instantes coexisten combustión e inyección [11][24]. Debido a la no existencia de la válvula de mariposa las pérdidas por bombeo son menores. La relación de compresión utilizada es alta en este tipo de motores lo que genera una mayor eficiencia. Por otro lado las principales desventajas de este son los altos niveles de NO_x y hollín y la relación existente entre ellos.

En contraposición, la combustión HCCI se consigue de forma general mediante el control de la temperatura, presión y la composición de la mezcla aire-combustible generados en la cámara [25]. Normalmente implica el uso de EGR y de la generación de una mezcla homogénea en el interior de la cámara de combustión como la definida en los SI. Una vez introducida la mezcla en el cilindro, se sigue

⁵ SI: Spark Ignited, encendido por chispa. (MEC) Motor de encendido provocado convencional.

umentando la presión y temperatura de la mezcla por el movimiento ascendente del pistón, llevando a esta a unas condiciones que hacen que reaccione con el oxígeno presente en la cámara de combustión. En una combustión HCCI pura, la reacción de liberación de calor se distribuye uniformemente a lo largo de la cámara de combustión sin propagación de llama y sin importantes variaciones locales (zonas de alta temperatura o zonas ricas de combustible). Por lo tanto, una mezcla uniforme (sin dosados ricos) y a de baja temperatura limita la producción de NO_x, y de hollín.

En este modo de combustión, la temperatura de la mezcla es el parámetro fundamental, y juega un papel muy importante en la determinación de las características de la combustión por varias razones. En primer lugar, la reacción química de alta temperatura o autoencendido sólo se produce si la temperatura de la mezcla excede un umbral de autoencendido. En segundo lugar, en el proceso de combustión debe exceder de 1.500 K a fin de garantizar la completa oxidación de CO a CO₂, pero debe mantenerse inferior a la temperatura crítica mínima de la formación de NO_x que aproximadamente se encuentra entre 2000 y 2200 K.

Así pues la Tabla 2.1 presenta una breve comparación de las características básicas SI y DICI (Diesel de inyección directa) y de la combustión HCCI.

La combustión HCCI emplea una relación de compresión más alta que la de los motores gasolina convencionales (normalmente implementadas en motores Diesel con relaciones de compresión entre 14:1-18:1). Las características en cuanto a la menor duración de la combustión y una tasa de liberación de calor rápida hacen que se aproximen al concepto de combustión a volumen constante, que además de la mejora de eficiencia que representa logra una mayor eficiencia térmica debido a una temperatura de combustión más baja y a una menor pérdida por radiación.

Así pues, no existe en estas combustiones ningún tipo de frente de llama o de áreas locales donde existan temperaturas excesivamente altas o mezclas ricas y, por lo tanto, no hay producción de hollín. Dadas las condiciones de baja temperatura y de la distribución uniforme de la misma, las emisiones de NO_x también se restringen a niveles bajos. La tercera ventaja del proceso de combustión HCCI es la flexibilidad del combustible a utilizar. Esta característica podría aliviar la dependencia exclusiva del uso de uno u otro de los combustibles derivados del petróleo correspondientes a cada tipología de motor permitiendo el uso de diferentes combustibles alternativos o de mezclas de los mismos, este potencial es uno de los que actualmente están siendo más investigados.

Características	SI Motor Gasolina	DICI Motor Diesel	HCCI
Dosado	~ 1	~ 0.45-0.85	< 1
Preparación de la mezcla	PFI-GDI	DI	PFI
Inicio de la combustión	Bujía	Autoencendido localizado	Autoencendido
Forma combustión	Premezcla con frente de llama	Difusión	Autoencendido generalizado
Proceso limitante combustión	Propagación frente de llama/ <i>Knocking</i>	Formación de mezcla	Apagado por enfriamiento /<i>Knocking</i>
Frente de llama	Existente	Existente en <i>spray</i>	No existe
Temperatura de la combustión	Alta Temperatura	Alta Temperatura	Media- baja Temperatura

Tabla 2.1: Características de los modos de combustión convencionales gasolina, Diesel y HCCI.

En la Figura 2.3 se presenta un proceso de combustión HCCI clásico, con este se pretende determinar los principales características e hitos que definen este tipo de combustión. En la figura se muestran la presión en cilindro, la curva de tasa de liberación de calor aparente $ARoHR^6$ y la temperatura, todos ellos en función del ángulo de giro del cigüeñal para un evento de combustión HCCI donde la inyección se ha realizado en el colector de admisión en un motor de encendido por compresión, como se explica en el estudio de Kong et al. [26] sobre este mismo modo de combustión.

Dicha combustión HCCI presenta claramente la liberación de calor en dos etapas características de este modo de combustión, incluyendo una liberación de calor de baja temperatura (también conocida como de baja temperatura de reacción, de llama fría o de combustión de primera etapa) y una liberación de calor de alta temperatura (también conocida como reacción de alta temperatura, llama caliente, o de combustión de la segunda etapa) muy energética donde se libera gran parte de la energía que hay en el cilindro [27]. Este proceso HCCI está adaptado de un trabajo

⁶ $ARoHR$: *Apparent rate of heat release*. Tasa de liberación de calor aparente, calculada a partir de la señal de presión instantánea pero sin tener en cuenta los efectos de transmisión de calor.

previo de Lu [28] realizado en un motor de encendido por compresión con una relación de compresión 18.5:1 y combustibles monocomponentes.

La caracterización de los parámetros básicos de la reacción a baja temperatura se definen como: la aparición inicial de la temperatura de baja reacción (21 CAD aPMS⁷), la temperatura inicial (890 K) correspondiente, la tasa liberación de calor máxima que en este caso se produce aproximadamente de 35 J/CAD durante la fase de reacción de baja temperatura y su correspondiente ángulo (18.6 CAD aPMS). Es interesante conocer la liberación de calor acumulado durante la misma así como el ángulo del cigüeñal en la cual termina (14 CAD aPMS).

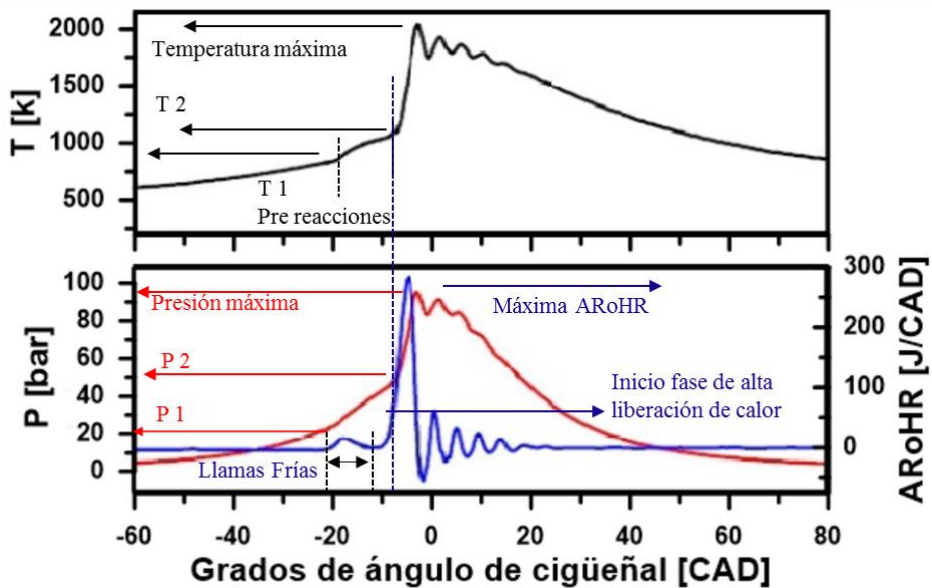


Figura 2.3: Proceso de combustión clásico HCCI Diesel con inyección en puerto. Adaptado del estudio de Yao et al. [27] y Lu [28].

Una vez finalizada esta primera fase, se genera una ligera bajada de la reactividad hasta que aparece el cambio de pendiente abrupto que es característico de la segunda fase. Los parámetros de caracterización de la combustión de alta temperatura incluyen: la aparición de las reacciones de alta temperatura (9.5 CAD aPMS), la temperatura inicial correspondiente a esta fase, en este caso se tiene una

⁷aPMS: referente a instantes antes del punto muerto superior.

temperatura media de 1070 K en el inicio de la misma, la tasa de liberación de calor máximo (290 J/CAD) y su correspondiente ángulo de giro de cigüeñal (7 CAD aPMS). La duración de la fase y el tiempo de inducción entre ambas son también parámetros relevantes.

Además, los parámetros tales como la presión máxima en el cilindro (de 95 bar en el caso presentado), temperatura máxima de combustión (2140 K) y gradiente de presión máximo, que en este estudio se aproxima a los 18 bar/CAD, son parámetros que caracterizan las mismas.

La fenomenología del proceso es la que sigue. Una vez inyectado el combustible en el colector de admisión, la mezcla entra dentro del cilindro donde empieza a comprimirse. El aumento de presión y temperatura, producidas por el avance del giro del motor hacia PMS, llevan a la mezcla unas condiciones termodinámicas, donde se generan las reacciones de baja temperatura, también conocidas como llamas frías.

Una vez finalizado este proceso, y después de una ligera reducción de la reactividad, pero no así de la temperatura y de la presión las reacciones en la cámara de combustión se generan a una velocidad muy alta, dando lugar a la liberación de calor de la fase de alta temperatura. Como se observa en la Figura 2.3, es un proceso de corta duración que libera una gran cantidad de energía en corto tiempo. Es característico de estos procesos las ligeras ondas de atenuación que aparecen una vez finalizado dicho proceso debido a los grandes gradientes presión producidos en la cámara que suelen generar ligeras distorsiones en la señal recogida por el sensor de presión, y que se magnifican en la tasa de liberación de calor.

Como se puede observar, el control fundamental del inicio y la tasa de liberación de calor de la combustión no es derivado de un control directo sobre este, sino que está determinado por las condiciones termodinámicas en las cuales se promueve el mismo y la reactividad de la mezcla en la cámara de combustión, es decir por la cinética química de oxidación del combustible de dicho proceso.

Es obvio que la reacción de baja temperatura tiene un efecto significativo e influencia sobre la reacción de alta temperatura. Hay muchos factores que directamente pueden determinar las características de las reacciones de baja temperatura y las de alta temperatura, incluyendo la velocidad de reacción primaria, los productos intermedios y las concentraciones de los mismos, los radicales activos y su formación, y la terminación de estos ampliamente explicados por Hernández [29]. Desde el punto de vista de la cinética química, muchos combustibles

(hidrocarburos) presentan reacciones de dos etapas y fenómenos NTC⁸, pero las características de combustión HCCI muestran unos procesos característicos con respecto a estas con distintos combustibles. Además debido al largo tiempo de mezcla y de homogenización, es característico que a una temperatura determinada, se produzca este efecto que a la postre propicia un aumento de la temperatura en la cámara de combustión acelerando el proceso de inicio de la segunda fase.

En lo que refiere al ruido de combustión este está directamente relacionado con los gradientes de presión que se producen en la cámara de combustión. Como es conocido en los motores Diesel convencionales, el ruido está asociado al repentino incremento de presión derivado del proceso de autoencendido de la fase de premezcla previo a la difusión [30]. Las características de esta fase de premezcla y la graduación de esta liberación de presión es la que durante los últimos años se ha reducido mediante el uso de las inyecciones piloto en este tipo de motores.

La combustión HCCI depende, como se ha visto, fundamentalmente de un proceso en combustión premezclada, donde según sea el grado de carga y la estrategia conjunta el proceso se caracterizara por un cambio de presión abrupto como el presentado en la Figura 2.3. Debido a que este proceso es prácticamente ineludible, las combustiones HCCI están caracterizadas por tener altos niveles de ruido de forma general.

En este punto, es importante hacer referencia a la diferencia existente entre los procesos de combustión homogéneos HCCI convencionales y los procesos con *knocking*, ya que existe alguna confusión de manera bastante habitual.

El *knocking* se define en la literatura como un proceso de combustión no deseado que se origina espontánea y esporádicamente produciendo repentinos y muy agudos cambios de presión, asociados además con movimiento vibratorio de las partes móviles y con un sonido característico, el cual le da el nombre al proceso, y que puede dañar el motor [31]. Ya sea por un punto caliente esporádico o por el propio frente de llama de alta temperatura, este proceso se genera por el encendido espontáneo de parte de la mezcla sin quemar que se tiene en la cámara, generando discontinuidades en la presión debido a que coexisten procesos diferentes dentro de la cámara de combustión.

Por otro lado la combustión, HCCI está basada, como se acaba de mostrar, en un proceso de combustión por autoencendido prácticamente simultáneo en toda la cámara de combustión. Debido a este proceso prácticamente simultáneo, en bajas

⁸ NTC: *Negative temperature coefficient*.

medias cargas, hay poca o muy pocas diferencias de presión entre distintas zonas de la cámara de combustión y no existen por lo tanto ondas de choque que se propaguen en la misma, y por lo tanto no hay un proceso de *knocking* como tal. No obstante, a altas cargas uno de los mayores problemas y límites del modo de combustión HCCI sí es el propio *knocking*, de acuerdo con Sheppard [32] el *knocking* ocurre en los procesos HCCI debido a un gradiente de presión demasiado grande asociado con la combustión de alta temperatura. Las zonas de inicio de autoencendido principal son tan grandes, con mezclas tan cercanas al dosado estequiométrico (alta carga) y queman en tan poco tiempo que conducen a un gradiente de alta presión tales que la mezcla aire-combustible que no haya quemado en esos instantes detona por la presión y temperatura ejercida por esta sobre esas otras zonas.

2.3.2 Principales problemas y retos que plantean las combustiones LTC homogéneas

Hasta el momento los conceptos de combustión HCCI se han incorporado en muy pocos motores Diesel de producción. No obstante, en el ámbito de la investigación de forma general si han sido implementados. Estos han permitido no sólo una mejor comprensión de los procesos físicos y químicos que participan en este modo de combustión, sino también por el descubrimiento de soluciones técnicas para las aplicaciones prácticas de este nuevo modo de combustión.

Así pues los principales obstáculos que dificultan la llegada de los modos de combustión homogéneos y que han impedido que dichos modos se apliquen comercialmente en vehículos son los que siguen a continuación.

Como se ha comentado, el control del proceso de combustión HCCI es fundamentalmente más difícil que el del proceso de combustión convencional el cual se pueda realizar ya sea mediante el uso de un mecanismo de control directo, como una bujía en los motores SI o un sistema de inyección directa que permita decidir el tiempo de encendido como en el caso de los motores Diesel de inyección directa (DICI) [29].

Así pues, el control del inicio de la combustión en bajas y medias cargas es especialmente uno de los principales problemas y retos a resolver. Es ampliamente reconocido por la comunidad científica que la combustión HCCI está controlada por la cinética química [33]. Por lo tanto, controlada por las características y propiedades fisicoquímicas del combustible, así como las condiciones termodinámicas y de la mezcla aire-combustible en el cilindro. Se ha demostrado que los procesos son muy sensibles a factores como el número de octano del combustible y la composición del combustible, la temperatura de admisión, el dosado, la composición de la mezcla o

la tasa de EGR [34]. Así pues, una de las principales tareas para la implementación del HCCI es asegurar el control sobre el proceso de ignición y su *phasing*.

Otra problemática, es la del control del proceso de combustión en todo el rango de motor, especialmente en medias y altas cargas. Ha sido demostrado por diferentes autores las posibilidades de operar, es decir realizar liberaciones de la energía, de forma regular en modo de combustión HCCI en bajas cargas e incluso en medias.[35] Las mayores dificultades han sido encontradas con el uso de cargas elevadas. La combustión puede llegar a ser muy rápida e intensa, causando niveles de *knocking* inaceptables, con alto potencial de propiciar daños en el motor, y niveles inaceptables de emisiones de NOx debido a las altas temperaturas. Además, la alta reactividad del combustible puede producir que el autoencendido del mismo se produzca bastante tiempo antes del punto muerto superior con la pérdida en eficiencia que eso produce. En este aspecto, parece necesario seguir trabajando para desarrollar métodos que reduzcan la tasa de liberación de calor en condiciones de funcionamiento de alta carga [36] y la de evitar los altos gradientes de presión lejanos al PMS y procesos de *knocking* para reducir los posibles daños en el motor [32][37].

La capacidad de arranque en frío es otro de los problemas de este modo de combustión [27]. El encendido es muy sensible a la temperatura de admisión, y las menores variaciones en esta alteran la combustión significativamente. Además, la temperatura inicial que es necesaria para lograr el autoencendido varía con las propiedades del combustible y las condiciones de operación. En el arranque en frío y el funcionamiento en condiciones de ralentí, se reducirá la temperatura del gas comprimido porque la carga no recibe ningún precalentamiento del colector de admisión ni de la cámara, que se enfría rápidamente por el calor transferido a las frías paredes de la misma. Sin una compensación de estas temperaturas, en los transitorios y bajas cargas podrían producirse diferentes problemas en el motor, entre ellos apagados del proceso de combustión.

Otra problemática se encuentra en la respuesta en transitorios. Los modos HCCI carecen de un sistema de control en tiempo real, de respuesta rápida para superar el reto del mantenimiento y de la sincronización del encendido adecuado durante las variaciones rápidas en la velocidad del motor y la carga del mismo. Para ello parte del trabajo adicional que es necesario en lo que respecta al desarrollo de esta combustión son nuevas teorías de control avanzado de combustión y metodología para la retroalimentación y regulación de control de los sistemas combustible y aire. Esto se debe producir mediante el uso de la próxima generación de *software* y *hardware* especializado para combustión HCCI que permitan optimizar la combustión en rangos de carga y velocidad más amplios [36][38]. Además, asociado a esta problemática aparece el derivado del uso de EGR externo. La fase de transición es generalmente inestable a causa de un retraso tiempos en las

entregas de EGR al cilindro. Para resolver este problema, son necesarios sistemas de control más sofisticados, tales como sistemas de retroalimentación de control mediante señales de presión del cilindro y un sensor lambda de para la medida de las concentraciones en cámara de combustión con los cuales se está trabajando actualmente.

Respectos a los problemas de dispersión de comportamiento entre cilindros, los estudios teóricos y experimentos fundamentales que se han llevado a cabo hasta el momento, han sido principalmente en motores monocilíndricos de investigación. Sin embargo, cuando se aplicó el modo de combustión HCCI a motores multicilíndricos, las fracciones de gas residual en cada uno de ellos, la temperatura de admisión, masa y composición de la mezcla aire-combustible se observó que diferían en cierta medida debido a la estructura y la longitud de los colectores entre otras [21]. Estas diferencias pueden hacer que el tiempo de encendido y la tasa de liberación de calor puedan variar en gran medida. Como resultado, los problemas en el encendido pueden ser observados en algunos cilindros, mientras que en otros se está produciendo otros efectos como el *knocking*. Por lo tanto, es necesaria la investigación y el desarrollo de sistemas de admisión y escape para los diseños de nuevos motores multicilíndricos con funcionamiento en modo HCCI para superar el reto de mantener estricta uniformidad de la entrada y los flujos de gases de escape en cada uno de los cilindros así como sistemas de control que mejoren el control y la estabilidad ciclo a ciclo.

Otro problema que debe ser abordado es el que se deriva directamente del desarrollo del propio modo de combustión y que está asociado al ruido del mismo. Cuando se compara con el comportamiento de los Diesel convencionales o motores SI, debido a que el proceso ocurre prácticamente de manera simultánea en toda la cámara de combustión, la velocidad de combustión en los procesos HCCI es alta, y esto se traduce en un gradiente de presión grande que desemboca en el ruido de alta frecuencia intenso característico de estos procesos. Estos niveles son especialmente altos en dosados cercanos al estequiométrico o ricos, es decir de altas cargas. Es necesario profundizar en el estudio de mejorar y suavizar la entrega de energía a altas cargas o combinar estos con otros modos de combustión que funcionen de manera correcta en las mismas.

En lo referente a la preparación de la mezcla en los procesos HCCI. Los principales problemas son derivados de la baja volatilidad de los combustibles como el Diesel [40]. Los principales objetivos aquí son evitar choque del combustible en la pared y el pistón, para promover en la medida de lo posible la evaporación de combustible y la mezcla con el aire [41]. Y así limitar las emisiones de hollín e hidrocarburos. La evolución hacia el uso de combustibles de bajo índice de cetano y alta volatilidad está cada vez más ligado en la investigación de este tipo de procesos

como comentan Saxena et al. recientemente en [42], y como posteriormente se mostrará en este mismo trabajo.

Por otro lado, en lo que respecta a los problemas derivados de las emisiones contaminantes. Los procesos de combustión HCCI tiene como problema intrínseco al mismo la producción de niveles no despreciables de HC y CO por los procesos de combustión incompleta [35][43]. La combustión general HCCI produce inherentemente bajas emisiones de NOx y PM con cargas más bajas del motor pero relativamente altas emisiones de HC y CO en bajas y medias cargas, así como niveles no despreciables de emisiones de NOx bajo cargas grandes debido a los repuntes de altas temperaturas que se alcanzan con dosados cercanos al estequiométrico. Por lo tanto, es necesario desarrollar nuevas estrategias de mejora de los procesos para superar el reto del exceso de emisiones de HC y CO, en particular en bajas cargas, y seguir trabajando en nuevas estrategias de mejora de las emisiones en el escape[27][43].

Por último, cabe destacar la necesidad de obtener modelos de combustión potentes para el estudio computacional de las combustiones homogéneas. Actualmente, en la mayoría de investigaciones, es común el uso del CFD como herramienta complementaria para los estudios experimentales en nuevos modos de combustión [44][45]. Para poder predecir con precisión las características y de las emisiones específicas y los niveles en el proceso de combustión HCCI, es necesario desarrollar nuevos modelos de combustión CFD multidimensional que junto con la cinética química detallada permita superar el desafío de un rápido y costoso diseño de motor HCCI evaluando diferentes geometrías y diseños de sistemas de combustión [46]. Disponer de un mecanismo químico exacto y preciso del modelo de combustión es imprescindible a día de hoy para seguir evaluando dicho modo de combustión y es uno de los retos que se plantean para futuras investigaciones según la bibliografía revisada [27][47][48].

2.3.3 Evolución en las estrategias de control de las combustiones HCCI

Visto en la sección anterior como una de las principales problemáticas derivadas del modo combustión HCCI son las relacionadas con el control del mismo, un gran número de investigaciones durante los últimos años han tratado de mejorar dicho aspecto.

El inicio del proceso de combustión HCCI depende fundamentalmente de las condiciones termodinámicas que se generan en la cámara de combustión y la temperatura de la mezcla, la cual llegada a unas condiciones, provocarán el

autoencendido de la misma. Así pues, parte de las principales estrategias están basadas en la necesidad del control sobre la generación de dichas condiciones.

En la bibliografía aparecen diferentes nombres y estrategias para el control de los procesos HCCI pero básicamente estos se pueden dividir en dos grandes grupos: aquellos que se basan en el perfeccionamiento del control mediante la mejora de la mezcla aire-combustible y otros que se basan en el control mediante la extensión del tiempo de retraso al autoencendido con la modificación de la reactividad del aire.

Una de las dificultades inherentes iniciales para el control de las combustiones HCCI son las derivadas de la difícil preparación de una mezcla completamente homogénea debido a la baja volatilidad y alta viscosidad que dificultan el proceso de mezcla aire-combustible. Además, la baja resistencia al autoencendido del combustible, reduce el tiempo extra de mezcla entre el final de introducción del combustible en la cámara y el inicio del autoencendido, con lo que aún se dificulta más el proceso de mezcla debido al corto tiempo hasta que se produce el autoencendido.

En lo referente a estrategias para mejorar el proceso de mezcla una de las primeras que se encuentran en la bibliografía son las basadas en la utilización de sistemas de inyección directa y de alta presión de inyección combinadas con el uso de toberas con pequeños diámetros de orificios.

El aumento de la presión de inyección aumenta en gran medida la energía de inyección del combustible. Por lo tanto, se mejora la atomización, lo que conduce a una mejora en la velocidad de mezcla de aire-combustible, mientras que la reducción del tamaño de los orificios de la tobera aumenta la velocidad relativa entre el combustible inyectado en el cilindro y el aire circundante. Esto puede mejorar la disgregación de las gotas y acelerar la evaporación de las mismas como comenta Payri et al. [49].

Estas estrategias introducen la modificación entre un proceso que se realiza en el colector de admisión y uno que se realiza con inyección directa dentro del cilindro, eso sí en instante muy cercanos al punto muerto inferior. Los efectos de la alta presión de inyección y el menor tamaño de los orificios de las toberas de inyección han sido investigado por Kiplimo et al. [50] entre otros, y han dado lugar a procesos de combustión específicos derivados de dichos estudios como el *Early Direct injection* HCCI y PREDIC [51], aunque posiblemente el más extendido sean los PCCI (Premixed Charge Compression Ignition) que cuentan también con inyección directa en cámara. Estos como posteriormente se va a mostrar, se enmarcan dentro de un tipo de estrategia según en el rango del ciclo motor donde se produzca el inicio de la inyección.

Debido principalmente a los problemas de impacto en pared derivados de los mismos aparecen los procesos NADI (*Narrow Angle Direct Injection*) [52] donde además de las mejoras propuestas por los anteriores de inyección directa para la formación de la mezcla, se propone el uso de tobera con ángulos entre orificios de inyector (sobre 60° - 90°) muy cerrados para aprovechar el tamaño de la cámara de combustión en las inyecciones cercanas al PMI, con el objetivo de evitar el impacto en las paredes del cilindro y el pistón.

Por otro lado, otro de los puntos para la mejora del control basados en la proceso de mezcla es la investigación en el uso de la sobrealimentación. Este conduce a un aumento de la densidad en el cilindro lo que promueve una mejor atomización del combustible que se inyecta y con ello un mejor proceso de mezcla [53]. El aporte de una variable más de control implica un grado más sobre el control de la combustión. Especialmente esta estrategia es más beneficiosa aun si cabe, en aquellas que incluyen bajas concentraciones de oxígeno (alta tasas de EGR) que conducen a una grave falta de oxígeno en la combustión, y por lo tanto, es necesario una mayor cantidad de aire fresco para realizar el proceso de combustión. En este caso puede beneficiar el proceso de mezcla a la vez que lo hace también el posterior proceso de combustión.

Combinados con estos estudios también se proponen por algunos autores el control sobre la temperatura de admisión para facilitar el proceso de mezcla y de manera conjunta el instante de inicio de la combustión. Los problemas derivados con los transitorios de temperaturas y las implicaciones que tienen en autoencendido hacen que no sean de las opciones mayoritariamente utilizadas, a no ser que estas aparezcan combinadas con otras.

Otra estrategia es la relacionada con los diseños de cámaras de combustión con geometrías específicas que obtengan beneficio de la energía del choque del *spray* en la misma. Estos diseños están basados en el diseño de cámaras que generen lazos de movimiento del aire secundarios que mejoren el proceso de mezcla interno generando siempre zonas de dosados por debajo de los límites de formación de hollín. Estudios como los que presenta Su en [54] muestran las principales ventajas de los mismos en estudios realizados mediante CFD para observar el comportamiento de cada uno de las cámaras propuestas. La generación de vórtices internos mejora sensiblemente el grado de homogeneidad de la mezcla.

Las estrategias de inyección múltiple basadas en inyecciones tempranas combinadas con las estrategias de modificación de la reactividad del aire, han sido quizás uno de los métodos más comúnmente investigados en la obtención de mejoras en el control de las combustiones HCCI y para la mejora del proceso de mezcla [55]. Esta estrategia se basa en influir en el control promoviendo el proceso de

evaporación dividiendo este en distintos instantes. Así se consigue modificar la temperaturas de mezcla y por lo tanto el momento de inicio de la combustión. Sin embargo, debido a los problemas por el impacto del *spray* en el pistón y en la pared este puede provocar de manera general inaceptables cantidades de combustible no quemado y la mezcla del combustible con el aceite de lubricación. Al igual que otras tiene mucho más potencial combinada con otras estrategias como posteriormente se verá.

Por otro lado, como se ha comentado el otro gran grupo de estrategias presentes en la bibliografía son las basadas en el control sobre el tiempo de retraso. En primer lugar están las estrategias fundadas en el uso y control sobre el EGR, que de forma habitual ya está implementado en los procesos LTC. Estas están basadas en la dilución con el aire fresco de los gases de escape que disminuyen la reactividad en la cámara de combustión. Por lo tanto, mediante el control de la cantidad de gases de escape que se recirculan se reduce tanto la reactividad del aire como las temperaturas de los procesos de combustión. Dicho retraso en el encendido se acentúa, con el incremento de EGR, generado un tiempo extra de mezcla que promueve una combustión a la postre más homogénea y más retrasada (generalmente más cercana al PMS) que la que es inherente al proceso sin EGR. Además, las temperaturas de llama durante el proceso de combustión son menores y también la cantidad de oxígeno disponible lo que es beneficioso en la reducción de las emisiones de NOx. El control sobre las condiciones de reactividad son las que permiten cierto control sobre el modo de combustión. Siendo este ya un sistema normalmente implementado para conseguir combustiones LTC, se convierte en una de las técnicas más importantes que se utilizan para controlar, en la medida de lo permitido por la técnica, la combustión HCCI y que son ampliamente utilizadas en otras estrategias de forma conjunta.

Otras estrategias son las derivadas del uso de tecnología como la reducción de la relación de compresión y del uso de distribución variable [56]. Ambas afectan a la modificación de las condiciones termodinámicas (presión, temperatura y densidad en cilindro) que al final ofrece un control sobre el proceso de autoencendido condicionado por dichas variables. Como se ha comentado, el inicio de la combustión HCCI está relacionado con las presiones y temperaturas de la cámara de combustión y la historia de las mismas desde la inyección de combustible, que implican en cierta medida las condiciones de la mezcla. Un control sobre la temperatura y presión dentro de la cámara de combustión permite controlar parcialmente el tiempo de mezcla y el momento de inicio de la combustión. Basados en esta estrategias, Reitz et al. [57] exploraron las limitaciones de este método a priori eficaz combinando reducción de relaciones de compresión con tecnología de distribución de válvulas variable y el potencial para controlar los procesos HCCI en un motor Diesel de gran potencia. En los estudios se observan buenos resultados en

el control del inicio de forma estacionaria. Por otro lado se muestra la problemática en el control sobre el *phasing* de la combustión una vez iniciado el mismo y el problema en los transitorios y cambios de carga y/o régimen de giro en lo que respecta al control del inicio.

Otro medio práctico para obtener suficiente temperatura para controlar el inicio y funcionamiento de un proceso HCCI es a través del uso de EGR interno. Hay dos estrategias básicas de este EGR con distribución variable, uno es de reabsorción de los gases de escape y el otro es de recompresión de los mismos con el conocido NVO (*negative valve overlap*). Estas estrategias de dilución no tienen diferencias significativas en el perfil de presión del cilindro ni en las características básicas de procesos de combustión. Desde un punto de vista práctico, sin embargo, la recompresión de los gases de escape mediante NVO es una estrategia que parece ser más fácil de implementar y se ha convertido en ampliamente utilizada en la literatura [33] como estrategia para el control del inicio de la combustión de procesos HCCI. Las principales problemáticas derivan del control sobre las cantidades necesarias de EGR interno y de los problemas en el descenso en eficiencia del proceso y en las problemáticas, como en todos los casos comentados hasta el momento, del control preciso del instante de inicio.

Una vez llegado a este punto, se puede observar como de forma general, los procesos de control que hasta este momento han sido propuestos, aunque implican mejoras, son aun deficientes en el control preciso e instante a instante de la combustión. Por lo general, controlan parcialmente el inicio o las condiciones termodinámicas que promueven el mismo, pero no se tiene un control sobre el instante de inicio del proceso en el ciclo, la posterior liberación de calor y el control ciclo a ciclo.

Actualmente y de manera general la comunidad científica ha abordado dichos problemas a partir de esta base de conocimientos adquiridos. Por un lado, ha extendido el uso de la modificación del grado de premezcla, pasando de ser combustiones completamente homogéneas HCCI como las desarrolladas hasta ahora, a promoverse procesos con diferente grado de premezcla. Por otro lado, también se han generado expectativas de mejoras en el control derivado del uso de diferentes combustibles. Debido a la proliferación de los mismos, el gran potencial y la implicación dentro de la investigación propuesta en la presente tesis, estos se abarcaran en diferentes secciones de este mismo capítulo.

2.3.4 Control del proceso mediante el uso de diferentes combustibles

Como acaba de ser justificado, el control del tiempo de encendido y la velocidad de combustión es más difícil de controlar en un sistema HCCI que en un motor Diesel convencional o un motor de encendido provocado. Además, el uso habitual de EGR como estrategia de control en combustiones HCCI tiene ciertas desventajas, como la reducción de la eficiencia térmica o la necesidad de utilizar niveles muy altos del mismo a altas cargas.

Para compensar este inconveniente, dichos modos de combustión deben ser combinados con otras estrategias de combustión Diesel convencional. Tales combustiones multi-estrategia, son sin embargo más complicadas aun de controlar y además es más difícil conseguir una suave transición entre unos modos y otros durante los transitorios de operación siendo este aun otro gran reto por resolver.

Estos problemas, que son inevitables siempre y cuando el EGR sea la llave principal para controlar los modos HCCI y la reactividad de la mezcla, implican la aparición de otros estudios e investigaciones. El objetivo principal de los mismos es suavizar la necesidad del uso de EGR como parámetro controlante del proceso de combustión mediante la modificación de la reactividad de la mezcla. Para ello se inician estudios del uso de combustibles de bajo índice de cetano o el uso de diferentes combustibles en un mismo proceso de combustión como parámetro de control del proceso de combustión [58][59].

Debido a la infraestructura existente en lo que respecta al combustible, la mayoría de investigaciones sobre HCCI que se han llevado a cabo han sido utilizando estrictamente Diesel como combustible para el desarrollo del modo de combustión. Recientemente ha habido un creciente interés en el uso de la gasolina en motores de encendido por compresión, especialmente en lo referente a procesos LTC homogéneos y parcialmente premezclados.

Ha habido dos tipos principales de estrategias con el uso de la gasolina como combustible para motores de encendido por compresión. La primera estrategia se basa en los procesos HCCI gasolina con una carga altamente premezclada realizada en el colector de admisión y la segunda basada en los procesos PPC (*Partially Premixed combustion*) [59] que se planteará en la sección de combustiones LTC parcialmente premezcladas.

Dentro de las propias estrategias HCCI gasolina también se encuentran dos estrategias diferenciadas. Así pues, la primera de ellas, se basan fundamentalmente en la inyección de la gasolina en el colector de admisión. Estas estrategias han sido ampliamente estudiadas y adaptadas a motores de encendido provocado. En estos

casos son conocidas como CAI (*Controlled Auto Ignition*) [51][60] y existen diferentes trabajos al respecto. Estas también se desarrollarán en una sección específica. La segunda de estas es la inyección de gasolina en motores de encendido por compresión para producir los procesos HCCI.

Debido a las propias características del combustible en cuanto a evaporación y autoencendido, estas mejoran intrínsecamente los procesos de mezcla además de extender para las mismas condiciones termodinámicas el tiempo hasta el inicio del autoencendido, debido principalmente a la menor reactividad del combustible. Este hecho promueve un grado adicional para el control del inicio de la combustión, ya que para isocondiciones termodinámicas el inicio de la misma se retrasa y acerca el centrado de la combustión al PMS. Aunque es una estrategia de interés, aún lo es más si se aplican los diferentes resultados presentados hasta ahora de control de forma conjunta.

Dentro de estos conceptos HCCI gasolina, se están promoviendo estrategias de inyección directa basados en el uso de los sistema de inyección directa Diesel de alta presión para la inyección de la gasolina. Es decir mediante un sistema que permite la inyección a alta presión mediante el cual se puede realizar un proceso de mezcla en un tiempo más reducido y beneficiarse al mismo tiempo de las propiedades de no autoencendido de la gasolina para mejorar la posición de la liberación de calor. En esta estrategia, es necesario el uso de una alta presión como sistemas de inyección *common-rail* Diesel. En esta técnica han sido pioneros los trabajo de Kalghatgi et al. [58][61][62]. Al igual que en el caso anterior la resistencia al autoencendido de la gasolina es aprovechada para extender el tiempo de extra de mezcla, mejorar el control sobre el inicio de la combustión con el fin de lograr reducciones simultáneas en NO_x y en las emisiones de hollín. Además en ambas estrategias es importante remarcar que se reduce fuertemente el uso de EGR ya que la reactividad de la mezcla, con el cambio de combustible, es suficiente para retrasar el autoencendido hasta los instantes requeridos.

Aunque las estrategias de encendido por compresión gasolina propuestas por Marriot et al. [63][64] y Kalghatgi et al. [58][62] son prometedoras, otros investigadores, por ejemplo, Liu et al. [65] han demostrado que las malas cualidades para el autoencendido de la gasolina pueden hacer que sea difícil lograr el control de la combustión a condiciones de baja carga y muy difíciles de controlar en cuanto a repetitividad ciclo a ciclo y en la liberación de la energía dentro del ciclo de motor ya que la dispersión entre los mismos es mucho más alta que con el uso de los combustibles de alta reactividad.

Como se ha descrito hasta el momento los procesos HCCI implican el uso de una baja temperatura y el uso de mezclas diluidas (homogéneas en dosados pobres)

para su implementación. Para ello es básico la modificación de la reactividad en la cámara de combustión. La recirculación de gases de escape es una técnica que puede ser útil para controlar en parte dichos procesos HCCI y la modificación de la reactividad mediante el cambio de combustible de menor reactividad puede ser otra actualmente con auge.

Así pues, puesto que los combustibles de bajo índice de cetano, como la gasolina, tienden a tener dificultad para lograr la ignición en condiciones de baja carga y los combustibles Diesel dificultad progresiva en condiciones de alta carga, durante los últimos años no son pocos los estudios que se han planteado con respecto al uso dual de combustible como una estrategia atractiva para obtener mejoras en los procesos HCCI.

Uno de los principales modos de combustión que en la actualidad está siendo evaluado por diferentes centros de investigación es el desarrollado por la Universidad de Wisconsin conocido como RCCI (*Reactivity Control Compression Ignition*) [16][66][67].

El concepto de esta estrategia está basado en el potencial derivado por un lado del uso de la gasolina en el proceso de combustión HCCI donde se promueve una combustión completamente homogénea inyectando en el colector de admisión y por otro lado el potencial de la inyección Diesel como combustible para el control del inicio del proceso de combustión.

El proceso en motor se inicia mediante la inyección de gasolina en el colector de admisión. Esta masa inyectada es la que ofrece la carga del motor. La mezcla aire-gasolina se comprime incrementándose la presión y la temperatura de esta en la cámara de combustión. Debido al alto índice de octano de la gasolina las condiciones termodinámicas no son suficientes para que se produzca el autoencendido hasta el instante, que mediante el uso de un sistema de inyección directa, se realiza una inyección Diesel. Las condiciones termodinámicas que hay en dicho instante en la cámara promueven el autoencendido del Diesel que deriva en el encendido de la mezcla homogénea de la gasolina. El proceso controlante es pues la inyección y posterior combustión del Diesel que promueve la combustión de la gasolina previamente inyectada en el colector de admisión. El potencial sobre el control se incrementa sustancialmente ya que en condiciones de no autoencendido de gasolina el control está basado en el proceso de inyección Diesel que marca el inicio de la misma.

Los resultados mostrados por Splitter en su reciente tesis doctoral [68] muestran el potencial de la estrategia ya que reduce las emisiones de NO_x y hollín así como el consumo de combustible. La estrategia RCCI se muestra como uno de

los conceptos que puede hacer frente a dos de los principales problemas que limitan la aplicación generalizada de las estrategias de combustión HCCI: control dinámico del inicio de la combustión y de control de liberación de calor (*phasing*). Además se ha observado que, en las condiciones de estudio, se puede ampliar el control mediante el ajuste de la relación de la cantidad de uno y otro combustible según la carga. En contraste con los mecanismos de control relacionados con los sistemas de renovación de la carga (por ejemplo, EGR), las relaciones relativas de los combustibles se pueden ajustar ciclo a ciclo. Así pues, la introducción de la estratificación de la reactividad del combustible puede mejorar el control de la tasa de liberación de calor.

Resolviendo algunas de las problemáticas de los modos de combustión HCCI, estos siguen sin resolverse alguna, y necesitan de más investigación. En baja carga siguen existiendo problemas con las emisiones de HC y CO. Aunque se reducen en ciertos grados de carga frente a las combustiones HCCI convencionales, siguen existiendo, sobre todo en baja carga, emisiones relacionadas con estas.

Otra problemática a baja carga es la relacionada con la masa mínima de Diesel a inyectar para promover el proceso de combustión. En estos casos debido a mezcla pobre en la cámara de combustión es necesario incrementar la masa inyectada para el inicio de la misma llegando en algunos casos a producir procesos de difusión que aunque cortos implican la emisión de ligeras cantidades de NOx y hollín.

En lo que refiere a la implementación tecnológica, habría que destacar que dicha estrategia implica la inclusión de dos sistemas de inyección al igual que el uso de dos combustibles lo que implicaría duplicar sistemas de almacenamiento de los mismos en los vehículos. Además una problemática adicional es el control sobre la cantidad de uno y otro combustible según el grado de carga, en funcionamiento estacionario podría estar resuelto, no así en los transitorios de funcionamiento donde es necesario nuevos sistemas de control. En conjunto encarecería el precio de los vehículos ostensiblemente.

Actualmente un gran número de investigadores han tratado de mejorar las estrategias de combustión en motores HCCI buscando mejoras en control y en las eficiencias mediante la implementación de mezclas de combustibles y el uso de combustibles como el etanol y metanol siendo utilizados como sustitutos parciales o totales de la gasolina como combustibles con potencial de aplicación en combustiones HCCI.

Para lograr procesos de combustión HCCI con alcoholes es necesario incrementar la temperatura inicial antes del final de la carrera de compresión debido al gran calor latente de evaporación y al mayor índice de octano de los mismos [69].

Para este propósito, se han aplicado la combinación de estrategias de distribución para poder variar la cantidad de gases residuales atrapados a través de cruce de válvulas negativas, y estrategias de precalentamiento de la carga en admisión, y relaciones de compresión más altas, para estudiar el potencial de estos como combustible para la combustión HCCI. Aunque las emisiones de NOx en los resultados obtenidos son bajos, el margen de grados de carga obtenidos es muy pequeño para el funcionamiento HCCI con aspiración natural. Podría lograrse un aumento sustancial en la carga superior límite sin ningún aumento sustancial en las emisiones de NOx [70].

Trabajos como los de Xie et al. [71] que comparan el comportamiento de la combustión de la gasolina HCCI, con diferentes mezclas E50 (50% de gasolina, etanol al 50%), E100 (100% de etanol), M50 (50% de gasolina, Metanol al 50%), y M100 (100% de metanol) muestran como la gasolina pura tiene tiempos de retraso a iso-condiciones termodinámicas menores que las mezclas de esta con alcoholes. Además los alcoholes tienen una mejor capacidad de adaptación a las mezclas pobres que hace que las mezclas de ambos permitan alcanzar un mayor rango de funcionamiento de los procesos HCCI. Aunque se justifica el potencial, en estos mismos trabajos se concluye que es necesario mucha más investigación al respecto.

2.4 Fenomenología de las combustiones LTC parcialmente premezcladas

Derivada de los procesos completamente homogéneos y la inyección directa aparece otra categoría de los nuevos modos de combustión. Esta estrategia es denominada de forma genérica de premezcla parcial y de encendido por compresión (PPCI).

Un paso fundamental en la evolución de los nuevos modos de combustión y en las investigaciones sobre el incremento del control de las combustiones homogéneas son el desarrollo de las estrategias de combustiones parcialmente premezcladas. Estos procesos utilizan de manera general la inyección directa en motor y tiempos de mezcla más moderados a los que presentan sus antecesores homogéneos.

La distinción fundamental entre procesos PPCI y HCCI es que, las distribuciones de dosado generadas para los procesos PPCI son más heterogéneas en el instante de encendido que en los procesos HCCI, donde son completamente homogéneos [72]. Estas incluyen de forma general no sólo zonas con mezclas pobres sino también mezclas, que en algunos casos pueden contener, dosados ligeramente

ricos. El principal beneficio con respecto a los procesos homogéneos es que se añade un factor de control más al proceso de combustión, que aun siendo controlado aun por las condiciones termodinámicas y la cinética química, se ve altamente condicionado por el instante de inyección. En lo referente a baja temperatura de combustión, generalmente se alcanza mediante el empleo de estrategias de EGR, reducción de temperaturas de admisión o relación de compresión, al igual que en las combustiones HCCI.

Es debido a la primera distinción que no son pocos los investigadores que no dudan en distribuir las diferentes variantes de modos de combustión parcialmente premezclados según el instante de inyección. El inicio de la combustión en estos casos está más estrechamente relacionado con dicho evento y no completamente desacoplado como en el caso de la combustión HCCI, aunque la cinética química y las condiciones termodinámicas siguen todavía jugando un papel fundamental en el instante de inicio.

En la combustión Diesel convencional por lo general el encendido se produce antes de que finalice el proceso de inyección y por tanto, coexisten los procesos de inyección y combustión dando como resultado el proceso de combustión por difusión. En estos casos, como describe García [11], sólo una parte del combustible inyectado se quema en premezcla antes de que se produzca el proceso de difusión.

En las estrategias LTC PPCI, el encendido se produce en todos los casos una vez ha finalizado el proceso de inyección. Así pues, el grado de premezcla dependerá fundamentalmente del “tiempo extra” que existe entre el final de la inyección y el inicio de la combustión. Son pues las condiciones en cámara de combustión de presión, temperatura y mezcla las que condicionarán el momento del autoencendido al igual que en el caso de las combustiones HCCI pero con la disponibilidad de un grado más de libertad, el de la inyección directa y la posición de la inyección en el ciclo de motor.

Para reflejar este hecho, en la Figura 2.4 se puede observar una clasificación de los procesos de combustión premezclados dependiendo de su grado de homogeneidad y según el instante de inyección.

En esta se observan las combustiones completamente homogéneas HCCI como las que se han descrito anteriormente donde la mezcla es completamente homogénea ya que de manera rigurosa en su definición, el proceso de inyección se realiza en el colector de admisión o en el punto muerto inferior en caso de ser mediante inyección directa. Por el contrario, generalmente en los procesos convencionales Diesel, el evento de inyección de combustible se sitúa pocos instantes antes del PMS. Actualmente y como es conocido mediante las inyecciones

múltiples tanto de inyecciones pilotos como de post inyección el rango completo de utilización es el que se marca en la dicha figura.

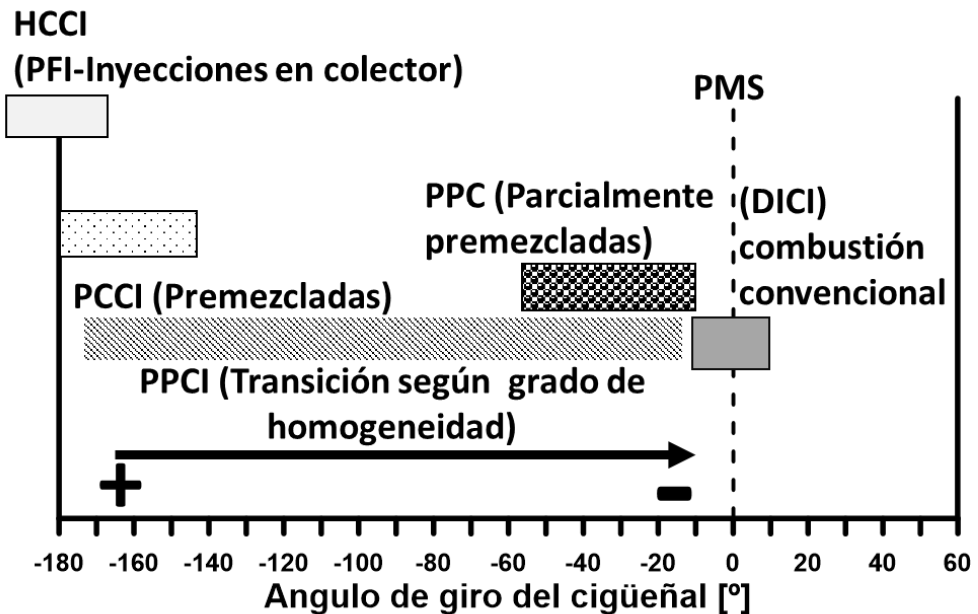


Figura 2.4: Clasificación de los modos de combustión premezclados según posición angular de inicio de la inyección en el ciclo motor.

En la transición entre ambas es donde se enmarcan las combustiones parcialmente premezcladas. De forma general la técnica utilizada es que, para dar tiempo suficiente a generar una premezcla antes de que se produzca el encendido, las estrategias de inyección de combustible se deben avanzar en comparación con las condiciones de Diesel convencionales. Las combustiones denominadas comúnmente en la bibliografía como PCCI serían las que el proceso de inyección se produce más cerca al PMI, y por otro, lado las más cercanas al PMS serían las denominadas como PPC, con un grado de heterogeneidad mucho mayor. Tal distribución es la que se presenta en esta tesis con referencia a las observadas en otros estudios como los de De Rudder [20] y otros [73][74].

Diferentes autores utilizan el nombre de PCCI indistintamente en todo el rango de motor, eso sí, definiendo estas siempre como inyecciones adelantadas con respecto a PMS. Lo que sí parece ampliamente aceptado es que la definición de PPC se enmarcan en instantes de inyección no superiores a 30 grados antes de PMS como

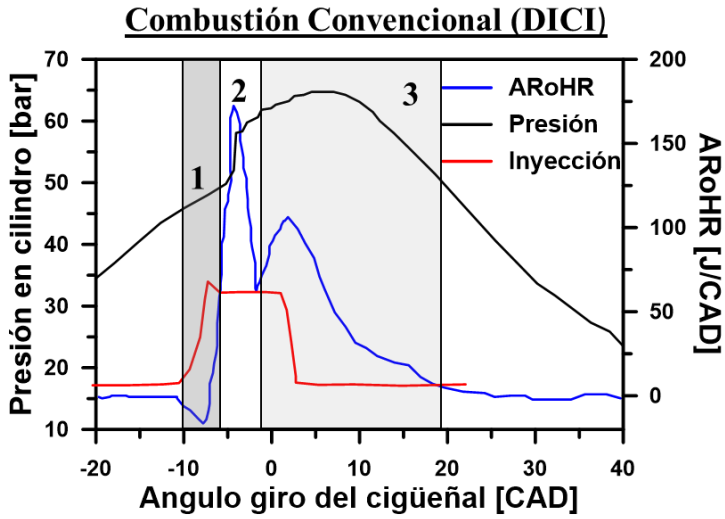
se indica en diferentes trabajos, principalmente los de la universidad de Lund [59][75], siendo como se ha comentado en estos casos, menor su grado de homogeneidad.

2.4.1 Proceso de combustión parcialmente premezclada

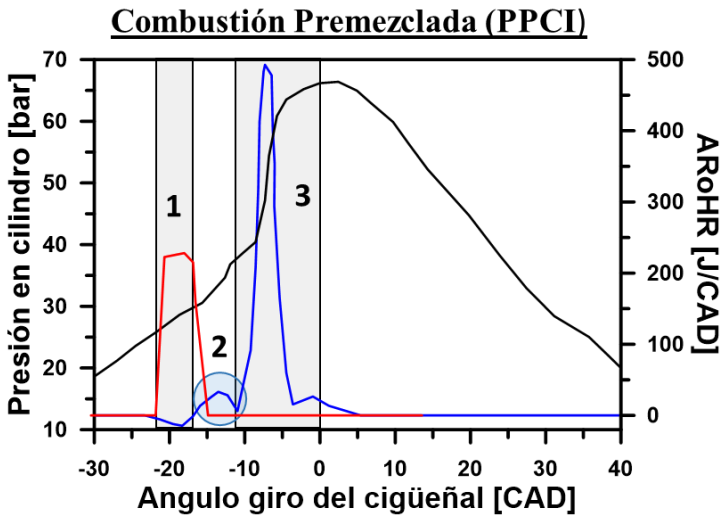
Hasta ahora se ha visto como las combustiones parcialmente premezcladas se pueden distribuir según el grado de mezcla derivados de la posición de la inyección dentro del ciclo de motor, de muy homogéneos, cercanas al PMI y condiciones muy similares al HCCI, a más heterogéneos, como las PPC más cercanas a las zonas de combustión por difusión Diesel. Así pues al igual que en el caso de las combustiones homogéneas, se pasa a describir las principales características del proceso de combustión PPCI.

Las características de inicio y de liberación de calor para los procesos PPCI son claramente diferentes a los del Diesel convencional y a los procesos HCCI homogéneos anteriormente descritos. Así pues, para evaluar el proceso se realiza la Figura 2.5 donde se presentan dos procesos de combustión, uno de un proceso Diesel convencional por difusión y un segundo PPCI de inyección adelantada, ambos adaptados de trabajos previos de Musculus y Pickett [72].

La Figura 2.5 muestra en la parte superior la presión del cilindro, AROHR y el levantamiento de la aguja, referente a la tasa de inyección, para una condición de baja carga (4 bar de PMI) de un proceso de combustión Diesel convencional. El proceso de inyección de combustible comienza en este caso cerca del PMS (-9 CAD aPMS), cuando las condiciones termodinámicas dentro del cilindro son de alta temperatura (aproximadamente 900 K) y alta densidad (25 kg/m³). Como es ampliamente conocido, el combustible líquido se atomiza mediante el inyector y se mezcla con los gases que se encuentran en la cámara de combustión. Dichos gases proporcionan la energía térmica necesaria para vaporizar el combustible que producen un ligero descenso en la energía interna en el cilindro debido a dicho proceso, como se puede observar en la figura. Así pues, es característico que la vaporización se manifieste como una disminución en la AROHR durante el tiempo de retraso al encendido.



- 1) Evaporación del combustible 2) Fase de combustión premezclada
3) Fase de combustión por difusión



- 1) Evaporación del combustible 2) Llamas frías
3) Combustión premezclada

Figura 2.5: Presión en cámara, tasa de inyección y RoHR aparente de un proceso de combustión Diesel convencional y uno PPCI. Adaptado del trabajo de Musculus et al. [72].

Mientras esto sucede, comienzan a crecer las pre-reacciones en la cámara de combustión. Estas proceden de la mezcla de gases calientes y combustible vaporizado así como de las especies más reactivas que aparecen en la cámara de combustión. A medida que pasan a ser más exotérmicas, la tasa de liberación de calor debida a estas pre reacciones excede la tasa negativa de energía debida a la vaporización. En este punto, cuando el AROHR vuelve a ser positiva, es utilizado comúnmente como marcador como indicativo del final del retraso del encendido e inicio del proceso de combustión.

Durante los siguientes instantes las reacciones se aceleran rápidamente, lo que resulta en un pico (cerca de 180 J/CAD en este caso) en la AROHR donde el oxígeno disponible se consume en las mezclas estequiométricas o ligeramente ricas de combustible. Es lo que se conoce como la fase de combustión premezclada. La tasa de liberación de calor se controla principalmente por cinética química durante esta fase y la distribución de las mezclas depende principalmente del tiempo de retraso al encendido y por la masa total de combustible que se ha sido capaz de mezclar durante ese tiempo bajo condiciones propicias para el autoencendido. Después de la fase premezclada, la AROHR disminuye a un nivel inferior, tiempo durante el cual en la combustión se produce el tránsito hacia la llama de difusión. La tasa global del proceso de combustión se controla entonces ya no por cinética química, sino por la mezcla, es decir, por la velocidad a la cual el combustible y el oxígeno presente en la cámara son capaces de mezclarse y oxidarse. Esta es la fase principal del proceso de combustión Diesel convencional y donde se consume la mayor parte del combustible inyectado [11]. Durante la duración de la inyección se mantiene el proceso de difusión finalizada la cual se produce el proceso de extinción que se observa con una bajada gradual de la AROHR.

Por otro lado, para una condición general de combustión PPCI la AROHR muestra ciertas características adicionales relacionadas con la cinética química del proceso de ignición que no son generalmente tan evidentes en AROHR de una combustión Diesel convencional.

En la parte inferior de la Figura 2.5 se muestran un ejemplo de la presión en el cilindro, la tasa de liberación de calor aparente y la tasa de inyección para condiciones PPCI de baja carga, de un proceso con baja concentración de O₂ mediante el uso de EGR y con inyección adelantada (-24 CAD aPMS). En ambas condiciones las cargas son comparables en cuanto a presión media indicada, por un lado 4,0 bar para el procesos Diesel convencional y con 3,9 bar el caso PPCI escogidos para su representación [72].

Para la condición PPCI, al tener el instante de inyección adelantado con respecto a la combustión convencional, la temperatura en el cilindro es menor (770

K) al igual que la densidad (16 kg/m^3). Esto tiene dos efectos principales, dificulta la evaporación del combustible y fundamentalmente dificulta el proceso de mezcla debido a la baja densidad en cámara. Después del inicio de la inyección, la AROHR de dicho proceso se comporta de manera similar a la de la combustión convencional, la vaporización del combustible provoca un proceso endotérmico relacionado con el calor cedido por los gases de la cámara de combustión al combustible que se refleja en la misma con un descenso. Cerca de 15 CAD aPMS, las pre-reacciones de encendido son lo suficientemente exotérmicas para superar las endotérmicas derivadas de la vaporización del combustible, y la AROHR se vuelve positiva. Esta primera etapa de AROHR positiva esta es relativamente reducida en tasa de liberación de energía y en duración, con un pico máximo de 35 J/CAD cerca 13 CAD antes de PMS. Esta zona es la denominada zona de llamas frías (*cool flames*) ampliamente estudiadas [76], características de combustible como el Diesel en procesos PPCI. Estas aparecen debido a que el proceso de mezcla transcurre un rango de temperaturas en cámara en la cual se activan estas reacciones que no aparecen en procesos de difusión donde las temperaturas son más altas y producen directamente otras reacciones más exotérmicas.

Es importante remarcar que ya en este instante ha terminado completamente el proceso de inyección y no se ha iniciado aún el proceso de combustión. Se está induciendo pues un tiempo extra de mezcla, entre el final de inyección y el de inicio de la combustión que no ocurría en el caso del Diesel convencional. En ningún caso se presenta ya en este instante una estructura de chorro convencional en la cámara de combustión, como posteriormente se describirá en el modelo conceptual de este tipo de combustión parcialmente premezclado, PPCI.

Este proceso de mezcla además se incrementa fuertemente una vez finalizada la inyección debido a la cantidad de movimiento aportada por el mismo y a la entrada de una ola de englobamiento de aire adicional por la cola del chorro, como explica ampliamente Musculus en [77], lo que genera unas condiciones de mezcla parcialmente premezcla bajo dosados pobres.

Después de esta fase de llamas frías, la tasa de liberación de calor descende hasta prácticamente un valor nulo antes de aumentar rápidamente, en una segunda fase de combustión, donde esta llega a alcanzar el pico máximo de calor liberado, cerca de los 500 J/CAD, aproximadamente en -7 CAD aPMS. Esta fase es la principal del modo de combustión y la que marca las características fundamentales del proceso de PPCI. A partir de ese instante, la AROHR descende prácticamente a un valor cercano a cero con relativa rapidez.

En procesos como este se puede observar que existe una tasa de liberación de calor muy alta en un tiempo reducido, semejante a lo que ocurría en un proceso

completamente homogéneo, con la diferencia de que se tiene un factor para el control de la combustión, este es el instante de inicio de la inyección. Aunque finalmente sea la temperatura, presión y condiciones en cámara las que inicien el proceso de combustión, el control sobre el instante en el que comienza a producirse el proceso de mezcla, la historia recorrida por la mezcla en lo referente a temperaturas en cámara y la estratificación que se genera en la misma si incrementa relativamente el control sobre el inicio y el centrado de la combustión, así como reduce sensiblemente las emisiones de CO y HC con respecto a los procesos HCCI. Hay que notar que el pico AROHR es casi tres veces mayor que obtenido por el proceso de combustión de convencional, ya que la duración de la combustión se reduce aproximadamente a la mitad del tiempo, lo que mejora significativamente la eficiencia del proceso con respecto al proceso de combustión convencional Diesel.

2.4.2 Modelo conceptual de la combustión PPCI

Como ya realizó Dec en su día [78] para la combustión Diesel convencional, una forma de aunar los esfuerzos de los diferentes estudios sobre un concepto de combustión, donde de forma general se tiene información de varias fuentes, es el de plantear un modelo conceptual.

En este caso diferentes investigadores han propuesto un modelo conceptual para el proceso de combustión PPCI derivados de los estudios de las técnicas ópticas, simulaciones de cinética química y de los resultados de la señal de presión en cilindro. Esto ha permitido profundizar en la comprensión de los procesos básicos de combustión dentro de la propia cámara de combustión desde distintos puntos de vista y comprender mejor así la fenomenología general del proceso.

De los diferentes modelos conceptuales en este caso se representa el referente a una combustión parcialmente premezclada (PPCI) con una estrategia de inyección simple y adelantada, alta presión de inyección, dilución mediante EGR y con geometrías de cámara extraídas de un motor de encendido por compresión de pequeña cilindrada, donde la influencia de los flujos internos generados y las distancia relativas a pistón y paredes no son despreciables.

En la Figura 2.6 se representa la evolución temporal de la distribución de combustible, el proceso de combustión y de algunos de los principales precursores en un plano que intersecta la línea central la estructura de chorro. El esquema muestra un conjunto discreto de instantes, representados con su ángulo de giro cigüeñal, seleccionados del proceso de combustión PPCI que se presenta en la parte superior de la figura adaptada del trabajo de Musculus et al. [72].

El proceso de inyección tiene comienzo en 24 CAD aPMS. Dos grados después se representa la primera imagen, donde se puede observar la estructura inicial del chorro dentro de la cámara de combustión. En este punto el proceso se encuentra en la rampa de subida de la inyección y se pueden observar las primeras trazas del descenso de la AROHR por evaporación del combustible así como que el combustible se encuentra prácticamente en estado líquido.

Debido a la baja densidad ambiente se puede apreciar como en la siguiente imagen, 20 CAD aPMS, el combustible líquido y vapor penetran conjuntamente hasta llegar a la posición de la cabeza del pistón. Este hecho es característico de estos procesos [49]. Tanto la temperatura como la densidad siguen siendo bajas en el instante de inicio de la inyección, con lo que los procesos de evaporación y por consiguiente el de mezcla se ven deteriorados con respecto a un proceso Diesel convencional. A diferencia de un chorro en condiciones Diesel convencionales ambas fases penetran juntos en la cámara de combustión. Generalmente, la penetración máxima del líquido es mucho menor a la máxima observada por la penetración de vapor. En este caso los dos, como se observa, penetran conjuntamente hasta prácticamente la misma distancia.

A partir del instante 19 CAD aPMS, una vez pasado el máximo de la tasa de inyección y comienzo de la desaceleración, el efecto derivado del englobamiento de aire por el chorro de los gases ambiente se hace más presente. Se observa que la evaporación sigue aumentando, reflejándose en el descenso de la AROHR. Los resultados de los trabajos muestran en este instante cambios de densidad en el spray, pero no se aprecian de manera clara aun radicales trazadores de pre reacciones.

El incremento en el proceso de mezcla es muy importante una vez finalizado el proceso de inyección (instante 17.5 aPMS) debido principalmente al efecto de la *wave entrainment*⁹ según los modelos de Musculus [77]. Además a partir de este instante no solo aparecen en la zona central los cambios de densidad sino que aparece el efecto desde la cola del chorro de manera que genera un fuerte incremento de la tasa de mezcla. Es importante remarcar que el proceso de inyección y combustión han quedado ya totalmente desacoplados a diferencia de los procesos de combustión Diesel convencionales. Durante los siguientes instantes los diferentes resultados muestran un fuerte incremento en los radicales y al aumento en la temperatura que experimenta el aire dentro de la cámara de combustión.

⁹Wave entrainment: Proceso de englobamiento de aire por la cola del spray en procesos de mezcla donde la tasa de inyección finaliza antes del inicio del proceso de combustión. Definido por Musculus et al [77].

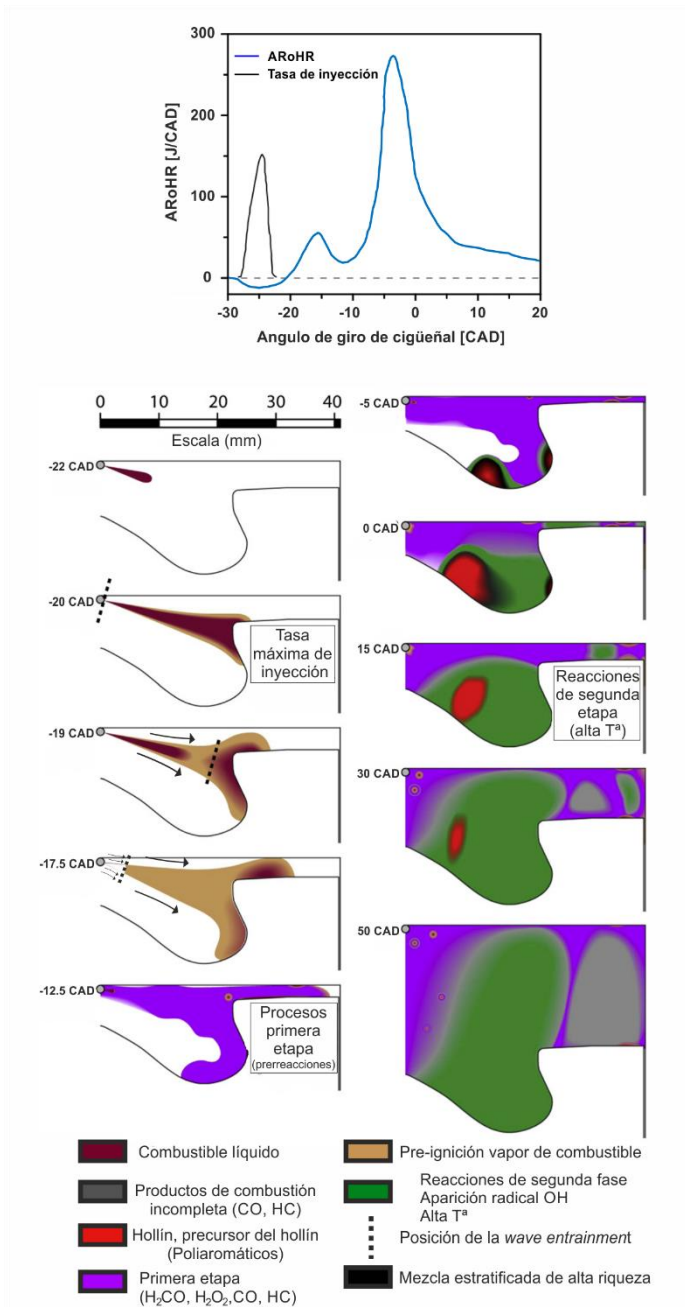


Figura 2.6: Modelo conceptual para combustión PPCI con inyección directa simple, arquitectura Diesel de pequeña potencia. Adaptado de Musculus et al [72].

En la siguiente imagen, 12.5 CAD aPMS se observa las prereacciones características previa al proceso de autoencendido definidos por los radicales H_2CO , H_2O_2 , CO , HC obtenidos de los diferentes estudios con técnicas ópticas y modelos cinético-químicos. Se observa en la AROHR la característica liberación de calor debida a estas prereacciones (llamas frías) comentadas ya en la sección anterior. En la imagen correspondiente a este instante se pueden observar como la estructura de chorro se desvanece y los resultados indican como prácticamente, en todas las zonas con mezcla, se aprecian las prereacciones de primera fase. Parte de la mezcla se distribuye en la parte interna del *bowl* y el resto de manera principal en el *squish* entre el pistón y la culata.

Finalizado el proceso de llamas frías y prereacciones de baja temperatura comienzan a aparecer los signos claros de la segunda fase de la combustión. La presión y la temperatura en cámara se han incrementado desde el inicio de la inyección y el proceso de mezcla está estratificado existiendo zonas con potencial para el inicio de la combustión de alta temperatura. En ese instante (5 CAD aPMS) los estudios indican estratificación, zonas de dosados cercanas al estequiométrico que aparecen trazadas por los OH y CH junto con las zonas más ricas de combustible y precursores de hollín trazado mediante los aromáticos policíclicos. Este instante marca el inicio de la segunda fase de alta temperatura.

Los dos siguientes instantes muestran el proceso de alta temperatura. Después de un brusco cambio de pendiente el proceso ha llegado a la tasa máxima de liberación de calor. La tasa de liberación de calor así como la presión y la temperatura en cámara experimentan un cambio sustancial en este instante. Es en este momento cuando en los procesos de combustión PPCI se libera gran parte de la energía que ha sido introducida dentro de la cámara de combustión.

Los resultados derivados de las imágenes del proceso están compuestas por el crecimiento de las zonas de combustión de segunda fase de dosados intermedios (parcialmente premezclados), y se reducen las zonas de prereacciones debidas al avance del mismo. Los resultados muestran también la generación de una zona más rica marcada por los policíclicos aromáticos precursores de hollín.

Llegado a este instante se observa una vez más la diferente distribución, estratificación, de dosados en el *bowl*. Las mediciones mediante diferentes trazadores y técnicas láser (PLIF¹⁰) indican que ambas zonas se asocian con combustible de mezcla ligeramente cercana al estequiométrico donde se ha iniciado

¹⁰PLIF: *Planar Laser Induced Fluorescence*. Técnica de visualización por fluorescencia en el *spray* mediante lamina laser.

el proceso de combustión y mezcla más pobre en la zona superior, la reactividad es diferente en ambas zonas es claramente diferente. Más allá de la tasa de liberación de calor que cerca de PMS, se ha alcanzado la ignición de la segunda etapa en gran parte de la mezcla en la mayoría de la parte profunda del bowl. Los precursores de hollín siguen encontrándose en la parte interna del *bowl*.

A partir de este instante, el pistón comienza su carrera descendente, promueve flujo reverso propiciando que aún se sigan produciendo procesos bajo mezclas pobres en la parte cercana a la culata y en el *squish*, formando como aparece en las imágenes, zonas donde el proceso de combustión sigue produciéndose como por ejemplo en la zona central donde se observan reacciones de segunda fase y radicales OH. No obstante, debido a la bajada de la temperatura se observa un claro incremento en CO y HC sin quemar, normalmente en las zonas colindantes a las paredes donde el enfriamiento es más rápido. El proceso de combustión avanza hasta su extinción en la carrera de expansión, reduciéndose la tasa de energía liberada hasta valores cercanos a cero. Las reacciones derivadas de OH avanzan por toda la cámara consumiendo parte del combustible restante. Aparecen cerca de las paredes zonas de combustión intermedias que promueven las emisiones de CO e hidrocarburos sin quemar no deseadas.

2.4.3 Nuevas estrategias y problemáticas vigentes en los modos de combustión parcialmente premezclados

Al igual que en el caso de las combustiones HCCI, actualmente se están proponiendo diferentes estrategias para la mejora de los procesos parcialmente premezclados. El uso de diferentes combustibles así como de mezclas de estos, junto con la implementación del uso de técnicas tales como uso de EGR, distribución variable, modificación de la relación de compresión, control de temperatura de admisión, etc., representan las principales estrategias que actualmente se están combinando para mejorar las principales problemáticas de los modos de los modos de combustión PPCI.

La aplicación de la inyección directa ha sido un factor determinante en el progreso entre las combustiones HCCI y las PPCI. En lo que respecta al grado de control, este aumenta debido a que se controla el momento de la inyección aunque el proceso sigue gobernado por las condiciones generadas en el cilindro y en la temperatura de la mezcla. No obstante, actualmente siguen vigentes la mayoría de las problemáticas intrínsecas del control de los modos de combustión premezclados, en lo que respecta al control del inicio, la dispersión ciclo a ciclo y al control de la tasa de liberación de calor dentro del ciclo de motor. Por otro lado, los problemas

con las emisiones de CO y HC sin quemar y de ruido del proceso de combustión, aunque se han reducido, siguen sin resolverse completamente.

Como se ha comentado, los principales estudios e investigaciones relativas a la mejora de dichos procesos se han basado los últimos años en aplicar estrategias conjuntas ya aplicadas anteriormente en procesos homogéneos. Uno de los desarrollos con mayor potencial y con más investigaciones al respectó entre estos, son las estrategias PPC.

En la estrategia PPC, el combustible se inyecta durante la compresión y este se mezcla con el aire antes de que comience la combustión para evitar la formación de hollín. Si se inyecta una gran parte del combustible demasiado pronto en el ciclo motor esto conducirá a gradientes de presión demasiado pronunciados como en los casos de los HCCI y PPCI. Como se ha visto, además existen problemas de mezcla debidos a la baja densidad y temperatura en cámara que se produce normalmente en los inicios de inyección propuestos en estos trabajos.

Los estudios de Noehre et al. [79] muestran como para lograr combustiones PPC, el combustible Diesel es inyectado directamente en la cámara de combustión aproximadamente en el rango entre 30 y 12 CAD aPMS, según sean las condiciones en cámara generadas. Esta estrategia de inyección impide que el combustible se adhiera a la pared del cilindro debido a que normalmente la densidad en cámara es lo suficientemente alta como para reducir la longitud máxima del chorro e impedir o al menos disminuir este problema. Uno de los beneficios de la estrategia es evidente, en lo referente al control sobre el proceso, la sincronización de la inyección se puede utilizar de forma general como actuador sobre la sincronización de la combustión. Aunque el proceso sigue dependiendo de las condiciones termodinámicas, la inyección del combustible más cerca de PMS, al igual que en las combustiones Diesel convencional, muestran tiempos de respuesta más cortos hasta que se produce el proceso de combustión debido a las mayores temperaturas y densidades, que permite un incremento en el control de los procesos PPC.

La problemática de inyectar más cerca de condiciones de PMS es que normalmente las temperaturas en cámara pueden promover el proceso de combustión instantes después de su inyección con lo que se promovería una combustión con características no deseadas para la reducción de emisiones. Las estrategias más utilizadas para lograr el retraso necesario en el encendido y las bajas temperaturas de combustión son altas tasas de EGR. En algunos casos se ha optado por EGR refrigerado, tasas ingentes por encima del 50% y/o el uso de relaciones de compresión relativamente bajas, combinadas con distribuciones variables.

La Figura 2.7 muestra un conjunto de resultados de emisiones del modo de combustión PPC, adaptados de los derivados de los trabajos de la Universidad de Lund, donde se pueden observar HC, CO, hollín y NO_x frente al grado de EGR utilizado en cada caso. En este caso son puntos de media carga entre 8-12 bar de presión media indicada.

Diferentes estudios han propuesto el descenso en la relación de compresión y grandes cantidades de EGR, ya sea de forma conjunta o separada, como soluciones para el funcionamiento óptimo de los procesos PPC Diesel. Los resultados de Johansson et al.[80] al respecto muestran como los NO_x se reducen de manera considerable debido al efecto del EGR. En estos trabajos se muestra la reducción máxima en la temperatura local que procede debido al uso de EGR, así como el efecto que tiene este en los tiempos de retraso al autoencendido y el grado de premezcla. Los resultados muestran que se reduce a niveles muy bajos, prácticamente despreciables, las emisiones de hollín por el alto grado de premezcla y por las características intrínsecas del combustible.

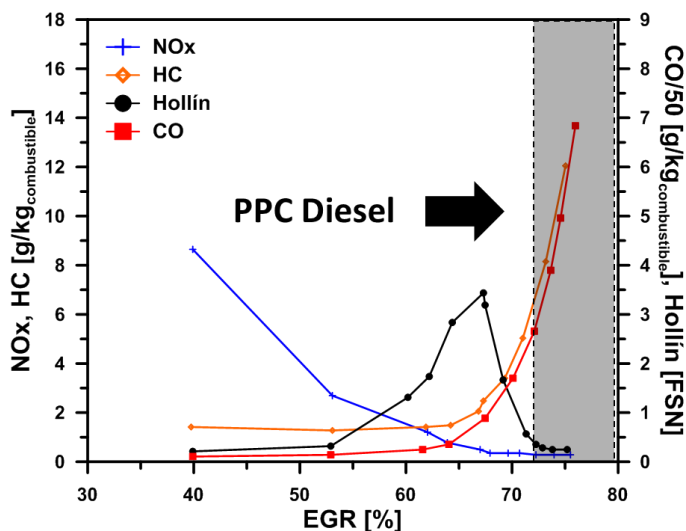


Figura 2.7: Resultados de las principales emisiones en función del grado de EGR utilizado en procesos PPC. Adaptado de Johansson [80].

En estos trabajos se observa además como la combinación de la baja relación de compresión, alto nivel de EGR y los niveles de funcionamiento del motor cerca de condiciones estequiométricas permite reducir simultáneamente las emisiones de NO_x y hollín en media y alta carga. También muestran como las mejoras en las emisiones de NO_x-hollín tienen por contra una disminución de la eficiencia de la

combustión y un aumento de las emisiones en CO y de HC, como se ha visto en la Figura 2.7. No obstante, existen pequeñas zonas de funcionamiento con un gran potencial donde la reducción en NOx y hollín tiene un buen compromiso con los resultados de CO y HC obtenidos, como se puede observar en la misma imagen.

Los valores más bajos en hollín en estos trabajos se lograron a través de las condiciones de alto EGR, cuando las inyecciones terminan antes del inicio de la combustión. En los casos de PPC de más alta carga la inyección aún se está desarrollando cuando la combustión se inicia, sin embargo, las emisiones de hollín son comparativamente bajas con respecto a las combustiones Diesel convencionales debido a una mayor parte de premezcla con dosados por debajo de los de formación de hollín. Lo que si se ha demostrado es que las bajas emisiones de hollín de estos casos vienen junto con relativamente largos retrasos en la ignición y bajas temperaturas locales de combustión. La conclusión para la aplicación general del modo de combustión parece tender en este aspecto a una combinación de combustión de premezcla para bajas y medias cargas y de difusión a altas en condiciones PPC puede proporcionar la reducción simultánea de los NOx y hollín y mantener cierta eficiencia y potencial en grado de cargas altos [80].

Con el fin de reducir los niveles de EGR a utilizar, obtener tiempos de retraso suficiente como para promover premezclas pobres, y seguir obteniendo la eficiencia de las altas relaciones de compresión de los motores de encendido de compresión, los estudios más recientes muestran, al igual que en el caso de los HCCI, el uso de otros combustibles para evaluar el potencial de procesos PPC.

Kalghatgi introdujo el concepto de la combustión parcialmente premezclada con gasolina (PPC Gasolina) en [58][62]. Con un combustible que es más resistente al autoencendido, este promueve un período más largo de mezcla entre final de la inyección e inicio de la combustión. Se puede lograr procesos PPC sin el uso de tan altas fracciones de EGR, sin tiempos de inyección demasiado tempranos que reducen el control y sin reducir a bajas relaciones de compresión procesos PPC perdiendo eficiencia por ello. Se mostró en estos trabajos como en un motor Diesel es posible lograr una alta eficiencia y bajas emisiones mediante estas estrategias. Los estudios concluyeron con buenos resultados en procesos PPC gasolina a alta carga (IMEP 15.95 bar), los niveles de humo de 0,07 FSN, y de ISNOx 0,58 g/kWh y un consumo específico ISFC ¹¹de 179 g/kWh.

¹¹ ISFC: *Indicated specific Fuel consumption*. Consumo de fuel específico respectivo a parámetros indicados.

Manente et al. [81][82] de la universidad de Lund han desarrollado una estrategia de PPC llevada a cabo con una gran variedad de gasolinas con diferentes índices de octano en un motor Diesel gran cilindrada. Estos estudios plantean la búsqueda del potencial desde bajas hasta altas cargas y al aumento del control del mismo. En estos trabajos fueron obtenidos eficiencias térmicas de la combustión de hasta el 57% con bajas emisiones de NO_x, HC y CO y los niveles de las emisiones de hollín por debajo de 0,5 FSN. Además se llevaron a cabo experimentos en motores Diesel pequeños con el propósito de evaluar el potencial encontrado en estas arquitecturas. En estos últimos, los resultados mostraban una eficiencia menor en el proceso PPC gasolina que con las combustiones Diesel convencionales[82]. Es de destacar que incluso promoviendo estrategias para que las emisiones de NO_x fueran similares para el Diesel y la gasolina, los resultados de emisión de hollín de la gasolina fueron mucho menor a los del Diesel, por debajo del 0,1 FSN.

Diferentes estudios se llevaron a cabo para una mejor comprensión de los procesos PPC con combustibles de diferente índice de octano [83][84]. En lo que respecta al control de las combustiones PPC, estos estudios mostraron importantes resultados a destacar. Por un lado, cuanto mayor es el número de octano existe una mayor problemática de no funcionamiento y de dispersión cíclica en el proceso PPC. Este hecho se hace crítico en gasolinas con índices de octano superiores a 91 octanos[80][85]. Por otro lado, es necesaria una menor cantidad de EGR necesaria para conseguir un mejor grado de premezcla y existe un gran potencial en eficiencia del proceso de combustión y rendimiento térmico y con una mejora en el consumo específico como muestran los trabajos de Borgqvist y Tunestal [86]. Además, como se presenta en estos trabajos de investigación, existe un gran potencial en la reducción de NO_x y hollín con los procesos PPC mediante el uso de gasolina de alto índice de octano.

La Figura 2.8 destaca los principales resultados de estos estudios. Por un lado se observa que ampliamente ha sido evaluado en todo el rango de motor el modo de combustiones PPC con diferentes combustibles (Figura 2.8 derecha). Se observa que existe una zona con alto potencial en lo que respecta a reducción de emisiones y del rendimiento de la misma, con potencial en media incluso en alta carga, pero con dificultades en el control y el inicio en baja carga.

Así pues, en la Figura 2.8 se muestra las zonas de funcionamiento estable del modo de combustión PPC para diferentes grados de carga y combustible con diferentes índices de octano extraída de los trabajos de la Universidad de Lund [83][84][85][86]. En la parte de la derecha se presentan resultados de emisiones y rendimiento para procesos de combustión PPC gasolina con emisiones insignificantes de hollín y reducidas de NO_x con un alto rendimiento. En estos se puede observar claramente la problemática de funcionamiento en la estrategia PPC

para combustibles con diferentes índices de octano. Los problemas de control del inicio y de inestabilidades aparecen en la zona donde los resultados mostrados hasta ahora tienen un gran potencial.

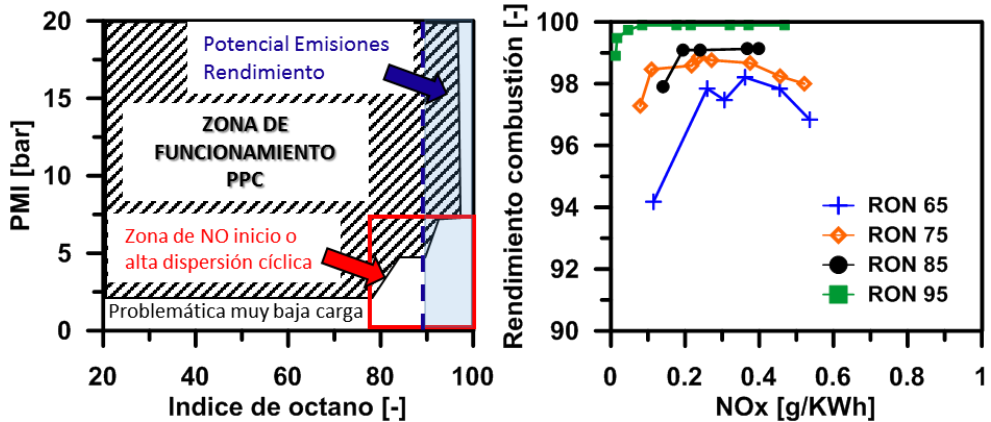


Figura 2.8: Zona de funcionamiento y grado de carga en función del índice de octano del combustible. Rendimiento de la combustión frente a emisión de NOx con combustible con diferente índice de octano. Adaptado de Johansson [80].

Los estudios realizados durante los últimos años por Hildingsson y Kalghatgi [85] muestran resultados interesantes en esta tipología de combustiones. Sus estudios se centran en seguir los trabajos con combustibles con diferentes índices de octano planteados por la comunidad científica. Uno de los resultados interesantes muestra cómo según el grado de carga, la modificación del índice de octano del combustible permite conseguir un proceso PPC de mejores prestaciones, es decir un mejor control sobre el inicio y *phasing* de la combustión es posible mediante el uso de diferentes combustibles. Este hecho plantea la idea subyacente en esta investigación del funcionamiento PPC en mezclas de combustibles para determinar el combustible necesario para cada una de las condiciones deseadas y un control por reactividad del combustible. Por otro lado, en el mismo estudio se presenta un parámetro fundamental como son las emisiones de NOx, se ve claramente afectas por el índice de cetano del combustible utilizado, promoviendo procesos cercanos a la generación de NOx parecidas a los proceso Diesel en el rango de índices de octano entre 40 y 70.

La Figura 2.9 muestra un esquema de la problemática encontrada por estos investigadores [85][87] en relación con los combustibles de diferentes índices de octano y las emisiones de NOx.

Así pues, parece que el potencial de los combustibles con alto índice de octano está siendo estudiado por la comunidad científica por su potencial en cuanto a la reducción conjunta de hollín y NO_x así como debido a los resultados en cuanto a la eficiencia del proceso de combustión con estrategias PPC. No obstante parece que actualmente se sigue necesitando de más investigación específica en el campo de aplicación y del estudio de algunos procesos básicos que en esta suceden en los mismos y de nuevas estrategias de control que permitan resolver, o al menos mejorar, los problemas a baja y media carga existentes en los mismos.

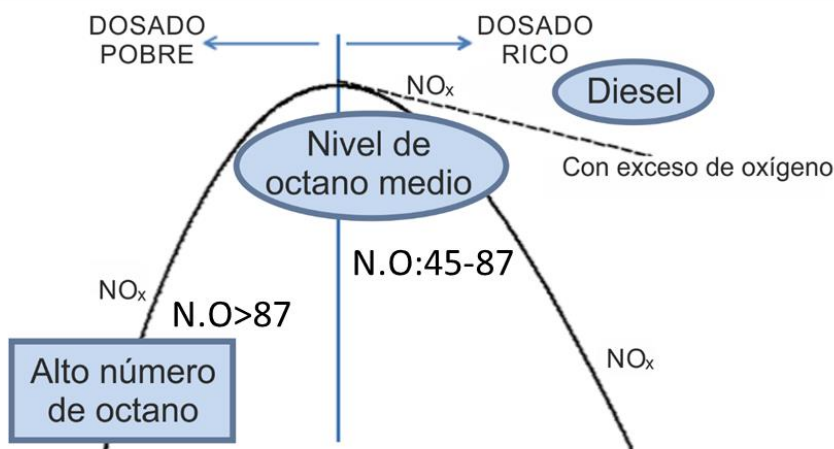


Figura 2.9: Esquema de producción de NO_x en función de la reactividad del combustible en procesos PPC con niveles bajos de EGR y la formación de dosados locales ricos y pobres. Adaptado de Hildngsson [87].

2.5 Combustión HCCI en motor de encendido provocado. CAI

Al igual que en los motores de encendido por compresión, los motores de encendido provocado han sido ampliamente estudiados como posible solución para la obtención de procesos de combustión homogéneos con dosados pobres y de baja temperatura que permitan reducir las emisiones de NO_x y hollín.

Como se ha comentado anteriormente, la estrategia más simple para conseguir una mezcla homogénea es inyectar el combustible en el colector de admisión, de modo que durante la carrera de admisión comience a formarse la mezcla aire-combustible, lo que va a permitir obtener una mezcla completamente homogénea.

La combinación de un sistema de inyección en el colector de admisión y el uso de combustibles de baja volatilidad para evitar problemas de deposiciones de combustible líquido en las paredes (como se ha visto en la sección HCCI Diesel) hace que la idea de implementar este modo de combustión en un motor de encendido provocado sea fácilmente adaptable. Los procesos de carga homogénea y encendido por compresión (HCCI) en arquitectura gasolina son conocidos por la comunidad científica de manera general como CAI (Controlled Auto Ignition) [88][89].

Durante la discusión de los procesos HCCI en motores de encendido por compresión se ha llegado a la conclusión que esta es una de las tecnologías de combustión más prometedoras para reducir el consumo de combustible y las emisiones de NOx. Actualmente, la combustión CAI está limitada en las condiciones de operación de carga parcial debido a fallos de encendido a baja carga y *knocking* en alta carga, y la falta de medios eficaces para controlar el proceso de combustión [88].

En los motores de encendido provocado el proceso es similar al producido en los HCCI en motores de encendido por compresión. Una vez inyectado el combustible dentro de la cámara se produce un proceso de mezcla homogéneo, la reactividad de la mezcla se incrementa en la carrera de compresión hasta que llegado a unas condiciones de presión, temperatura y mezcla el proceso llega al autoencendido. Debido a que de forma habitual la relación de compresión es menor en esta arquitectura de motor, lo que implica menores temperaturas en cámara de combustión, conjuntamente con el alto índice de octano de la gasolina, implican que promover condiciones de autoencendido resulta de mayor dificultad que con las estrategias de motor de encendido por compresión y mediante Diesel. Así, el uso de estrategias complementarias al igual que en los modos HCCI son fundamentales para promover el inicio de la combustión así como para generar las condiciones necesarias para que este sea lo más eficiente posible.

En los modos de combustión CAI, las estrategias de EGR para alcanzar bajas temperaturas son complementadas con el uso de EGR interno y estrategias de NVO para incrementar las temperaturas en cámara e intentar paliar los problemas en el inicio de la combustión. Las estrategias de distribución variable y de incremento de la relación de compresión así como de implementar sistemas para incrementar la temperatura del aire en el colector de admisión han sido realizadas durante los últimos años. Otros estudios actuales como los de Zhang [89] promueven el uso de los motores de 2 tiempos para la producción de estrategias CAI más eficientes.

Así pues, ampliar el rango de operación incluyendo la alta carga de forma completa y la inactividad o problemática de baja carga con el fin de permitir que el motor CAI pueda satisfacer la demanda de ciclos completos de conducción de

vehículos, es uno de los temas clave que enfrenta la industrialización de la tecnología CAI / HCCI.

Con esta premisa y citando a Natajaran et al. [90]: “*Un control preciso sobre el ciclo a ciclo y el phasing individual es esencial para la viabilidad de los modos de combustión HCCI (CAI) en un amplio rango de cargas, velocidades y condiciones atmosféricas y que así sea factible su implementación en motores de combustión interna*”.

Hasta ahora se ha podido constatar que uno de los principales retos de los modos de combustión homogéneos CAI también son los derivados del control del inicio de la combustión. Mientras que en los motores de encendido provocado se tiene un control directo sobre el tiempo de encendido mediante el uso de la bujía, los procesos CAI, como se han visto hasta ahora, están claramente dominados por la cinética química y depende fundamentalmente de las condiciones termodinámicas que se generan en la cámara de combustión, las características del combustible así como la reactividad de la mezcla en conjunto.

A continuación se muestra una implementación adicional para el control de los modos de combustión HCCI en motores gasolina que se ha venido desarrollando durante los últimos cinco años. Este es el denominado CAI asistido por bujía. Para la implementación de este modo de combustión se han estado utilizando una combinación de estrategias, algunas de ellas ya utilizadas como soluciones parciales de los modos de combustión HCCI: el uso, aunque reducido, de recirculación gases de escape para la modificación de la reactividad del aire en cámara de combustión, el cruce negativo de válvulas (NVO) para el control por residuales, modificación de la temperatura de admisión y/o aumento de la relación de compresión anteriormente citados.

El control del modo de combustión CAI mediante asistencia por bujía se inicia de igual forma con una inyección en el colector de admisión. Al hacerlo de esta forma, se promueve el tiempo suficiente para que la mezcla aire-combustible sea completamente homogénea en el cilindro en el momento de la combustión. La diferencia fundamental radica en que el inicio del proceso se controla mediante la descarga que produce la bujía. Esta promueve el autoencendido de la mezcla homogénea en la cámara de combustión que se encuentra en condiciones de presión, temperatura y mezcla cercanas a las de autoencendido.

Es importante remarcar que esta idea ha sido implementada por varios investigadores. Diferentes trabajos se han planteado para el estudio y compresión de este modo de combustión asistido por bujía. Por un lado estudios básicos de relativos al control del inicio de la combustión y el *phasing* de la misma [90][91], así como

de visualización del modo de combustión basado en los trabajos de Reuss et al. [92]. También se han encontrado en la bibliografía estudios sobre los fundamentos del modo de combustión. Los principales estudios han sido llevados a cabo por Johansson, Hultqvist y Persson, donde ya se reflejó parte de las problemáticas encontradas por los mismos en la parte de combustión CAI y que hicieron plantear como posible solución el uso de la asistencia por bujía, este trabajo desemboca con la tesis doctoral presentada por Persson en [93]. Los principales resultados de estos estudios se resumen en la Figura 2.10. A través de la revisión de la literatura, se observa que por un lado la estrategia de asistencia por bujía en los modos de combustión CAI incrementa el rango de funcionamiento de manera muy significativa en baja carga, incluyendo para ello diferentes estrategias complementarias como el VVT, NVO e incremento de la temperatura de admisión.

Por otro lado, se observa en la Figura 2.10 (derecha) como para una zona donde ambas estrategias (CAI/CAI SA) son viables, la reducción en cuanto al coeficiente de variación de la PMI, presión máxima en cámara e instante del inicio de la combustión, se reducen sensiblemente mediante la asistencia por bujía. Esta como se observa, sí confiere un control ciclo a ciclo y de la liberación de la energía mostrado en este caso como coeficiente de variación del CA50. En los casos encontrados en la literatura se observa cómo, de forma general la asistencia por bujía reduce los resultados de coeficientes de variación de estas variables. Este hecho parece indicar de forma clara que esta estrategia, en lo que refiere a control del instante del inicio del proceso de combustión HCCI así como la liberación de la energía, sí mejora con respecto a las presentadas hasta el momento.

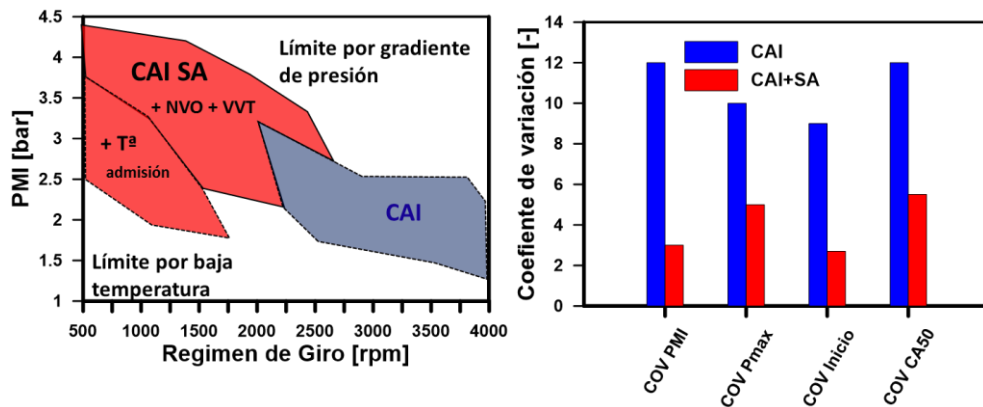


Figura 2.10: Esquema de zona de funcionamiento CAI y CAI SA (combinado con diferentes sub estrategias), y coeficiente de variación de PMI, Presión máxima, inicio de la combustión y CA50. Adaptado de diferentes trabajos de Persson y Johansson [93][94]

2.6 Planteamiento general de la tesis doctoral

En esta sección se va a presentar el planteamiento de la tesis doctoral. Este apartado es fundamental para comprender los posteriores objetivos y estudios propuestos en esta investigación.

La sección comienza con una síntesis acerca de las principales problemáticas y retos que surgen a raíz de la revisión del estado del arte de los nuevos modos de combustión y de los diferentes enfoques que han presentado los investigadores con respecto a este tema. Derivados de los retos de estos procesos, se presentará la justificación de la presente investigación.

Una vez justificado y clarificado el marco de estudio de la misma, se mostrarán los objetivos de la presente tesis junto con la metodología general que se ha desarrollado para abordar los objetivos planteados.

2.6.1 Síntesis de la revisión bibliográfica. Justificación de la tesis

La problemática con respecto a las emisiones de hollín y NO_x en los motores de encendido por compresión, es la que ha marcado durante los últimos años las principales líneas de investigación en lo que respecta a nuevas estrategias y nuevos modos de combustión. La relación existente entre ambas emisiones así como la necesidad de seguir evaluando nuevos procesos que permitan la reducción de ambas simultáneamente, ha propiciado un ingente número de investigaciones y trabajos con respecto a este tema. Como ha sido mostrado en el capítulo de introducción, las soluciones activas no están únicamente justificadas por el propio hecho del desarrollo de las mismas como solución única, sino por la posibilidad de trabajar de forma conjunta con los sistemas de postratamiento derivados de las soluciones pasivas, que como se ha visto, serán fundamentales en un futuro para la reducción de emisiones.

Como ha sido ampliamente desarrollado, la formación de NO_x y hollín está condicionada al proceso de combustión convencional Diesel por difusión. Los dosados locales ricos promueven la formación de hollín y las altas temperaturas locales junto con cantidades de oxígeno suficiente implican la formación de NO_x. Como se mostraba en la Figura 2.2 si se produjesen procesos de combustión con dosados locales relativos inferiores a 2 se podría evitar la península de formación de hollín, si además se reduce la temperatura de combustión por debajo de los 2200 también se podría evitar la formación de NO_x.

Conocidos los causantes del problema, altas temperaturas, oxígeno disponible y dosados locales ricos derivados del proceso de combustión por difusión, las estrategias diseñadas durante los últimos 20 años plantean procesos para paliar estas emisiones mediante combustiones más homogéneas y de menor temperatura.

Los primeros pasos, en nuevos modos de combustión para resolver el dilema de las emisiones de NO_x y hollín, son los estudios de combustiones de baja temperatura homogéneas. De forma general los dosados pobres y homogéneos se consiguen mediante la inyección del combustible en el colector de admisión dejando suficiente tiempo para completar una mezcla completa con el aire, la baja temperatura de combustión se obtiene mediante el uso de EGR. Estos dos conceptos unidos se identifican en la literatura como procesos de baja temperatura completamente homogéneos bajo el nombre HCCI (*Homogeneous Charge Compression Ignition*)

Los resultados de estas primeras investigaciones muestran como estas estrategias reducen drásticamente las emisiones de hollín y NO_x. Al igual que se observan mejoras, en lo que respecta a la eficiencia, ligada en estos casos a la generación altas tasas de liberación de la energía durante tiempos reducidos lo que puede ayudar a conseguir combustiones más parecidas a un proceso de combustión a volumen constante (con alto rendimiento teórico) eso sí, si el desarrollo de la misma está bien centrado con el ciclo motor.

Por otro lado, no son pocos los problemas que aparecen a raíz de la implementación de estos nuevos modos de combustión en motores de encendido por compresión. Básicamente estos se pueden enmarcar principalmente en cinco: *Control del inicio, centrado de la combustión, emisiones de HC y CO, grandes gradientes de presión y rango de funcionamiento acotado en bajas y medias cargas.*

El proceso que hasta ahora era controlado por mezcla y por el proceso de inyección directa en la combustión Diesel convencional, pasa a estar controlado por las condiciones termodinámicas generadas en la cámara de combustión junto con la cinética química asociada a la oxidación del combustible, con lo que se pierde control sobre el inicio y tasa de liberación de calor del proceso.

El Diesel es un combustible con propiedades de alta viscosidad y baja volatilidad con lo que en condiciones de baja densidad y temperatura como las que se proponen en el HCCI, se dificulta en gran medida el proceso de evaporación, mezcla y se promueve el impacto en pared del combustible. Además, los procesos de combustión incompleta generados por dosados pobres y baja reactividad son problemáticos. Esto como es conocido, tiene una influencia capital en las posteriores altas emisiones de CO y HC.

Debido a las características del proceso de combustión, que generalmente libera todo el calor en un corto instante de tiempo, se generan unos gradientes de presión que a bajas cargas generan ruido y a altas cargas limitan el proceso de combustión por *knocking*.

La mayor problemática práctica es la derivada del corto rango de aplicación de estos modos de combustión. Existe de forma general una gran dificultad de promover procesos homogéneos con la introducción en cámara de altas cantidades de combustible. Generar tiempos de retraso suficiente para crear un premezcla homogénea implica el uso de tales cantidades de EGR y bajas temperaturas que reducen a niveles muy bajos la eficiencia del proceso de combustión.

Derivados de estos resultados, se demuestra que es necesario un mayor grado de investigación en los procesos de baja temperatura HCCI. Estos desembocan en diferentes estudios e investigaciones que pueden presentarse en 4 grandes grupos de estrategias para incrementar el grado de control y mejora de la eficiencia de los procesos HCCI. Así pues, estos son los que se muestran a continuación:

- *Control de la reactividad del aire.* Un proceso de combustión homogéneo y de baja temperatura, que como ha sido descrito, depende fundamentalmente de las condiciones generadas en la cámara de combustión en cuanto a presión temperatura y mezcla, conlleva un problema intrínseco: control sobre el mismo proceso. Debido a que son las condiciones en cámara la que controlan el instante de inicio y la liberación de calor, muchos estudios se han basado en estrategias para mejorar el control sobre estas condiciones. Así pues, el objetivo principal de estas estrategias es la de ralentizar y reducir la cinética química del proceso en la cámara de combustión vía la reducción de la concentración de oxígeno y de la temperatura. Esto permitirá promover tiempos de retraso mayores que acerquen el centrado de la combustión a PMS mientras que aumentan la homogeneidad de la mezcla. Existen numerosas investigaciones basados en el control mediante el uso de EGR masivo. Otros estudio utilizan la modificación de la relación de compresión (usualmente más bajas), el uso de la distribución variable, la modificación de la temperatura de admisión, y el uso de estrategias de EGR interno mediante el NVO (*Negative Valve Overlap*) como elemento y estrategia de control estudiados en la literatura encontrada. Las principales desventajas de estas estrategias son que, en primer lugar siguen sin resolver el problema del control del inicio y el ciclo a ciclo de manera general, además el control sobre el centrado de la combustión es complejo, más si cabe en los transitorios. En segundo lugar otra problemática básica radica en que si se generan condiciones de reactividad del aire tan bajas para promover procesos más homogéneos, de baja temperatura y con liberaciones de energía cercanas al

PMS, la eficiencia de la combustión es tan baja que pierde cualquier sentido el proceso de combustión. En tercer lugar, se observa que incluso la combinación de las estrategias comentadas en conjunto no promueve una ampliación del rango de funcionamiento suficientemente amplia.

- *Control sobre el proceso de mezcla.* De forma general, una de las estrategias de mayor auge encontradas en la revisión, es el desplazamiento de las cargas de homogéneas hacia parcialmente premezcladas (PPCI). Para ello, la estrategia fundamental ha sido la utilización de la inyección directa adelantada. Así pues, el objetivo principal de la estrategia es la estratificación de la mezcla en la cámara de combustión. Se pierde pues la total homogeneidad de la mezcla a beneficio de un aumento en el control derivado del instante de inyección y de los dosados locales ricos generados que promueven el inicio de la combustión. De manera general, las primeras estrategias planteadas para la solución de estos problemas se han basado en la mejora de la generación y control del proceso de mezcla homogénea con inyecciones directas cercanas a PMI y conceptos NADI (*Narrow Angle Direct Injection*) de ángulo entre chorros de inyección muy cerrados. En un segundo paso, y dependiendo del instante de inyección respecto al ciclo motor y al grado de premezcla parcial han sido definidos diferentes estrategias. El planteamiento general de las mismas está basado en incrementar el control sobre el proceso mediante el control del instante de inyección, y por lo tanto de bajo qué condiciones termodinámicas se realiza el mismo. Este hecho implica un grado más sobre el control ya que se decide en qué momento se inicia el proceso de mezcla, en un punto de mayor temperatura y densidad, se consigue mejorar la evaporación mezcla e impacto en pared. Sin embargo, el inicio y el centrado de la combustión siguen estando principalmente controlados por las condiciones termodinámicas en cámara. Esta estrategia en la literatura se encuentra de forma general combinada con las ya comentadas que únicamente controlan la reactividad del aire, entre las mismas se encuentran las estrategias de EGR, EGR interno con el uso de NVO (cruce de válvulas negativo), el uso de VVT (distribución variable), y el de control de la temperatura de admisión.

En los últimos años nuevas estrategias, concretamente de premezcla parcial están siendo evaluadas por la comunidad científica debidos a los avances en la tecnología de la inyección (mayores presiones de inyección y menores tamaños de orificio). Los procesos PPC, muestran un gran potencial en cuanto al rango de operación y al funcionamiento en motores de alta relación de compresión. Estas estrategias están basadas en procesos de inyección adelantados al PMS pero en un rango más cercano, aproximadamente entre 30

y 10 CAD antes de PMS. Las altas densidades y temperaturas favorecen la homogenización parcial de los combustibles de alta volatilidad así como se promueve centrados de la combustión más cercanos al rango óptimos después de PMS obteniendo gran eficiencia en un rango amplio de motor, limitado principalmente por el *knocking*. La mejora en el control del proceso es sustancial con respecto al HCCI completamente homogéneo pero de manera general el control del inicio y ciclo a ciclo sigue estando controlado básicamente por las condiciones termodinámicas y la formación de la mezcla. Las problemas derivados de combustiones incompletas siguen apareciendo lo que implica altas emisiones de HC y CO, baja eficiencia y por consiguiente consumos altos. Incluso aplicando las estrategias de control termodinámico derivadas de los HCCI, sigue existiendo la falta de un control ciclo a ciclo del inicio así como del *phasing* y de la modulación de la tasa de liberación de calor para la reducción de ruido.

- *Control de la reactividad del combustible.* Para las condiciones exigidas de formación de mezcla homogénea, el Diesel posiblemente no es el mejor combustible debido a sus características fisicoquímicas. Se ha mostrado como los problemas en la evaporación, formación de la mezcla y cortos tiempos de retraso desemboca en problemas de emisiones de hidrocarburos. También se ha observado que la alta reactividad del Diesel promueve el proceso de autoencendido en condiciones de alta relación de compresión antes del PMS donde la eficiencia del proceso desciende fuertemente. Por estas razones, parte los estudios presentados por la comunidad científica se mueven hacia estrategias mediante el uso de combustibles de alta volatilidad y alto índice de octano como las gasolinas. El objetivo principal de estos estudios es la reducción de la reactividad de la mezcla debido a la reducción en los procesos cinético químicos principalmente debidos al combustible. Esto permitirá obtener procesos más homogéneos y tiempos de retraso mayores que permitan un mejor centrado de la combustión.

Unos de los principales y más actuales progresos en referencia a los procesos HCCI con cambio en la reactividad del combustible y con un gran potencial es la encontrada en la bibliografía definida como RCCI (*Reactivity Controlled Compression Ignition*). El proceso cuenta con una fase completamente homogénea mediante el uso de gasolina en el colector de admisión, y el inicio se realiza mediante una inyección directa del Diesel en el momento deseado dentro del ciclo de compresión del motor. El concepto de control en este tipo de combustión está basado en la estrategia de tener sistema que permite la actuación sobre el inicio del proceso de combustión. Los principales efectos sobre el control son, un beneficio en el control del inicio y del *phasing* del

proceso así como una sensible extensión del grado de carga. Estos resultados vienen unidos a una reducción de NO_x, pero menor de hollín según la cantidad de Diesel utilizado para el inicio del proceso. En cambio, el control sigue sin ser instantáneo, ya que aunque el sistema de inyección marca el instante de inyección el tiempo de retraso del propio Diesel a auto encenderse es el que marca el inicio y progreso de la combustión. La unión del uso de dos sistemas de inyección unido al de dos combustibles dificulta la implementación en los motores de producción.

- *Control mediante agentes externos.* Una de las soluciones planteadas en las estrategias HCCI que mejoran sustancialmente el control del inicio, el centrado de la combustión y de la dispersión entre ciclos es el uso de asistencia por bujía en estos modos de combustión. Estas estrategias hasta el momento han sido planteadas en motores de arquitectura gasolina derivadas de las estrategias CAI. El objetivo principal de la estrategia es la de promover el autoencendido mediante la descarga de la bujía y con ello controlar el instante del mismo dentro del ciclo motor. Como se ha visto en la revisión bibliográfica esta implementación es debida a que dicha tipología de motor cuenta con los sistemas necesarios para implantar estas estrategias, inyección en el colector de admisión y sistema de encendido de una manera sencilla. Aunque los estudios muestran buenos resultados en control del inicio y phasing de la combustión siguen sin resolverse ciertas problemáticas. Los resultados de emisiones de NO_x sufren un repunte importante así como la problemática del *knocking* a media y alta carga. Además aparecen problemas en cuanto la eficiencia general debido a los sistemas que acarrearán de su configuración intrínseca gasolina, pérdidas por bombeo debido a la válvula de mariposa así como menor eficiencia debido a la menor relación de compresión que suelen implementar este tipología de motores.

Así pues, atendiendo a la literatura revisada, se puede afirmar que la mayoría de estudios y trabajos sobre las estrategias de control en procesos de combustión homogéneos y parcialmente premezclados no solucionan, al menos de manera completa, el problema fundamental de control del inicio, el *phasing* y control ciclo a ciclo de estos modos de combustión. Además existe un problema fundamental para extender el funcionamiento al conjunto de grados de carga como el de un motor en funcionamiento convencional.

De las principales estrategias se extrae que:

- El potencial del uso de la recirculación de gases de escape ha sido planteado en la mayoría de los estudios de la bibliografía. La reducción de la reactividad del aire tanto para retrasar el inicio de la combustión, incrementar el tiempo extra de mezcla así como reducir las temperaturas del proceso, tienen un papel fundamental en la reducción de las emisiones de hollín y NOx. Además, esta es una técnica que puede ser implementada y combinada con la mayoría de estrategias propuestas en la bibliografía.
- En lo referente a la elección de un combustible para la mejora de las combustión parcialmente premezclada, parece que los diferentes investigadores opten por definir un combustible de bajo índice de cetano y de alta volatilidad que mejore los tiempos de mezcla, que permita utilizar altas relaciones de compresión y que se reduzca los problemas de contacto del chorro con la pared. Un fenómeno altamente interesante derivado de los resultados de la literatura, es el estudio de las estrategias de inyección directa de gasolina a alta presión mediante inyectores common rail Diesel. El incremento de la presión de inyección, la posibilidad de realizarlo directamente en motor y la reducción de los diámetros de los orificios de la tobera promueven un proceso de mezcla más en tiempos más cortos y por consiguiente permiten generar los mismos en diferentes instantes dentro del ciclo motor (más cercanos al PMS). Las estrategias parecen tener un potencial muy definido en los procesos PPC donde acortar el tiempo de inyección y de formación de la mezcla es fundamental.
- En lo referente a la problemática de control del inicio la estrategia que ofrece un mayor potencial, del conjunto de soluciones que muestra la literatura, es el uso de control del encendido asistido por bujía. Los diferentes estudios presentan grandes resultados en lo que refiere al control y a la posterior evolución en cuanto al proceso homogéneo o en motores de encendido provocado. La acción directa sobre el inicio de la combustión tiene grandes beneficios en lo que respecta al control del inicio a diferentes regímenes y cargas, sobre el phasing del proceso así como sobre la reducción del ruido de la combustión.

2.6.2 Objetivos de la tesis

Con el fin de paliar las limitaciones encontradas en los trabajos previos revisados referentes a los nuevos modos de combustión en motores de encendido por compresión, especialmente en los modos de combustión parcialmente premezclados, en el presente trabajo de investigación se pretende realizar un extenso análisis cuyo objetivo principal *es contribuir a la comprensión básica de los fenómenos asociados a dichos procesos de combustión así como promover estrategias para la reducción de las diferentes desventajas encontradas*. De manera concreta se pretende:

- *Caracterizar los cambios en los procesos de inyección, mezcla y autoencendido con el uso de la gasolina en motores de encendido por compresión y su influencia en los modos de combustión parcialmente premezclados.*
- *Evaluar el potencial de la asistencia por bujía como método de control del inicio y de la liberación del calor de los modos de combustión parcialmente premezclados gasolina.*

Para cumplir estos objetivos se ha de diseñar una metodología general y estrategia de trabajo que permita, a través de la misma, dar luz a los principales retos y objetivos planteados.

2.6.3 Metodología general de la tesis doctoral

La consecución de los objetivos planteados en este trabajo de investigación requiere de la implementación y desarrollo de una metodología de trabajo adecuada para cumplir con estos, obteniendo la máxima información y de la mayor calidad posible de los mismos. Es evidente que la propia metodología que se va a desarrollar se va a ver influenciada por estos mismos objetivos específicos y por tanto habrá que diseñar una que permita por un lado obtener los resultados y la información de cada una de las secciones y por otro que siga una línea general de la investigación clara y concisa que lleve y cumpla con el hilo argumental de la misma presentada en la sección 1.3 del capítulo de introducción.

Puesto que el objetivo principal de la presente tesis no es en ningún caso optimizar procesos de combustión y sus emisiones, sino más bien realizar un conjunto de estudios de carácter más básico parece lícito pensar que cuanto más simplificada sea la estrategia diseñada para evaluar cada uno de los estudios planteados más sencillo será poder sacar conclusiones y observar las características principales de los mismos. Conjuntamente con esta idea, seguir el orden secuencial

de los procesos para la evaluación de los estudios puede permitir alcanzar de una forma más detallada y con una mejor comprensión los diferentes procesos evaluados. De este modo la Figura 2.11 muestra un diagrama de secuenciación del proceso de cómo han sido llevados a cabo los diferentes estudios.

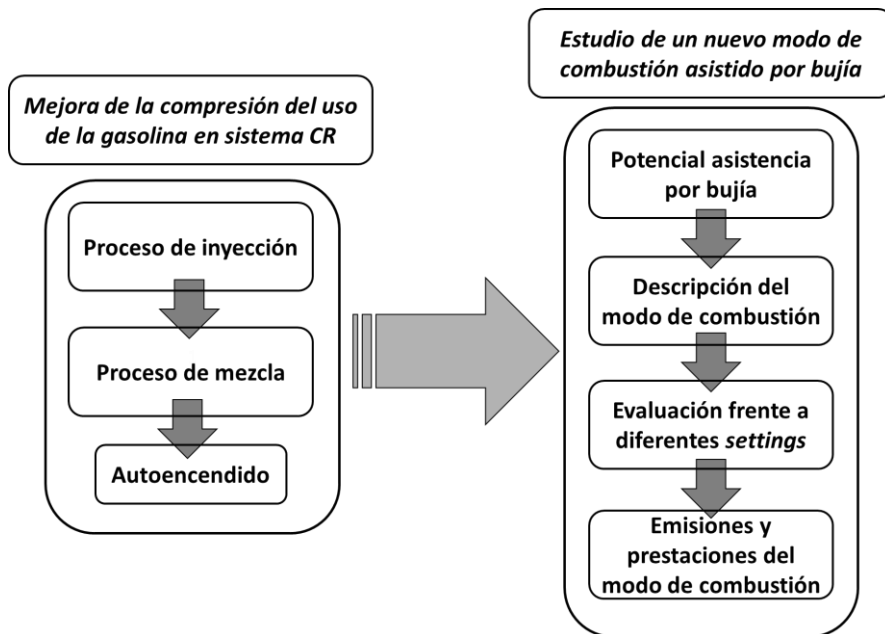


Figura 2.11: Diagrama de la secuencia de la metodología general.

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

Una primera fase inicial, en donde se van a realizar estudios sobre el proceso de inyección, de mezcla y de autoencendido. Estos se presentan de tal manera que se podrán mostrar los principales efectos y características del uso de la gasolina en cada uno de ellos, comparándolos en todos los casos con el combustible Diesel de referencia. Se pretende corroborar experimentalmente los principales resultados que ya han sido destacados en la literatura así como poner de relevancia nuevos. Aportando así información sobre algunos fenómenos y procesos interesantes y novedosos que no han sido encontrados en la revisión bibliográfica y que pueden ser de interés para la comunidad científica. Así pues se pretende dar luz en cuanto a:

- *La mejora en los procesos de inyección, mezcla y autoencendido con el uso de gasolina como combustible principal en sistemas de inyección Diesel.* En estos estudios se intentará ahondar en los procesos más relevantes de cada uno de ellos desde la manera más simple a la más compleja. Se evaluarán los procesos de inyección, efectos sobre los transitorios de apertura y cierre de inyector, y sobre la parte estabilizada donde además se obtendrán valores promedios de las tasa de inyección. Todo ello planteando diferentes planes de ensayo que abarquen un amplio rango de funcionamiento. Junto con estos estudios se realizarán los de flujo de cantidad de movimiento para ambos combustibles así como la visualización macroscópica. En esta misma parte de la investigación se estudiará la longitud líquida en condiciones evaporativas y mediante un código 1D, el proceso de mezcla en condiciones cuasiestacionarias y en condiciones de mezcla después del final de la inyección. Por último se evaluará el proceso de autoencendido parcialmente premezclado en motores de encendido por compresión mediante el uso de gasolina, de manera tanto teórica como experimental mediante la evaluación de tiempos de retraso.
- *Los beneficios y el potencial de las combustiones parcialmente premezcladas con el uso de un combustible de alto índice de octano como es la gasolina.* Mediante la visualización y el estudio de la señal de presión instantánea se compararán los procesos fundamentales de una combustión PPC con Diesel y gasolina para diferentes condiciones de operación. Se pretende además incrementar con ello la información que se tiene por la comunidad científica de dichos procesos de combustión con el uso único de gasolina.

En una segunda fase se va a profundizar en la evaluación, descripción y caracterización de un nuevo modo de combustión parcialmente premezclado y con asistencia por bujía, donde en cuatro secciones se presentarán:

- *El potencial de la asistencia por bujía en modos de combustión PPC con el uso de gasolina.* Otra vez, realizando el estudio de lo más simple a lo más complejo se evaluarán cuáles son los beneficios principales de la asistencia por bujía para las problemáticas encontradas en la revisión bibliográfica y observando si existe o no mejora en cada uno de ellos.
- *Una descripción conceptual y fenomenología del nuevo modo de combustión.* Esta es la parte fundamental de la investigación. En ella se evaluarán y describirán mediante el uso de diferentes técnicas ópticas el nuevo modo de combustión de asistencia por bujía. Sus principales características de manera temporal y espacial. Se generará una interrelación entre los resultados de la

combustión: derivados de la señal de presión en cilindro, derivados de las imágenes (luminosidad natural, radicales CH y OH) y de la espectrografía. Con esta estrategia de conjugar resultados se detallaran las principales características de cada una de las fases del proceso de combustión.

- *La caracterización y estudio del efecto de diferentes variables sobre el modo de combustión.* Se realizarán en esta parte de la investigación estudios paramétricos para observar que influencia tiene cada uno de estos sobre el modo de combustión desarrollado. Así también se observarán tendencias de mejoras sobre el modo de combustión con la modificación de dichas variables.
- *Una primera evaluación de las emisiones y prestaciones derivadas de dicho modo.* Finalmente y como última parte de esta investigación se plantea un estudio exploratorio de las prestaciones y emisiones del modo de combustión para poder, en primera instancia, enmarcar este dentro de las problemáticas encontradas en la revisión bibliográfica que soluciones aporta, mejoras y problemas que subyacen.

Como en todo estudio de estas características, será necesario describir tanto las características de las herramientas experimentales que se han utilizado durante la realización del mismo. En este estudio habrá que hacer especial hincapié en mostrar las características de las salas de ensayo y los principales montajes ópticos realizados para la evaluación del modo de combustión. También es necesario seleccionar las herramientas teóricas con las que se va a realizar el análisis de los resultados y complementar los resultados experimentales.

A este cometido se ha dedicado específicamente el capítulo 3 de la presente investigación como ya había sido comentado en el esquema general de la tesis presentado en el capítulo 1.

2.7 Bibliografía

- [1] Stone, R. (1999). Introduction to internal combustion engines. Macmillan.
- [2] Benajes, J., Molina, S., García, J.M. (2001). Influence of Pre and Post Injection on the Performance and Pollutant Emissions in a HD Diesel Engine. SAE Paper 2001-01-0526.
- [3] Johnson, T.V., Diesel Emission Control in Review. SAE Technical paper 2006-01-003, 2006.

- [4] Kim, J., Park, S.W., Reitz, R.D. Improvements in the Performance and Pollutant Emissions for Stoichiometric Diesel Combustion Engines using a Two-Spray-Angle Nozzle. *Journal of Automobile Engineering*, 224(8) pp 1113-1122. 2010.
- [5] Heywood, J. (1988). *Internal combustion engines fundamentals* (1ª edición). Estados Unidos: McGraw-Hill Inc.
- [6] Taylor, C. (1994). *The Internal Combustion Engine in Theory and Practice*. The M.I.T. Press.
- [7] Dec, J. E. (1997). A Conceptual Model of DI Diesel Combustion Based on Laser-Sheet Imaging. *Transactions of the SAE*, Vol.106, pp.1319-1348. SAE Paper 970873.
- [8] Arrègle, J., López, J.J., García, J.M., Fenollosa, C. (2003). Development of a zero-dimensional Diesel combustion model. Part 1: Analysis of the quasi-steady diffusion combustion phase. *Applied Thermal Engineering*, Vol.23, pp. 1301-1317.
- [9] Molina, S. (2005). *Influencia de los parámetros de inyección y la recirculación de gases de escape sobre el proceso de combustión en un motor diesel*. Barcelona: Editorial Reverté S.A.
- [10] Fenollosa, C. (2005). *Modelado fenomenológico del proceso de combustión por difusión diesel*. Barcelona: Editorial Reverté S.A.
- [11] García, J.M. (2006). *El proceso de combustión turbulenta de chorros diesel de inyección directa*. Barcelona: Editorial Reverté S.A.
- [12] Novella, R. (2009). *Análisis del potencial de los ciclos Atkinson y Miller en un motor Diesel de cilindrada media. Influencia sobre el proceso de inyección-combustión y la formación de emisiones contaminantes*. Tesis Doctoral, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos. Universidad Politécnica de Valencia.
- [13] Kamimoto, T., Kobayashi, H. *Combustion processes in diesel engines*. *Progress in Energy and Combustion Science*. Vol. 17, Issue 2, pp. 163-189, 1991.
- [14] Hiroyasu, H., Hiroyasu, T., Miki, M., Jamiura, J., & Watanabe, S. (2003). *Genetic Algorithms Optimization of Diesel Engine Emissions and Fuel Efficiency with Air Swirl, EGR, Injection Timing and Multiple Injections*. SAE Paper 2003-01-1853, 2003.

- [15] Tree, D. R., & Svensson, K. I. (2007). Soot processes in compression ignition engines. *Progress in Energy and Combustion Science*, Vol.33, pp.272-309.
- Rente, T., Golovitchev, V., & Denbratt, I. (2001). Effect of injections parameters on auto-ignition and soot formation in diesel sprays. SAE Paper 2001-01-3687.
- [16] Kokjohn, S.J. (2012) Reactivity controlled compression ignition.(RCCI) combustion. Doctoral Thesis University of Wisconsin 2012.
- [17] Walter, B., Gatellier B. Development of the high power NADI concept using dual-model diesel combustion to achieve zero NO_x and particulate emissions. SAE paper 2002-01-1744, 2002.
- [18] Lee, R., Reitz, R.D. The effect of intake boost pressure on MK combustion. *JSAE*. Vol. 46 num.3, 2003.
- [19] Coma, G., Gastaldi, P., Hardy, J.P., Matroteaux, D. HCCI combustion: dream or reality. *Proceedings of Aachener Kolloquium Fahrzeug und Motorentechnik*, pp. 513-524, 2004.
- [20] De Rudder, K. (2007). An approach to low temperature combustion in a Small HSDI Diesel engine. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia.
- [21] Lu, X., Ji, L., Ma, J. Zhou, X., Huang, Z. Combustion characteristics and influential factors of isooctane active-thermal atmosphere combustion assisted by two-stage reaction of n-heptane. *Combustion and Flame*, Vol. 158, Issue 2, pp. 203-216, 2012
- [22] Fang, Q., Fang, J., Zhuang, J., Huang, Z. Influences of pilot injection and exhaust gas recirculation (EGR) on combustion and emissions in a HCCI-DI combustion engine. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 48, 15, pp 97-104, 2012.
- [23] Turns, S.R. *An Introduction to Combustion: Concepts and Applications*. Second Edition, McGraw-Hill, New York, 2000.
- [24] García, A.(2011). Estudio de los efectos de la post inyección sobre el proceso de combustión y la formación de hollín en motores Diesel. Barcelona: Editorial Reverté S.A.
- [25] Starck, L., Lecointe, B., Forti, L., Jeuland, N. Impact of fuel characteristics on HCCI combustion: Performances and emissions. *Fuel*, Vol. 89, Issue 10, pp. 3069-3077, 2010.
- [26] Kong, S.C., Reitz, R.D., Christensen, M., Johansson, B. Modeling the effects of geometry-generated turbulence on HCCI engine combustion. SAE paper 2003-01-1088, 2003.

- [27] Yao, M., Zheng, Z., Liu, H. Progress and recent trends in homogeneous charge compression ignition (HCCI) engines. *Progress in Energy and Combustion Science*, Vol. 35 pp. 398–437, 2009
- [28] Lu, X.C., Chein, W., Huang, Z. A fundamental study on the control of the HCCI combustion and emissions by fuel design concept combined with controllable EGR. Part 1. The basic characteristics of HCCI combustion. *Fuel*, Vol. 84, pp. 1074–1083, 2005.
- [29] Hernández, J.J., Sanz-Argent, J., Benajes, J., Molina, S. Selection of a diesel fuel surrogate for the prediction of auto-ignition under HCCI engine conditions *Fuel*, Vol. 87, Issue 6, pp. 655-665, 2008.
- [30] Payri, F., Broach, A., Tormos, B., Marant, V. New Methodology for in-cylinder pressure analysis in direct injection diesel engines application to combustion. *Mesc. Science and technology*, Vol. 16, núm 2, pp 540-547, 2005.
- [31] Oppenheim, A.K. The knock syndrome its cures and its victims. SAE paper 841339. 1983.
- [32] Sheppard C.G.W., Tolegano S., Woolley R. On the nature of autoignition leading to knock in HCCI engines. *SAE Int. journal of engine* 202-01-2831, 2002.
- [33] Persson, H., Agrell, M., Olsson, J-O., Johansson, B., Ström, H. The Effect of Intake Temperature on HCCI operation using negative valve overlap. SAE paper 2004-01-0994, 2004.
- [34] Starck, L., Lecointe, B., Forti, L., Jeuland, N. Impact of fuel characteristics on HCCI combustion: Performances and emissions *Fuel*, Vol. 89, Issue 10, pp. 3069-3077, 2010.
- [35] Stanglmaier, R.H, Roberts, C.E. Homogeneous charge compression ignition (HCCI): benefits, compromise, and future engine applications. SAE paper 1999-01-3682. 1999.
- [36] Pacheco, F.A., Martins, Mario E.S., Zhao, H. New European Drive Cycle (NEDC) simulation of a passenger car with a HCCI engine: Emissions and fuel consumption results. *Fuel*, April 2013 *in press*.
- [37] Eng, J.A. Characterization of pressure waves in HCCI combustion. SAE paper 2002-01-2859. 2002.
- [38] Ravi, N., Liao, H., Jungkunz, A.F., Widd, A., Gerdes, J.C. Model predictive control of HCCI using variable valve actuation and fuel injection . *Control Engineering Practice*, Vol. 20, Issue 4, pp 421-430, 2012.

- [39] Liao, H., Widd, A., Ravi, N., Jungkunz, A.F., Kang, J.M., Gerdes, J.C. Control of recompression HCCI with a three region switching controller *Control Engineering Practice*, Vol. 21, Issue 2, pp. 135-145, 2013.
- [40] Harada, A., Shimazaki, N., Sator, S., Miyamoto, T., Akagawa, H., Tsujimura, K. The effects of mixture formation on premixed lean diesel combustion. SAE paper 980533, 1998.
- [41] Yang, J., Culp, T., Kenney, T. Development of a gasoline engine using HCCI technology. The concept and the results. SAE paper 2002-01-2832, 2002.
- [42] Saxena, S., Schneider, S., Aceves, S., Dibble, R. Wet ethanol in HCCI engines with exhaust heat recovery to improve the energy balance of ethanol fuels. *Applied Energy*, Vol. 98, pp 448-457, 2012.
- [43] Komminos, N.P. Assessing the effect of mass transfer on the formation of HC and CO emissions in HCCI engines, using a multi-zone model. *Energy Conversion and Management*, Vol. 50, Issue 5, pp. 1192-1201, 2009.
- [44] Narayanaswamy, K., Rutland, C.J. Cycle simulation diesel HCCI modeling studies and control. SAE paper 2004-01-2997, 2004.
- [45] Aceves, S.M., Flowers, D.L., Westbrook, C.K., Smith, J.R., Pitz WJ, Dibble RW, et-al A multi-zone model for prediction of HCCI combustion and emissions. SAE paper 2000-01-0327, 2000.
- [46] Zheng, Z., Yao, M. Charge stratification to control HCCI: Experiments and CFD modeling with n-heptane as fuel. *Fuel*, Vol. 88, Issue 2, pp. 354-365, 2009.
- [47] Aceves, S.M., Flowers D.L., Martinez-Frias, J., Smith, J.R., Westbrook, C.K., Pitz, W.J. A sequential fluid-mechanic chemical-kinetic model of propane HCCI combustion. SAE paper 2001-01-1027, 2001.
- [48] Aceves, S.M., Martinez-Frias J, Flowers DL, Smith JR, Dibble R.W., Wright J.F. A decoupled model of detailed fluid mechanism followed by detailed chemical kinetics for prediction of iso-octane HCCI combustion. SAE paper 2001-01-3612; 2001.
- [49] Payri, R., Gimeno, J., Bardi, M., Plazas, A.H., Study liquid length penetration results obtained with a direct acting piezo electric injector. *Applied Energy*, Vol. 106, pp. 152-162, 2013.
- [50] Kiplimo, R., Tomita, E., Kawahara, N., Yokobe, S. Effects of spray impingement, injection parameters, and EGR on the combustion and emission characteristics of a PCCI diesel engine. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 37, pp.165-175, 2012.

- [51] Zhao, H. HCCI and CAI engines for automotive industry: Chapter 11 HCCI combustion with early injection and multiple injections in the heavy duty diesel engine PREDIC .Woodhead Publishing Limited. CRC press, 2007.
- [52] Walter, B., Monteiro, L., Michel, M., Gatellier, B. Improvement exhaust and noise emissions of NADI concept using premixed type combustion with multiple injections. SIA congress. 2004.
- [53] Canakci, M., An experimental study for the effects of boost pressure on the performance and exhaust emissions of a DI-HCCI gasoline engine. Fuel, Vol. 87, Issues 8–9, pp. 503-1514. 2008.
- [54] Su, W.H., Zhang, X.Y. Mixing enhancement by a Bump ring in a combustion chamber for compound combustion. SAE paper 2005-01-3721. 2005.
- [55] Laguitton, C.C., Cowell, T., Heikal, M.R., Gold, M.R. The effect of compression ratio on exhaust emissions from a PCCI diesel engine. Energy Conversion and Management, Vol. 48, pp. 2918-2924, 2007.
- [56] Benajes, J., Molina, S.A., Novella, R., Arthozoul, S. Advanced injection strategies to attain partially premixed combustion process in a heavy duty Diesel engine. SAE paper 2008-01-0642, 2008
- [57] Reitz, R.D., Sun, Y., Nevin, R.M., Gonzalez, M.A. PCCI investigation using variable intake valve closing in a heavy duty diesel engine. SAE paper 2007-01-0903, 2007.
- [58] Kalghatgi, G. T., Risberg, P., Angström, H. Advantages of Fuels with High Resistance to Auto-ignition in Late-injection, Low-temperature, Compression Ignition Combustion. SAE Technical Paper 2006-01-3385, 2006.
- [59] Manente, V., Johansson B., Tunestal, P., Partially Premixed Combustion (PPC) at High Load using Gasoline and Ethanol, a Comparison with Diesel. SAE paper 2009-01-0944, 2009.
- [60] Oakley, A., Zhao, H., Ladommatos, N. Ma, T. Dilution effects on the Controlled autoignition (CAI) combustion of hydrocarbon and alcohol fuels. SAE paper 2001-01-3606, 2001.
- [61] Kalghatgi, G. T. Auto-Ignition Quality of Practical Fuels and Implications for Fuel Requirements of Future SI and HCCI Engines. SAE Technical Paper 2005-01-0239, 2005.
- [62] Kalghatgi, G.T., Risberg, P., Angström, H. Partially Pre-Mixed Auto-Ignition of Gasoline to Attain Low Smoke and Low NO_x at High Load in a Compression Ignition Engine and Comparison with a Diesel Fuel. SAE Technical Paper 2007-01-0006, 2007.

- [63] Marriott, C.D., Kong, S.-C., Reitz, R. D. Investigation of Hydrocarbon Emissions from a Direct Injection-Gasoline Premixed Charge Compression Ignited Engine. SAE Technical Paper 2002-01-0419, 2002.
- [64] Marriott, C.D., Reitz, R. D., Experimental Investigation of Direct Injection-Gasoline for Premixed Compression Ignited Combustion Phasing Control. SAE Technical Paper 2002-01-0418, 2002.
- [65] Liu, H., Yao, M., Zhang, B., and Zheng, Z. Effects of Inlet Pressure and Octane Numbers on Combustion and Emissions of a Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Engine. *Energy & Fuels*, Vol. 22, pp. 2207-2215, 2008.
- [66] Splitter, D.A. Effect of Compression Ratio and Piston Geometry on RCCI Load Limit., 17 annual Directions in Engine-Efficiency and Emissions Research (DEER) conference presentation, presented October 5, 2011.
- [67] Hanson, R.M., Kokjohn, S.L., Splitter D.A., and Reitz, R.D. Fuel Effects on Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI) Combustion at Low Load. *SAE International Journal of Engines*, Vol. 4, pp 394-411, 2011.
- [68] Splitter, D.A. High efficiency RCCI combustion. Doctoral Thesis University of Wisconsin 2012.
- [69] Li, Y.F., Zhao H., Brouzos, N. CAI combustion with methanol and ethanol in an air assisted direct injection gasoline engine. SAE paper 2008-01-1673, 2008.
- [70] Zhang, Y, He BQ, Xie H, Zhao H. The combustion and emission characteristics of ethanol on a port fuel injection HCCI engine. SAE paper 2006-01-0631, 2006.
- [71] Xie, H., Wei, Z.P., He, B.Q., Zhao, H. Comparison of HCCI combustion respectively fueled with gasoline, ethanol and methanol through the trapped residual gas strategy. SAE paper 2006-01-0635, 2006.
- [72] Musculus, Mark P.B., Miles, Paul C., Pickett, Lyle M. Conceptual models for partially premixed low-temperature diesel combustion *Progress in Energy and Combustion Science*, Vol.39, Issues 2–3, pp 246-283. 2013.
- [73] Lee, S., Reitz, R.D. Spray targeting to minimize soot and CO formation in premixed charge compression ignition (PCCI) combustion with a HSDI diesel engine. SAE paper 2006-01-0918, 2006.
- [74] Kanda, T., Hakozaiki, T., Uchimoto, T., Hatano, J., Kitayama, N., Sono, H. PCCI operation with fuel injection timing set close to TDC. SAE paper 2006-01-0920, 2006.

- [75] Lewander, M., Johansson, B., Tunestal, P., Keeler, N., Tullis, S., Milovanovic, N., Bergstrand, P. Evaluation of the Operating Range of Partially Premixed Combustion in a Multi Cylinder Heavy Duty Engine with Extensive EGR. SAE Paper 2009-01-1127, 2009.
- [76] Yamada, H., Suzuki, K., Tezaki, A., Goto, Y. Transition from cool flame to thermal flame in compression ignition process. Combustion and flame, Vol. 154, pp. 248–258, 2008.
- [77] Musculus, M.P.B., Kattke, K. Entrainment waves in diesel jets. SAE Paper 2009-01-1355, 2009
- [78] Dec, J. E. (1997). A Conceptual Model of DI Diesel Combustion Based on Laser-Sheet Imaging. Transactions of the SAE, Vol.106, pp.1319-1348. SAE paper 970873.
- [79] Noehre, C., Andersson, M., Johansson, B., and Hultqvist, A. Characterization of Partially Premixed Combustion. SAE Technical paper 2006-01-3412, 2006.
- [80] Johansson, B. Path to high efficiency engines. 17 annual Directions in Engine-Efficiency and Emissions Research (DEER) conference presentation, 2010.
- [81] Manente, V., Zander, C., Johansson, B., Tunestal, P. 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, 2010.
- [82] Manente, V., Johansson, B., Tunestal, P., Sonder, M., Serra, S. Gasoline Partially Premixed Combustion: High Efficiency, Low NOx and Low Soot by using an Advanced Combustion Strategy and a Compression Ignition Engine. FCE09, Istanbul Turkey, 2009.
- [83] Lewander, M., Ekholm, S., Johansson, B., Tunestål, P., Milovanovic, N., Keeler, N., Harcombe, T., Bergstrand, P. Investigation of the Combustion Characteristics with Focus on Partially Premixed Combustion PPC in a Heavy Duty Engine. SAE paper 2008-01-1658, 2008.
- [84] Solaka, H., Aronsson, U., Turner, M., Johansson, B., Investigation of partially premixed combustion characteristics in low load range with regards to fuel octane number in a light duty Diesel engines. SAE paper 2012-01-0684, 2012.
- [85] Kalghatgi, G.T., Hildingsson, L., Harrison, A.J., Johansson, B. Autoignition quality of gasoline fuels in partially premixed combustion in diesel engines. Proceedings of the Combustion Institute, Vol. 33, Issue 2, 2011, pp. 3015-3021.

-
- [86] Borgqvist, P., Tunestal, P., Johansson, B. Gasoline Partially Premixed Combustion in a Light Duty Engine at Low Load and Idle Operating Conditions. SAE paper 2012-01-0687, 2012.
- [87] Hildingsson, L., Kalghatgi, G., Tait, N., Johansson, B., Harrison, A., Fuel octane effects in partially premixed combustion in compression ignition engines. SAE paper 2009-01-2648, 2009.
- [88] Zhao, H. HCCI and CAI engines for automotive industry. Woodhead Publishing Limited. CRC press.2007.
- [89] Zhang, Y., Zhao, H., Ojapah, M., Cairns, A. CAI combustion of gasoline and its mixture with ethanol in a 2-stroke poppet valve DI gasoline engine Fuel, Vol.109, pp. 661-668, 2013.
- [90] Natarajan, V., Sick, V., Reuss, D.L., Silvas, G. Effect of spark ignition on combustion periods during spark assisted compression ignition. Combustion science and technology. Vol.181 pp.1187-1206, 2009.
- [91] Wang, Z., Wang, J.X., MA, Q.J. Effect of spark and stratified charge on gasoline HCCI combustion with direct injection.
- [92] Reuss, D.L., Kuo, T.W., Silvas, G., Sick, V., Experimental metrics for identifying origins of combustion variability during spark assisted compression ignition. International Journal of Engine research. Vol. 9 pp. 409. 2008.
- [93] Persson, H. Spark assisted compression ignition. Doctoral thesis. Lund University 2009.
- [94] Persson, H., Rémon A., Johansson, B. The effect of swirl on spark assisted compression ignition. JSAE 20077167, SAE paper 2007-01-1856, 2007.

Capítulo 3

Herramientas experimentales y teóricas

Contenido

3.1	Introducción.....	85
3.2	Herramientas experimentales	86
3.2.1	Introducción	86
3.2.2	Motor monocilíndrico de investigación	86
3.2.2.1	Descripción y características principales del motor monocilíndrico de investigación.....	87
3.2.2.2	Descripción de la culata utilizada en la investigación. Posición relativa chorro bujía.....	88
3.2.2.3	Características de la versión transparente del motor monocilíndrico de investigación.....	91
3.2.2.4	Características generales de la sala de ensayos	93
3.2.2.5	Sistemas auxiliares de la sala de ensayos	94
3.2.2.6	Equipo de medida de emisiones	99
3.2.2.7	Opacímetro	101
3.2.2.8	Sistema de inyección de alta presión	101
3.2.2.9	Sistema de encendido eléctrico DMIS. Caracterización del sistema en alta densidad.....	102
3.2.3	Sistemas para la caracterización de los sistemas de inyección	108
3.2.3.1	Medida de flujo másico. Tasímetro	108
3.2.3.2	Maqueta de medida de flujo de cantidad de movimiento	110

3.2.3.3	Medida real de las características geométricas de la tobera mediante la técnica de moldes de silicona.....	111
3.3	Herramientas teóricas.....	114
3.3.1	Código de diagnóstico de la combustión. CALMEC.....	115
3.3.2	Modelado de chorro unidimensional. DICOM	118
3.3.3	Código de cálculo de cinética química. CHEMKIN	120
3.4	Técnicas ópticas. Montajes y programas de procesado	122
3.4.1	Maqueta de visualización del chorro de inyección	122
3.4.2	Montajes ópticos motor monocilíndrico transparente.....	126
3.4.2.1	Medida de Longitud líquida. Condiciones evaporativas	126
3.4.2.2	Visualización de la luminosidad natural y de los radicales CH OH	128
3.4.2.3	Espectrografía.....	133
3.5	Conclusiones	136
3.6	Bibliografía	137

3.1 Introducción

En el presente capítulo se describen brevemente, pero con suficiente nivel de detalle, tanto las instalaciones y diferentes equipos de medida como los modelos teóricos utilizados durante el desarrollo de esta tesis doctoral.

La realización de toda investigación de corte científico-tecnológico requiere la selección, puesta a punto, validación y posterior utilización de diferentes herramientas tanto experimentales como teóricas. Con la utilización de dichas herramientas y tras un proceso de adecuación y procesado se consigue obtener la información necesaria para poder afrontar con éxito los objetivos planteados en el capítulo 2.

Así pues, tanto la calidad del trabajo como la consecución de los objetivos inicialmente planteados dependen en gran medida de las características de dichas herramientas, del conocimiento sobre estas y de la correcta implementación para obtener los resultados buscados con cada una de ellas.

El siguiente capítulo se ha estructurado, por motivos puramente formales y de coherencia, en tres apartados bien diferenciados. Una primera sección dedicada a la caracterización de las herramientas experimentales, una segunda dedicada a la descripción de las herramientas teóricas y códigos y por último una tercera donde se detallan las técnicas y montajes ópticos utilizados en la presente tesis. Además, cabe destacar que tanto en el apartado de herramientas experimentales como en el de técnicas ópticas se dedican íntegramente subsecciones a presentar la metodología empleada durante la realización del trabajo experimental, en el caso de las técnicas ópticas se presentan en detalle los montajes ópticos utilizados con las diversas cámaras y sistemas auxiliares.

Finalmente, en las tesis doctorales de Molina [1], Riesco [2], García [3] y Gimeno [4] puede encontrarse más información sobre las características de las diferentes instalaciones experimentales, equipos de medida y modelos teóricos de uso generalizado en el ámbito de la investigación en motores de encendido por compresión así como algunas metodologías específicas de ensayo de interés.

3.2 Herramientas experimentales

3.2.1 Introducción

La consecución de los objetivos planteados en el presente trabajo, tal y como se ha descrito en la sección 2.6.2 del capítulo 2, hace necesario el uso de una serie de herramientas experimentales, ya que los resultados de los ensayos sobre motor, ya sea en su versión transparente o en su versión metálica, van a constituir una fuente de información vital para el desarrollo del mismo. Por ello, es muy importante definir qué tipo de información se va a necesitar y cómo se va a obtener, se trata en definitiva de responder a las siguientes cuestiones: qué se va a medir, con qué se va a medir, cómo se van a tratar dichas medidas, qué información se pretende extraer de los ensayos, y no menos importante, qué aspectos son fundamentales a la hora de medir para el correcto desarrollo del estudio. A continuación en esta sección se intenta dar respuesta a las cuestiones planteadas.

3.2.2 Motor monocilíndrico de investigación

El motor monocilíndrico de investigación es, sin lugar a dudas, la componente más importante de la presente investigación y a su vez también la más compleja estructural y tecnológicamente. Dicha instalación experimental y sus diversos sistemas auxiliares proporcionan en gran parte el sustento principal para la realización de los diversos ensayos experimentales realizados en la presente tesis doctoral.

En primer lugar, se comentará la dualidad del motor utilizado. Esta consta de la intercambiabilidad entre motor monocilíndrico transparente y versión metálica. Sus principales características serán comentadas en la primera sección. El motor ha sido equipado con un sistema de inyección *common rail* de acuerdo con las necesidades del presente estudio y al que se le dedica una sección aparte.

Puesto que en última instancia es el propio motor el que delimita en mayor medida el ámbito del estudio, es necesario conocer sus características más relevantes y muy especialmente sus propiedades geométricas.

3.2.2.1 Descripción y características principales del motor monocilíndrico de investigación

El objetivo de este motor monocilíndrico de investigación es reproducir lo más fielmente posible las mismas condiciones en cada una de sus versiones. La versión transparente se utiliza para obtener imágenes de los procesos de inyección y combustión, y reproducirlos en la versión metálica para obtener emisiones y prestaciones. Así pues, la instalación experimental en la que se han realizado los ensayos durante esta tesis equipa un motor de encendido por compresión monocilíndrico diseñado por AVL [5] que cuenta con un bloque motor fijo al cual se le puede añadir o no, según sea la versión montada, un extensor de manera que se suplementa la posición de la culata obteniendo un acceso óptico a través de la sección del extensor y el pistón transparente.

En la Tabla 3.1 se resumen las principales características del motor monocilíndrico de investigación tanto en su versión transparente como metálica.

Características	Valor
Tipo	MEC 4T, inyección directa
Fabricante	AVL
Cilindrada [cm ³]	544.75
Régimen de giro máximo [rpm]	4500
Régimen de giro nominal Tr ¹² [rpm]	750
Régimen de giro nominal Me ¹³ [rpm]	2000
Relación de compresión Tr [-]	14.9
Relación de compresión Me [-]*	14.9-18.2*
Diámetro x Carrera [mm]	85 x 96
Diámetro de bowl [mm]	45
Profundidad del bowl [mm]	18
Longitud biela [mm]	152
Longitud manivela [mm]	48
Coefficiente de torbellino medio (Swirl) [-]	1.4

Tabla 3.1 Características del motor monocilíndrico de investigación. (* Indica la relación de compresión con la configuración adaptada y el pistón original)

¹²Tr: referente al motor monocilíndrico en su versión transparente.

¹³ Me: referente al motor monocilíndrico en su versión metálica.

En la presente tesis, dicho motor monocilíndrico de investigación está montado conjuntamente con una culata DW12A de PSA, que en conjunto conforma un motor de inyección directa de 0.545 litros de cilindrada unitaria, representativo de los motores generalmente empleados para equipar vehículos dedicados al transporte por carretera de personas.

3.2.2.2 Descripción de la culata utilizada en la investigación. Posición relativa chorro bujía

Como se ha comentado en el capítulo 2 dentro de los objetivos del proyecto, se basa en el estudio del control del inicio y progreso de la combustión mediante el uso de un agente externo, en este caso una bujía de encendido. Por tratarse originalmente de un motor de encendido por compresión, se han tenido que implementar ciertas modificaciones en la culata para dar alojamiento a la bujía que se precisa en tal estudio, a la vez que al sistema de control de esta. Al ser el espacio en la culata limitado y tener el *bowl* del pistón unas dimensiones no modificables, se determinó eliminar una de las válvulas de escape (por tener estas menor importancia que las de admisión en el proceso de renovación de la carga) para poder implementar el espacio requerido por la bujía. A su vez, se procedió al sellado de las galerías de la culata de agua y aceite colindantes a la válvula modificada para evitar fugas de los líquidos operantes.

Una imagen de la parte interna de la culata diseñada para el proyecto se muestra en la Figura 3.1. En esta se puede observar las dos válvulas de admisión, la válvula de escape y la posición de la bujía de encendido. En la posición central se aloja el inyector y a la derecha de este se observa el orificio de la bujía de precalentamiento del MEC que será sustituido por un captador de presión. Se puede observar también como el fondo ha sido pintado en color negro para evitar reflejos en los estudios de visualización que se realizarán con el motor monocilíndrico en su versión transparente.

La distancia entre el centro del inyector y el de la bujía sobre el plano de la culata es de 17 mm. Además la bujía se encuentra 5 mm incrustada dentro de la cámara de combustión. La distancia entre el orificio y el centro de los electrodos en la dirección del *spray* es de 17.5 mm una vez la bujía está colocada en la posición de funcionamiento. Estas distancias y posiciones son de vital importancia para la consecución del objetivo como se verá posteriormente y han sido seleccionadas tras diferentes estudios, experimentos y el uso de modelos 1D CFD (DICOM descrito por Desantes et al [6]) que serán expuestos en este mismo capítulo. Ciertamente, la mayoría de los problemas en este apartado son geométricos, los referentes a la combustión serán detallados minuciosamente.

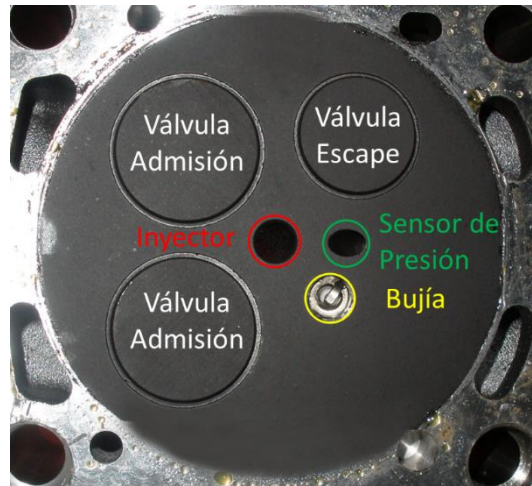


Figura 3.1: Vista inferior de la culata. Se observan las válvulas de admisión, la de escape y la posición de la bujía.

Las configuraciones de la posición relativa entre el chorro, la bujía y los electrodos de la propia bujía así como la energía liberada por esta pueden en parte determinar el éxito o fracaso de la investigación. De hecho, son fundamentales las conclusiones que se pasan a extraer de la Figura 3.2.

Como se puede observar en la figura anterior, indicando como horas del reloj (siendo la manilla de las horas el cátodo de la bujía), se pueden observar las distintas configuraciones que se pueden obtener para la posición de esta. Una vez definida la posición relativa de distancia determinada por la longitud líquida de la gasolina (DICOM) y el *bowl* de la cámara de combustión del motor transparente (geometría) y utilizando la línea central del chorro como línea de cálculo las 4 posiciones resultantes son las que aparecen en la Figura 3.2. A continuación se realiza la selección por descarte. En primer lugar se eliminan la posición las 12 y las 6 horas. Ambas posiciones hacen intersectar la línea central del chorro con el cátodo de la bujía, y aunque en todos los casos el combustible llegará en forma de vapor, en el caso de las 12 frenará el chorro, y al contactar con el metal más frío parte del combustible condensará impidiendo o al menos dificultando la descarga entre los electrodos de la bujía de encendido. En la posición a las 6 horas el problema es prácticamente el mismo, en este caso frenando la parte que se debería posicionar en el volumen de control de la descarga de la bujía. Las posiciones a ensayar son a las 3 y a las 9 horas. Las conclusiones de elegir una u otra están relacionadas en este caso con la dirección del *swirl*. Debido a la dirección del *swirl* como es sabido el chorro se desvía en la dirección de este, con lo que siendo capaz de encender la

mezcla vuelven a aparecer problemas de apagado de llama debidos a la acumulación de combustible que se frena y condensa en el cátodo de la bujía, aunque lateralmente, que es mucho menor que en la posición de las 12 horas. Finalmente, en el montaje definitivo se concluye por instalar la bujía en la posición 9 horas, con lo que además de no tener el problema de la impregnación del cátodo de la bujía, localmente el *swirl* es frenado por ese mismo electrodo, frenando ligeramente la velocidad del aire aguas debajo de la bujía, lo que mejora el proceso de ignición.

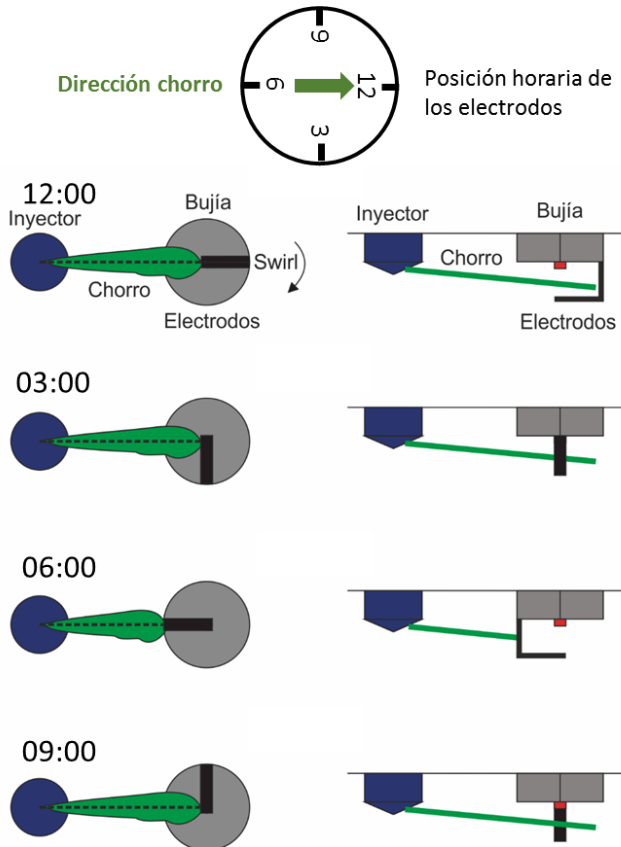


Figura 3.2: Posición Relativa entre chorro y bujía.

Finalmente en esta posición (a las 9 horas) es en la cual se monta y posiciona la bujía en la culata. Esta se ubicará sobre el motor monocilíndrico de investigación, tanto en su versión transparente como en la metálica (se puede apreciar el detalle en la Figura 3.1). La misma se fija con un tope para ajustar el paso de rosca de la bujía y que esta quede en su posición definitiva durante el montaje, además se comprueba

dicha posición mediante la observación de la misma con un endoscopio en la versión metálico y mediante la visualización con la cámara rápida e iluminación interna en el caso de usar la versión transparente.

3.2.2.3 Características de la versión transparente del motor monocilíndrico de investigación

Debido a que es parte fundamental del estudio de investigación de la presente tesis la utilización de un motor con accesos ópticos que permitan observar los procesos que ocurren en la cámara de combustión, se presentan en esta sección las características y partes fundamentales de dicho sistema. Así pues, para realizar un estudio de visualización del fenómeno de la combustión se ha dotado al motor de un sistema diseñado por el grupo AVL que ofrece la posibilidad de acceder visualmente a la cámara de combustión.

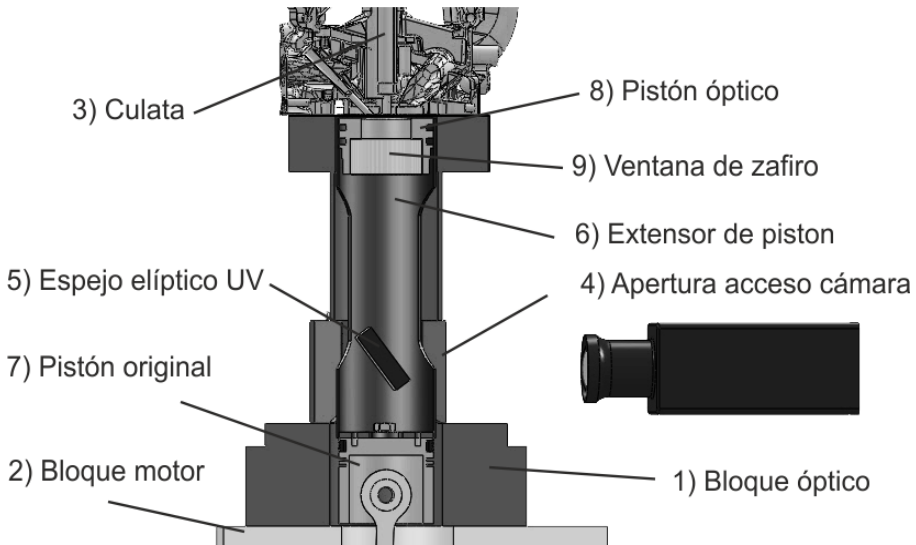


Figura 3.3: Sección transversal del motor monocilíndrico de investigación en su versión transparente.

La Figura 3.3 representa una sección en el plano medio del sistema motor-conjunto óptico. El elemento externo del conjunto es el bloque óptico (1). Este elemento se intercala entre el bloque motor (2) y la culata (3) manteniendo fija la distancia relativa entre ambas partes. El material del cual está fabricado es acero, que le confiere suficiente rigidez para mantener ambas partes sólidamente unidas. A ambos lados tiene practicadas sendas aperturas (4), las cuales permiten por un lado

el acceso óptico, y por el otro, el sistema de colocación de un espejo elíptico (5) que dispone de ruedas de posicionamiento para ajustar la posición central en cada uno de los estudios, tanto en horizontal como en vertical. En la mayoría de los casos se busca una posición de 45° respecto al plano de la culata, en la que el espejo reflejará la imagen desde la cámara de combustión hasta la cámara rápida utilizada para la adquisición de las imágenes. Dicho proceso ha sido descrito por Ramírez en su tesis doctoral [7]. En el interior, se encuentran el extensor del pistón (6), que conecta el pistón inferior del motor (7) y el pistón óptico (8), en cuyo cuerpo se aloja una ventana de zafiro (9) para poder tener acceso óptico a la cámara de combustión. Entre la ventana de zafiro y el pistón al cual va acoplada se pueden intercalar arandelas, de esta forma se pueden realizar pequeñas modificaciones de la relación de compresión del motor de forma relativamente sencilla. La Figura 3.4 muestra imágenes reales de los elementos que componen el sistema anteriormente descrito.

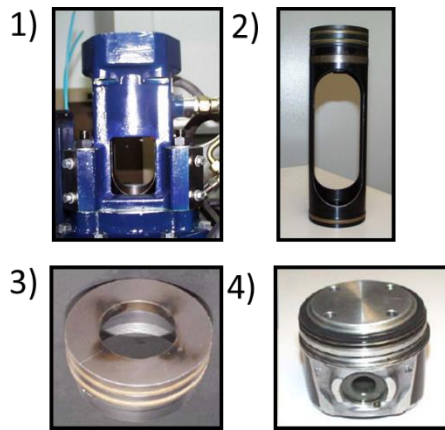


Figura 3.4: Imágenes de 4 de las partes del motor monocilíndrico transparente: 1) extensor de culata fijo, 2) extensor interno móvil, 3) Pistón donde se incrusta la ventana y Pistón de conexión entre extensor móvil y mecanismo biela-manivela.

La pieza (1) de la Figura 3.4 es el extensor de acero (bloque óptico) que conecta la culata y el bloque motor, la pieza (2) es la parte deslizante del extensor interna que conecta el pistón del bloque motor (4) con el pistón donde se incrusta la ventana de zafiro (3) y mediante la cual, por medio de su abertura central, se puede recoger la luz del proceso de combustión mediante el sistema de espejos y cámara que se ha mostrado en la Figura 3.3. Además en este montaje es necesario la extensión de la distribución mediante una correa más larga y 3 tensores que le confieren rigidez a la transmisión desde el cigüeñal

3.2.2.4 Características generales de la sala de ensayos

En la Figura 3.5 se representa el esquema de estructura básica de la sala de ensayo donde se han realizado la totalidad de los ensayos realizados en motor incluidos en la presente tesis.

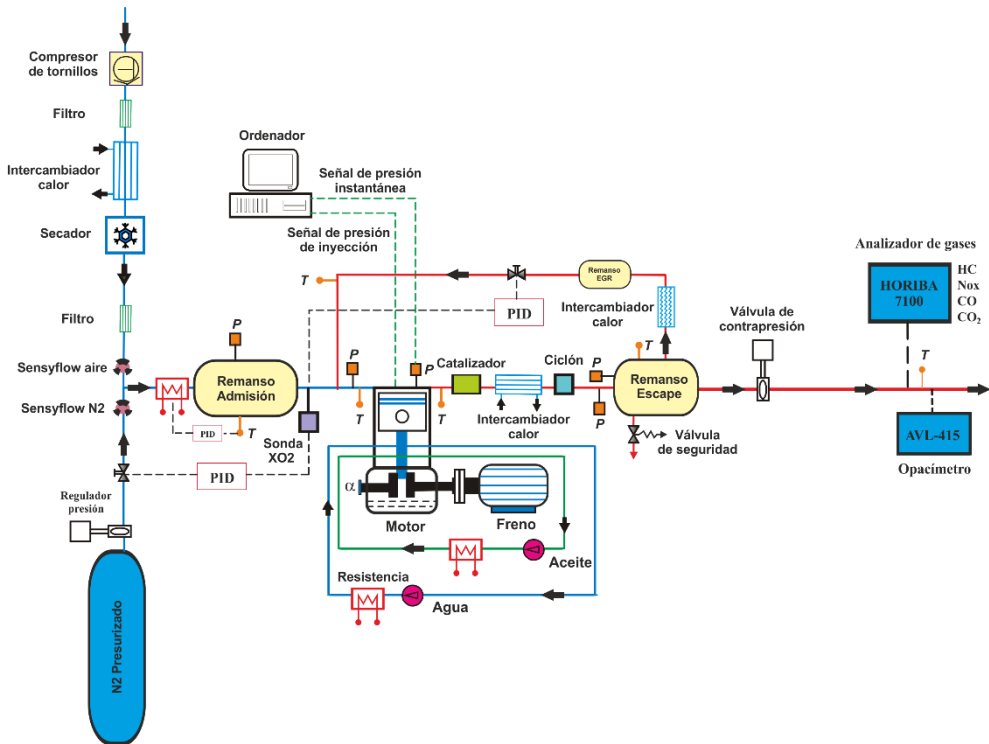


Figura 3.5: Esquema general de la sala de ensayo. Sistemas auxiliares, los diferentes equipos de medida y la distribución de los principales sensores.

En el esquema de la Figura 3.5 es posible identificar además del motor de investigación, los diferentes sistemas auxiliares (regulación de par y régimen de giro, de admisión, escape, de EGR (convencional y sintético), lubricación, refrigeración y alimentación de combustible) y equipos de medida disponibles, así como los sensores más relevantes y su localización. Una vez presentada la sala de ensayo de forma general, en los siguientes subapartados se procede a detallar brevemente y por separado cada uno de sus sistemas auxiliares y los principales sensores y equipos de medida.

3.2.2.5 Sistemas auxiliares de la sala de ensayos

Sistema de regulación del par y el régimen de giro

Toda instalación experimental de ensayos en motores, ya sea monocilíndricos o policilíndricos, necesita de un sistema que les permita disipar la energía generada por el motor y además que aporte control sobre el régimen de giro y par. En general el sistema encargado de estas tareas en la instalación o sala de ensayos es el freno dinamométrico. Este sistema permite estabilizar el motor en el punto de funcionamiento deseado controlando tanto el régimen de giro como el par ejercido por el motor. El principal elemento de este sistema es el freno dinamométrico, puesto que es el encargado de disipar la potencia generada por el motor. El freno empleado en la sala de ensayos de la marca Schenck y se encuentra acoplado al eje del cigüeñal a través de una transmisión elástica. Las características principales del freno utilizado en la presente tesis se muestran en la Tabla 3.2.

Características	Valor
Tipo [-]	Dinamométrico
Fabricante [-]	Schenck
Potencia máxima[Kw]	220
Par máximo [Nm]	562
Régimen de giro máximo [rpm]	9000
Régimen de giro mínimo [rpm]	250

Tabla 3.2: Características básicas del freno dinamométrico de la sala de ensayos.

Este freno también se puede utilizar como motor eléctrico para arrastrar el motor en caso de ser necesario, como por ejemplo, durante el arranque o cuando se realizan ensayos sin proceso de combustión, como los que se realizan para caracterizar el motor, o en el caso de la presente tesis para los ensayos de visualización con el motor en su versión transparente y haciendo uso de la técnica *skipped fired mode (1/30)* donde únicamente en uno de cada treinta ciclos se produce combustión y en los restantes 29 el motor es arrastrado por el freno. En este trabajo todos los ensayos se han realizado a régimen de giro constante, sin evaluar los transitorios. Así pues, para regular el régimen de giro del motor con la precisión adecuada, el freno dispone de un equipamiento de control específico que consta básicamente de un variador de frecuencia y un regulador PI (II). Con este sistema de regulación se consigue una precisión de alrededor de 1-2 rpm en el régimen de giro medio. Con este sistema, además del régimen de giro se mide el par efectivo entregado por el motor monocilíndrico de investigación en su versión metálica.

Sistemas de admisión y escape

El sistema de admisión empleado en la instalación del motor monocilíndrico de investigación es externo. Este queda justificado porque al tratarse de una instalación con fines a la investigación se requiere de gran flexibilidad en los sistemas auxiliares, de forma que se puedan obtener las condiciones deseadas en cada uno de los ensayos de la forma más eficaz posible. El objetivo del sistema de admisión es acondicionar convenientemente el aire que posteriormente se introduce en el motor durante el proceso de admisión.

En este caso la sala de ensayos cuenta con un compresor de tornillos (*roots*) que es el encargado de suministrar el aire al motor con la presión deseada, existiendo un límite máximo de 3 bar. El aire impulsado por el compresor pasa a través de un filtro encargado de eliminar posibles impurezas que afecten a la composición de la mezcla en la cámara de combustión y causen desperfectos en los elementos que lo trasiegan. Seguidamente atraviesa un intercambiador de calor y un secador encargado de eliminar la humedad de forma que permanezcan constantes las condiciones del aire en todos los ensayos. Para finalizar, antes de entrar al remanso situado en el colector de admisión, el aire adquiere la temperatura deseada por medio de una resistencia eléctrica gobernada por un regulador PID (Proporcional Derivativo Integrador).

Debido al carácter pulsante del flujo en los motores de combustión interna alternativos, el sistema de admisión está provisto de un depósito de 500 litros de capacidad a la entrada del motor que hace de remanso.

El volumen del remanso de admisión debe ser suficiente para atenuar las ondas de presión que se generan en el sistema debido al carácter fuertemente pulsante del proceso de admisión. En este caso el volumen del remanso es de 500 litros, que es un valor por encima del mínimo admisible calculado tanto por el método Kastner [8] (477 litros) como también por el método SAE J244 [9] (418 litros). De esta forma se atenúan las ondas de presión provocadas durante el proceso de renovación de la carga, que dependiendo del régimen de giro del motor y de la geometría de los colectores entorpecerían el llenado del cilindro. La presión y temperatura de admisión se controlan en el remanso mediante un captador de presión de tipo resistivo y un termopar respectivamente.

Al igual que el sistema de admisión, el sistema de escape se trata también de un sistema externo. Este sistema tiene como objetivo evacuar correctamente los gases de escape generados durante el proceso de combustión. Del mismo modo que el sistema de admisión, dispone de un depósito (remanso) para atenuar los pulsos de presión generados durante el proceso de renovación de la carga. Al igual que en la

admisión se controlan presión y temperatura en el mismo. En este caso la presión de escape se mantiene constante mediante una válvula neumática con un incremento de 0.2 bar sobre la presión de admisión. El propósito final de este salto de presiones en este trabajo es la de obtener una masa de gases residuales atrapada en el cilindro constante durante la realización de los ensayos. Esta técnica ha sido evaluada en los diferentes estudios en motores monocilíndricos como los desarrollados por Molina [1] y Garcia [3].

Adicionalmente, se tienen dos sistemas que tienen como objetivo preservar la seguridad evitando recircular y acumular hidrocarburos que no se hayan consumido durante el proceso de combustión, debido a las bajas temperaturas obtenidas en los modos de combustión. Se trata del catalizador y el ciclón. El primero de ellos oxida únicamente una parte de los hidrocarburos, por ello, se requiere un segundo elemento para separar la gasolina del aire que no haya sido quemada de forma que no se acumule en remansos posteriores, con el peligro que ello conlleva.

Sistema de control de la concentración de oxígeno en admisión

Debido a la naturaleza de los estudios que se plantean en la presente tesis doctoral y como se ha remarcado en el capítulo 2, los procesos de combustión estudiados necesitan del control sobre la concentración de oxígeno que se encuentra en la admisión y finalmente en la cámara de combustión. Se ha mencionado ya en el capítulo 2 que los modos de combustión parcialmente premezclados presentan la necesidad de conseguir un tiempo extra de mezcla entre el combustible y el comburente desde que finaliza la inyección, y cómo una de las principales soluciones para conseguirlo es la modificación de la reactividad del aire. Este es precisamente el propósito del sistema de EGR empleado en el proyecto. Debido a este hecho el sistema de recirculación de gases de escape ampliamente conocido es un componente fundamental para este tipo de estudios.

La problemática aparece cuando los ensayos se pretenden realizar en un motor transparente donde el proceso de combustión ocurre únicamente en uno de cada treinta ciclos, para conseguir una buena visualización y repetitividad de las condiciones termodinámicas. Además, en multitud de ocasiones, los nuevos modos de combustión se encuentran en la zona límite entre funcionamiento y no funcionamiento. Así pues, para conseguir condiciones de concentración de oxígeno en la admisión y controlarlas debidamente no es posible realizarlo con una configuración de EGR normal [9].

Para la configuración óptica del motor, la sala de ensayo se equipa con un sistema de control de la concentración de oxígeno auxiliar, que en lugar de recircular los gases de escape del motor como lo hace un sistema EGR convencional introduce

nitrógeno en el aire, un EGR de sustitución donde la masa admitida por el motor es constante. El nitrógeno es un gas inerte, así pues, su proporción en la mezcla determinará el grado de reactividad del aire en la cámara de combustión y a la postre la concentración de oxígeno en la admisión.

Se dispone, en una sala anexa y por motivos de seguridad, de una serie de botellas de nitrógeno a la presión de 200 bar. Por un conducto presurizado se transporta el nitrógeno hasta la sala de ensayos donde se regula mediante una válvula manual y un sistema de reducción de presión hasta 10 bar. De forma paralela se mide el caudal de nitrógeno mediante un *sensyflow*. Justo antes del remanso de admisión mediante una corona circular se inyecta el nitrógeno sobre el aire de admisión. A la salida del remanso de admisión una sonda de oxígeno mide la concentración de este en la admisión, monitorizándose instantáneamente. Para establecer el valor consigna del ensayo se hace uso de otra válvula manual, que controla el caudal de nitrógeno que circula desde las botellas hasta el motor.

Este sistema dota a la sala de un sistema de control de concentración de oxígeno en la admisión con una estabilidad que no podría conseguirse fácilmente con un sistema de recirculación de gases de escape convencional, requisito indispensable para la realización de algunos de los ensayos que se van presentar en esta investigación.

Sistema de lubricación y refrigeración

Debido a las características del motor monocilíndrico de investigación empleado en el estudio, es inviable el uso de sistemas de lubricación y refrigeración como los que utiliza un motor convencional. 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 solo 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. Además, el motor monocilíndrico utilizado lleva un extensor para la versión transparente que deberá ser debidamente refrigerada de la misma manera que el bloque motor y la culata, y que llevará conexiones de entrada y salida para la refrigeración en los casos en los que el montaje transparente sea requerido.

En ambos, versión transparente y metálica, es necesario emplear unos sistemas de lubricación y refrigeración externos. El sistema de lubricación del motor consta de dos circuitos. El circuito primario es el encargado de trasegar el fluido lubricante, en este caso aceite, que a su vez también refrigera el motor. Por el circuito secundario

circula agua de la red, la cual se emplea para disminuir la temperatura del aceite a la salida del motor mediante un intercambiador de calor. A su vez, también se controla la presión del aceite que determinará el correcto funcionamiento del circuito.

El sistema de refrigeración consta de dos circuitos de igual funcionamiento al sistema de lubricación, a diferencia de que en este caso el fluido operante es agua para ambos. Mediante un regulador PID se asegura que la temperatura del agua a la entrada del motor sea constante de forma que para todos los puntos de operación se tengan las mismas condiciones de temperatura en las paredes.

Además, ambos 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. Este componente además da una ventaja adicional a estos sistemas, la posibilidad de llevar el fluido refrigerante y el aceite lubricante hasta la temperatura de trabajo antes de poner en marcha el motor, con lo que permite previamente al arranque del motor alcanzar la temperatura de operación evitando de esta forma los problemas de desgaste asociados al arranque en frío.

Sensores de presión y temperaturas medias

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

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

Transductores de presión instantánea

Para la medida de la presión instantánea en el cilindro, parámetro fundamental para el estudio del proceso de combustión, se utiliza un sensor de tipo piezoeléctrico refrigerado de la marca comercial Kistler modelo 6055BB. Este tipo de sensor está diseñado para su uso en motores monocilíndricos de investigación debido a su baja sensibilidad a los choques térmicos. La señal generada por el captador se acondiciona

y amplifica mediante un módulo también de la marca comercial Kistler, modelo 5011B10.

Por otro lado, para la medida de la presión instantánea de la presión de inyección en el *common rail* se utiliza un sensor de tipo piezo-resistivo de la compañía Kistler modelo 4076A. Del mismo modo, la señal generada por el captador se acondiciona y amplifica mediante un módulo también de la marca comercial Kistler, modelo 4618A0.

Medidores de caudal másico

Antes de pasar a describir los equipos utilizados para medir el gasto másico de aire, cabe destacar que la medición de dicho parámetro es fundamental, ya que a partir de su medida se calculan otros parámetros derivados, como el rendimiento volumétrico y el dosado, la calidad de dicha medida es de gran importancia para la presente tesis. Así pues, la medida de gasto másico de aire se hace por duplicado por medio de dos equipos consecutivos.

La primera medida se realiza a través de un medidor de hilo caliente, *sensyflow*, con un rango de operación de 0 a 400 kg/h y con una precisión de $\pm 1\%$ sobre el valor medido. Otro sensor como este es utilizado para la medida del flujo másico de nitrógeno utilizado como EGR en la presente tesis. La segunda medida se realiza por medio de un caudalímetro de lóbulos rotativos, modelo Elster RVG G10. El rango de operación de este oscila entre 0.05 y 160 m³/h con una precisión de $\pm 0.1\%$ sobre el valor medido. Destacar adicionalmente que este último equipo dispone de sensores de presión y temperatura para calcular la densidad del aire que circula por el caudalímetro de tal forma que es posible convertir a flujo másico.

Por último, otro de los caudales que se mide por su importancia a la hora del diagnóstico de la combustión es el caudal de *blow-by*. Dicho caudal se define como el caudal de gases que se escapa del interior del cilindro a través de los segmentos. Este caudal es de relevancia más cuando el motor se utiliza en dos configuraciones distintas, transparente con la configuración especial de extensor y segmentos, y la versión metálica del mismo motor monocilíndrico. En la presente tesis, para medir el citado caudal se utiliza el equipo comercial modelo AVL 442.

3.2.2.6 Equipo de medida de emisiones

Para la medida de las emisiones se utiliza un analizador modelo HORIBA MEXA 7100 DEG [10]. Con este equipo se puede medir la concentración volumétrica de diferentes emisiones gaseosas consideradas como contaminantes

tales como el NO y/o NO₂ (NO_x), el CO, los hidrocarburos sin quemar totales (THC) así como el CO₂ y el O₂ en el escape. Los NO_x, CO, CO₂ y O₂ medidos se corrigen para considerar la humedad existente en los gases de escape según la Directiva Europea 88/77/CEE puesto que la muestra que se ha analizado ha sido secada previamente. Por el contrario, la medida de THC no se corrige puesto que la muestra no se seca previamente.

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

A pesar de que los principios de funcionamiento del citado equipo no son objeto de estudio de la presente tesis, si se considera importante nombrarlos de manera resumida en la tabla 3.3. Una descripción más detallada de los analizadores se encuentra en [11][12].

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

Tabla 3.3: Principio de funcionamiento para la medida de las diferentes emisiones gaseosas del equipo HORIBA Mexa 7100DEGR.

Por último, cabe destacar que el equipo de medida de gases de escape es capaz de determinar la relación aire/combustible mediante un método basado en la composición de dichos gases[13].

3.2.2.7 Opacímetro

Para la medida de la emisión de humos en los gases de escape se emplea un opacímetro modelo AVL 415 [14].

El principio de funcionamiento del mencionado opacímetro consiste en hacer pasar una muestra de gases de escape por un filtro de papel blanco del que se conoce su índice de reflexión de la luz para posteriormente, mediante una célula fotoeléctrica, detectar el grado de ennegrecimiento del citado papel al hacer pasar el gas de escape. Por lo tanto, se puede decir que la medida se fundamenta en la comparación del índice de reflexión de la luz. El fondo de escala del equipo está comprendido entre un valor mínimo 0 FSN, papel completamente en blanco, y un valor máximo de 10 FSN, papel completamente negro. Siendo FSN, *Filter Smoke Number*, la unidad asignada a la mencionada escala. Por otro lado, la citada muestra para realizar la medida, se extrae del sistema de escape prácticamente a presión atmosférica, el volumen de dicha muestra lo regula directamente el equipo en función del modo de empleo que se seleccione (tiempo constante).

3.2.2.8 Sistema de inyección de alta presión

En ambas versiones del motor monocilíndrico de investigación la instalación dispone de un sistema de inyección Bosch “common rail” de alta presión y un sistema de medida de combustible gravimétrico como el que se observa en la Figura 3.6. Concretamente, el modelo de inyector es un CRIP 3.3 montado junto con una bomba de alta presión CP3 como se aprecia en el esquema de la Figura 3.6. Los inyectores utilizados son dos inyectores piezoeléctricos de siete orificios cada uno y de diámetro geométrico de salida de 97 y 136 μm respectivamente, en la Tabla 3.4 se resumen las principales características de los inyectores utilizados.

Características	Valor
Tipo [-]	Piezoeléctrico
Fabricante [-]	Bosch
Modelo [-]	CRIP 3.3
Orificios [-]	7
Diámetro de orificios [μm]	97-136
Permeabilidad [cc/30s]	210-420
Angulo de spray[°]	154
Conicidad Ks [-]	1.5

Tabla 3.4: Características básicas de los inyectores utilizados en la tesis

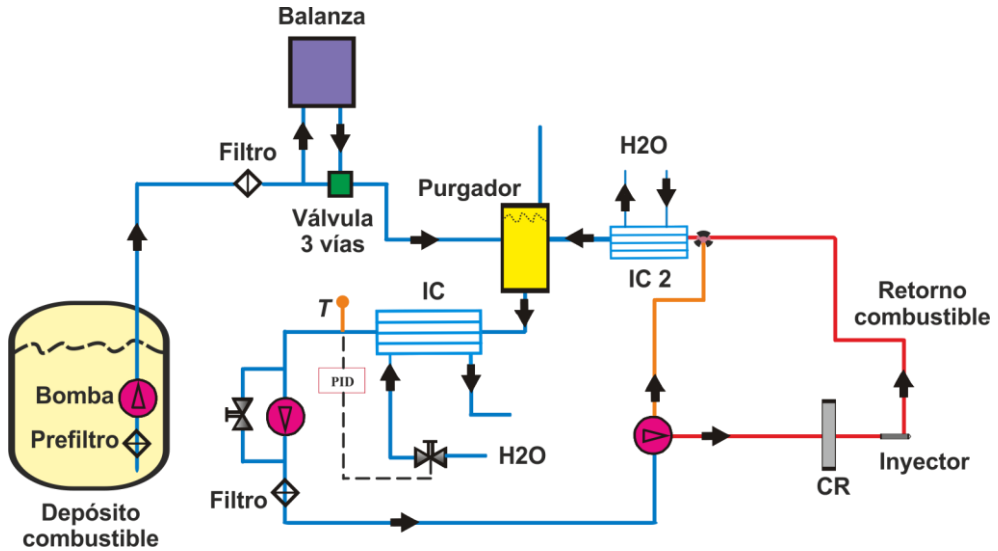


Figura 3.6: Esquema general del sistema de inyección y de medida de combustible.

Como se observa en el esquema general del sistema de inyección de la Figura 3.6, el combustible pasa por la balanza gravimétrica para la determinación de la masa inyectada. Tras esto, el combustible pasa al inyector a través de una válvula de 3 vías pasa al purgador, a partir de ahí tanto el retorno del inyector de la bomba como el combustible que parte de la balanza hacia el inyector están refrigerados con sendos intercambiadores de calor forzados por agua. Es imprescindible en el caso del uso de gasolina refrigerar el combustible, debido a los problemas de evaporación y cavitación que puede presentar este combustible. En este caso, el retorno del inyector debe estar presurizado ya que para el funcionamiento óptimo del sistema el fabricante recomienda que en este tipo de inyectores piezoeléctricos el retorno se encuentre al menos a 6 bares, como recientemente explican Payri et al. [15]. En esta investigación se ha trabajado con una contrapresión de 7 bares en el retorno en todos los estudios, tanto de caracterización de la inyección como en los de combustión.

3.2.2.9 Sistema de encendido eléctrico DMIS. Caracterización del sistema en alta densidad

Como se ha comentado, el actual estudio se va a realizar en un motor de encendido por compresión equipado con una bujía. El sistema de encendido utilizado en la presente investigación está compuesto por diversos elementos tales como, un generador de funciones, sincronizador, la batería, el sistema electrónico de encendido y la bujía, como muestra la figura 3.7.

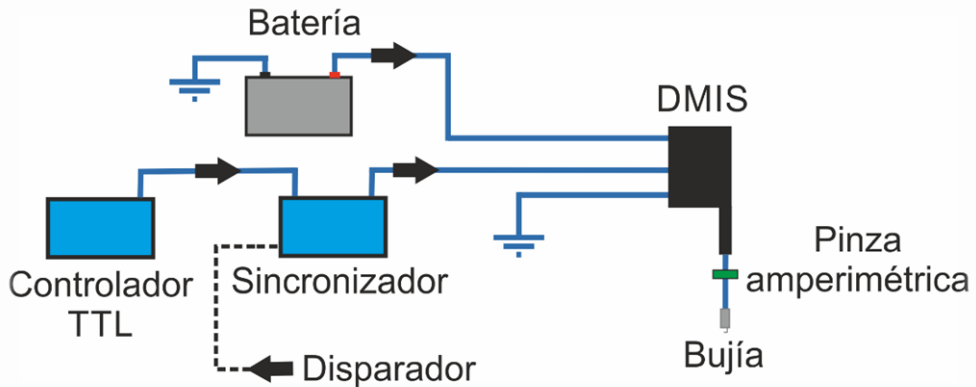


Figura 3.7: Esquema del sistema de encendido utilizado.

El sistema de encendido electrónico utilizado ha sido un sistema prototipo diseñado y fabricado por Delphi, y este difiere de los sistemas convencionales de encendido por bobina. Se trata de un sistema que además del funcionamiento normal de una descarga por ciclo dispone de la posibilidad de realizar estrategias de descarga múltiple. También cuenta con la capacidad de regulación de la energía liberada entre los electrodos de la bujía de encendido, siendo sus valores máximos notablemente superiores a los obtenidos por los sistemas de encendido convencionales. Esta característica es fundamental para la consecución del objetivo del proyecto debido a que existen factores, como la elevada densidad en cámara (debido a la alta relación de compresión, muy diferente a la de un motor de encendido provocado) y la estratificación de la mezcla dentro de la cámara de combustión (falta de homogeneidad en la mezcla aire-combustible), que pueden provocar inestabilidades en el sistema de encendido al no ser capaz de tener la potencia suficiente para iniciar un proceso de combustión.

El funcionamiento general del sistema electrónico de encendido *Delphi multicharge ignition system* (DMIS) es el siguiente. El sistema requiere de una serie de señales eléctricas de entrada al circuito electrónico, concretamente una tensión de batería de entre 8 a 18 V encargada de alimentar al sistema, una señal TTL enviada desde el generador de funciones, que indica el tiempo de carga del circuito y por último, una señal de disparo o *trigger* encargada de sincronizar el sistema de inyección de forma que la energía se descargue en el momento deseado del ciclo de motor, es decir ángulo de giro de cigüeñal. Dependiendo de la tensión de la batería y de la duración de la señal TTL enviada al circuito, el sistema quedará cargado con cierto valor, lo que definirá la energía liberada durante la descarga. En la estrategia de múltiples descargas se emplean dos señales TTL, la primera de ellas define el

valor de la primera descarga, mientras que de la segunda, dependerá el valor de las posteriores.

La Figura 3.8 presenta las principales variables del sistema para ambos modos de funcionamiento en función del tiempo. En este caso se presenta la señal de TTL cuadrada que se le envía al DMIS, la intensidad de carga del primario de la misma y en la parte inferior la intensidad del secundario en el momento de la descarga entre los electrodos.

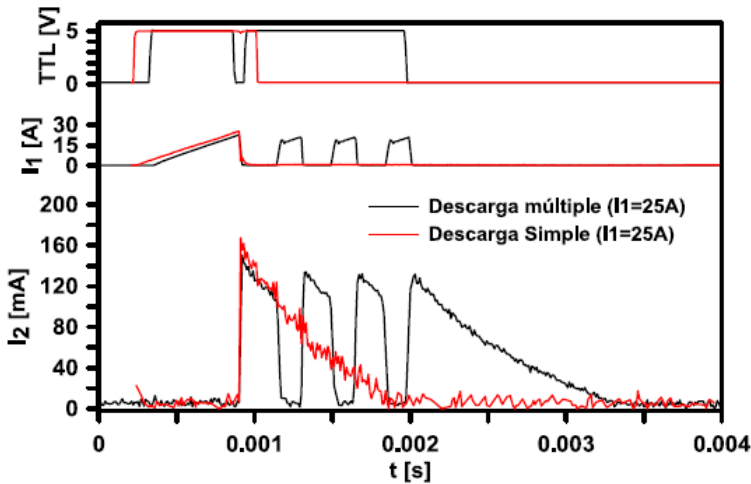


Figura 3.8: Variables principales del sistema de encendido DMIS utilizado en la presente tesis.

Para acabar de definir el sistema de encendido, se describen las principales características de la bujía de encendido utilizada en la presente tesis. Al ser el elemento en contacto directo con la mezcla, sus características serán determinantes para la consecución del objetivo de la investigación. El motor llevará instalado una bujía Beru Platinum de métrica 10 y cuya longitud del roscado es de 19 mm. La separación entre los electrodos es de 1 mm, distancia suficiente para permitir el paso del chorro durante el proceso de inyección sin entorpecerlo. El diámetro de la bujía seleccionado es de los más reducidos del mercado de entre los que pueden liberar el nivel de energía a la cual va a ser sometida en esta investigación. La longitud de roscado de 19 mm es importante ya que la bujía se va a introducir aproximadamente 5 mm dentro de la culata y necesitará de cierto par de roscado para estar sujeta. Por otra parte, su grado térmico es 6, indicativo de la buena capacidad de disipar hacia la mezcla la temperatura generada en los electrodos durante el proceso de descarga.

Como se ha comentado, el sistema de encendido utilizado en esta investigación es un prototipo de la marca Delphi llamado DMIS. Los sistemas de encendido convencionales están diseñados para trabajar en motores de encendido provocado (MEP), en los cuales la relación de compresión del motor es inferior a la utilizada en esta investigación en motores de encendido por compresión. Este hecho hace que la densidad del aire en la cámara en el momento de la descarga eléctrica sea mucho mayor con lo que la dificultad para el establecimiento de un arco que puede encender una mezcla aumenta considerablemente. Así pues el sistema de encendido utilizado deberá de disponer de la capacidad de liberar más energía para conseguir romper el dieléctrico formado por el aire y los hidrocarburos presente entre los electrodos de la bujía y establecer el arco eléctrico entre estos.

En el desarrollo de esta investigación por tratarse de un sistema de encendido novedoso y con el fin de conocer y garantizar que este es lo suficientemente estable ciclo a ciclo, se ha realizado una caracterización del mismo. Para ello se ha empleado un montaje como el presentado Figura 3.9.

El montaje para la caracterización del sistema de encendido consta de un generador de señales TTL, el cual envía las señales de disparo, de función de onda cuadrada y tensión necesaria para que el sistema DMIS responda respecto a especificaciones. Con un sistema de medida de alto voltaje y una pinza amperimétrica de alta sensibilidad se miden la tensión y la intensidad de la descarga. Mediante un osciloscopio de alta frecuencia de adquisición se monitorizan las distintas señales y se utiliza un ordenador para registrar sus valores. La maqueta en la cual se simulan las condiciones de la cámara de combustión ha sido fabricada en el propio departamento [16] y se presenta en la Figura 3.10.

La maqueta para la caracterización de sistema de encendido está constituida por tres elementos fundamentales, dos cuerpos de aluminio y una ventana de cuarzo a través de la cual se puede observar el evento de descarga de la bujía, mediante el uso de una cámara rápida. En el cuerpo superior de aluminio se tiene labrada una cámara con un volumen similar al de la cámara de combustión del motor. Existen dos accesos a ella, por uno de ellos se introduce la bujía y por el otro la línea de nitrógeno a presión, el cual simulará las condiciones de densidad necesarias que posteriormente se tendrán en la cámara de combustión del motor. El cuerpo inferior cierra el sistema por medio de una serie de tornillos que aseguran la estanqueidad en la cámara. Esta técnica de caracterización de sistemas de encendido en alta densidad ha sido publicada en [16].

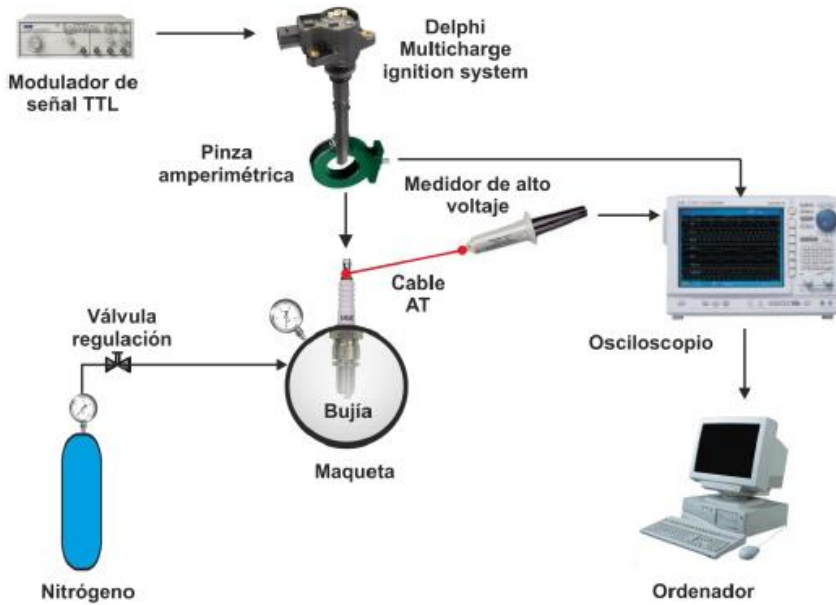


Figura 3.9: Montaje para la caracterización del sistema de encendido en condiciones de alta densidad.

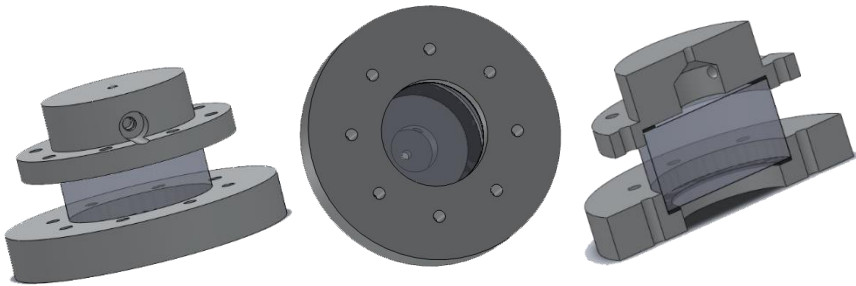


Figura 3.10: Vista 3D de la maqueta empleada para la caracterización del sistema de encendido. Frente, inferior y sección.

La Figura 3.11 presenta los resultados de la caracterización del sistema. En esta se comparan las energías liberadas por los diferentes sistemas de encendido frente a la densidad (para diferentes densidades en la cámara de la maqueta y temperatura atmosférica) para diferentes intensidades en el primario de la bobina. En

este caso se comparan valores de energía de un sistema de encendido convencional y los del sistema de encendido DMIS.

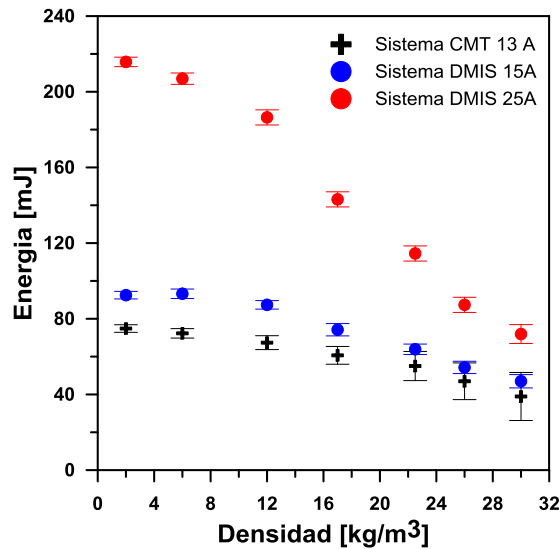


Figura 3.11: Valor de energía proporcionada por un sistema de encendido convencional (CMT) y el sistema DMIS en función de la densidad y corriente de primario.

Cargando ambos sistemas con una corriente de primario de 13 A, valor usual en los sistemas de encendido convencionales, se puede observar como en ambos casos la tendencia es decreciente a medida que aumenta la densidad, obteniendo valores algo superiores para el caso del sistema de encendido DMIS. Esta tendencia es debida a que la mayor densidad en la cámara hace que se requiera una mayor energía para romper el dieléctrico y para establecer la primera alineación de los electrones en el núcleo que permita el flujo de estos desde el ánodo hacia el cátodo de la bujía. Debido a este hecho, se tiene una menor energía disponible para ser liberada durante la fase de arco. Además como se puede observar la dispersión se reduce notablemente con el sistema DMIS, este hecho es debido a la electrónica interna que permite corregir, según especificaciones, la forma de la liberación de energía según la densidad en cámara.

Si se aumenta la intensidad del circuito primario del sistema de encendido DMIS hasta 25 A (valor inviable en el caso del sistema de encendido convencional), se observa como los valores obtenidos son muy superiores. Incluso en el caso de muy alta densidad el sistema responde con una baja dispersión y con valores de

energía superiores a los del sistema convencional. Este hecho, baja dispersión y alta energía liberada, es imprescindible para el desarrollo de la investigación como se verá posteriormente, tanto por el hecho de la existencia de altas densidades en cámara como por la estratificación de la mezcla.

3.2.3 Equipos para la caracterización de los sistemas de inyección

Incluso siendo como es una tesis centrada en el estudio de nuevos procesos de combustión es inevitable evaluar en esta investigación los sistemas de inyección de combustible y sus principales características, además especialmente cuando se utiliza un combustible de características físicas diferentes para las que el sistema ha sido diseñado como es la gasolina. En el ámbito del análisis del proceso de combustión en motores de encendido por compresión de inyección directa es prácticamente imprescindible conocer el gasto másico instantáneo de combustible que es introducido en la cámara de combustión, es decir, la tasa de inyección. Sin embargo, es ciertamente complicado (si no imposible) medir la tasa de inyección de forma simultánea durante la realización de los ensayos en combustión, siendo necesario utilizar un equipo específico que permita realizar esta medida. Al igual que la tasa de inyección, para los posteriores desarrollos de la investigación también se realizarán estudios del flujo de cantidad de movimiento, como la tasa de inyección este debe medirse fuera de motor y con un sistema especialmente desarrollado para ello.

En la siguiente sección se describirán las principales herramientas experimentales utilizadas para la completa caracterización del sistema de inyección utilizado en esta tesis.

3.2.3.1 Medida de flujo másico. Tasímetro

El equipo empleado en el presente trabajo para determinar el flujo másico instantáneo es un tasímetro, concretamente el modelo comercial EVI de la compañía IAV. El principio de medida está basado en el método Bosch [17]. La selección de este método de medida se ha fundamentado en el análisis comparativo realizado por Plazas [18] entre los diferentes métodos o equipos disponibles en la actualidad para medir la tasa de inyección. De acuerdo con Plazas, el método de tubo largo es el que ofrece mejores prestaciones en términos de respuesta dinámica y por lo tanto el más adecuado para medir los importantes gradientes temporales que se generan intrínsecamente en la tasa de inyección, especialmente al inicio y al final de la misma.

En la Figura 3.12 puede observarse una ilustración del tasímetro empleado. El funcionamiento del sistema es el siguiente. El inyector se coloca en el alojamiento previsto en el tasímetro, de manera que al inyectar llenará de combustible el volumen total, el tubo más el depósito del circuito del tasímetro. Mediante una válvula de regulación se mantiene el combustible a la contrapresión de descarga deseada, que pretende simular la contrapresión que se encontrará el fluido al ser inyectado en la cámara de combustión, al mismo tiempo que evita la posible formación de burbujas en el tubo. Cuando el inyector comienza la inyección, genera una onda de presión que se desplaza a la velocidad del sonido desde la tobera del inyector, justo hasta el depósito donde es amortiguada. La variación de presión provocada por esta onda es registrada por un captador piezoeléctrico. Dicha onda principal puede provocar ondas secundarias, el tubo largo intenta atenuar dichas ondas reflejadas para que no modifiquen la señal de la onda principal como indica Payri en [19].

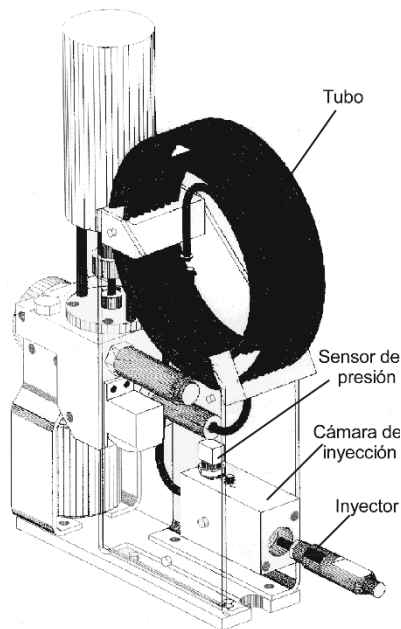


Figura 3.12: Tasímetro de Bosch. Método del tubo largo.

La base teórica ha sido ampliamente desarrollada por Gimeno [4] pero esencialmente se reduce a la aplicación de la siguiente ecuación:

$$(3.0.1) \quad \dot{m} = \frac{A_t}{a} \cdot \Delta P$$

Donde conociendo la sección del tubo del tasímetro A_t , la velocidad del sonido del fluido a y el ΔP instantáneo del captador de presión se obtiene la tasa de inyección. Finalmente, con el fin de obtener una medida de tasa de inyección más precisa, la señal de flujo másico se corrige de forma que su integral coincida con la masa inyectada en una inyección. Dicha masa se obtiene mediante la medida con una balanza de precisión colocada aguas abajo del tasímetro siguiendo la metodología explicada por Payri et al. [20].

3.2.3.2 Maqueta de medida de flujo de cantidad de movimiento

La medida del flujo de cantidad de movimiento complementa los resultados de tasa de inyección para la caracterización del funcionamiento de los sistemas de inyección en condiciones similares a las de funcionamiento real en un motor, para así poder evaluar el comportamiento frente a diferentes condiciones, ya sean presiones de inyección, contrapresiones o duración de las tasas. En la presente tesis se han evaluado los dos combustibles en un mismo sistema que ahora se presenta, este es la maqueta de medida de flujo de cantidad de movimiento ampliamente descrita en diferentes artículos [21] [22] y en la tesis de Gimeno [4].

La Figura 3.13 muestra un esquema de la maqueta el flujo de cantidad de movimiento. Esta consta de una cámara presurizada de acero sobre la cual van montados tanto el inyector como el captador encargado de medir la fCDM. Dicho captador se monta asimismo sobre una pieza llamada porta-captador, construida para dicho tipo de inyector que confiere estabilidad y un ángulo correspondiente de entrada para que el eje del captador y el eje del chorro coincidan. Es decir, en este caso se dispone de inyectores con un ángulo de 154° de apertura, la entrada del captador debe inclinarse 103° para que la posición entre ambos sea la correcta para la medida. Para la realización de los ensayos el sistema se rellena de nitrógeno para la simulación de la contrapresión y se controla presión y temperatura mediante captadores para controlar la densidad en la maqueta. El inyector, como se ve en la misma figura, cuenta con el sistema de inyección completo, y además de este se cuenta con un sistema de adquisición de datos donde se registran las distintas variables medias e instantáneas.

La medida recogida es una señal de presión que tratada como indica Gimeno en su tesis doctoral [4], permite obtener la fuerza de impacto del chorro de inyección, sobre un sensor de presión.

Debido a que en toberas multiorificio únicamente uno de estos es el que puede ser medido por el sensor, en la presente investigación se han realizado estudios en

diferentes orificios para analizar la dispersión en flujo de cantidad de movimiento entre estos, encontrándose la dispersión para ambas toberas por debajo del 2.5%.

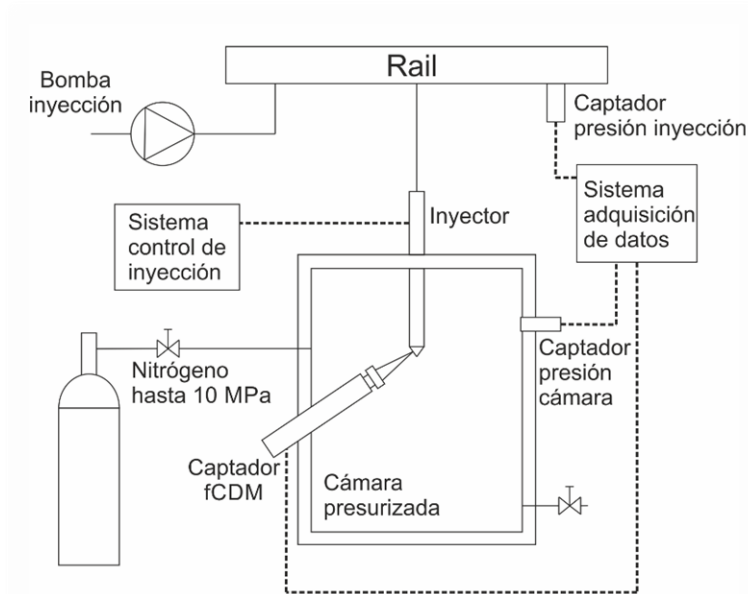


Figura 3.13: Esquema del sistema de medida de fCDM con inyector de 7 orificios donde el captador debe ser posicionado de forma que quede en ángulo de 90° sobre el chorro.

3.2.3.3 Medida real de las características geométricas de la tobera mediante la técnica de moldes de silicona

Generalmente, la información que proporcionan los fabricantes de toberas es escasa y en ocasiones incierta. Esta información, en la mayoría de los casos se reduce a un diámetro de salida y a un coeficiente de conicidad de los orificios que resulta en muchos casos insuficiente, sobretodo en casos de que se intente realizar una caracterización completa de los inyectores y evaluar los diferentes coeficientes hidráulicos del sistema.

Los valores de los parámetros geométricos proporcionados por los fabricantes no son necesariamente los reales, debido a que son parámetros no directamente controlables durante el proceso de fabricación, sobre todo después del proceso de hidro-erosión al que son sometidos los orificios. Existen otros parámetros, como los

radios de acuerdo a la entrada del orificio, que dependen también directamente del nivel de hidro-erosión aplicado durante la fabricación.

Es evidente que el control de todos los parámetros geométricos internos de los orificios de las toberas, tras todo el proceso de fabricación es complicado. Sin embargo, si se intenta establecer relaciones importantes entre la geometría de las toberas y el comportamiento del flujo interno, es necesario conocer la morfología interna de la forma más precisa posible. Para tal fin, una novedosa técnica desarrollada en el Departamento de Máquinas y Motores Térmicos se ha utilizado para determinar la geometría interna de los orificios de las diferentes toberas. Esta técnica ha sido publicada en [23].

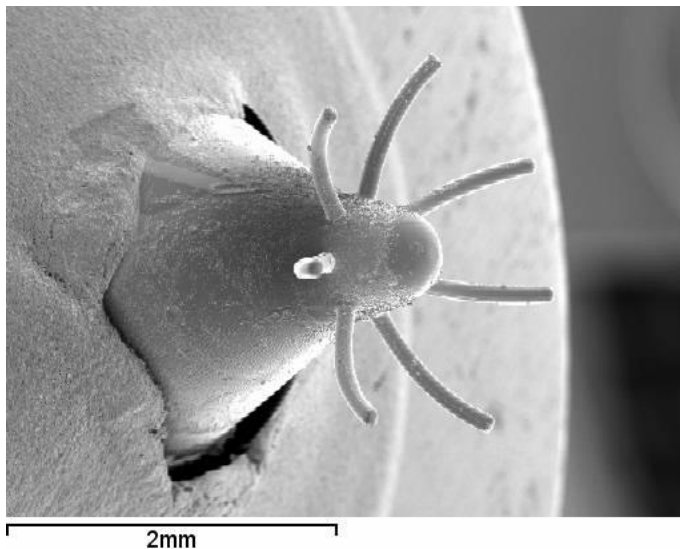


Figura 3.14: Imagen de molde de silicona de tobera completa, en este caso de la tobera de 97 μm .

Esta metodología se fundamenta en la introducción de silicona en el hueco dejado por la aguja, previamente extraída, y dejando que esta moje y recubra la totalidad de los orificios y su asiento. Transcurridas unas horas, la silicona solidifica y, actuando con extremado cuidado, es posible extraerla obteniendo una reproducción en forma de molde de la parte interna de la tobera y de los orificios. La silicona utilizada tiene unas características viscosas y elásticas que permiten que penetre a lo largo de todos los orificios, mojando y recubriendo cualquier particularidad geométrica y por otra parte, puede ser manipulada recuperando su forma inicial tras la posible deformación durante su proceso de extracción. Una vez

se obtiene la geometría, se procede a su visualización con un microscopio electrónico de barrido. Un resultado general de la tobera completa es el que se presenta en la Figura 3.14, donde se puede observar el molde completo de la tobera.

En la presente tesis han sido evaluadas mediante esta técnica las dos toberas que serán utilizadas a lo largo de la investigación. La Figura 3.15 muestra algunos de los principales resultados ya procesados obtenidos mediante la técnica descrita, y finalmente se presenta una tabla resumen con los resultados de dichas medidas.

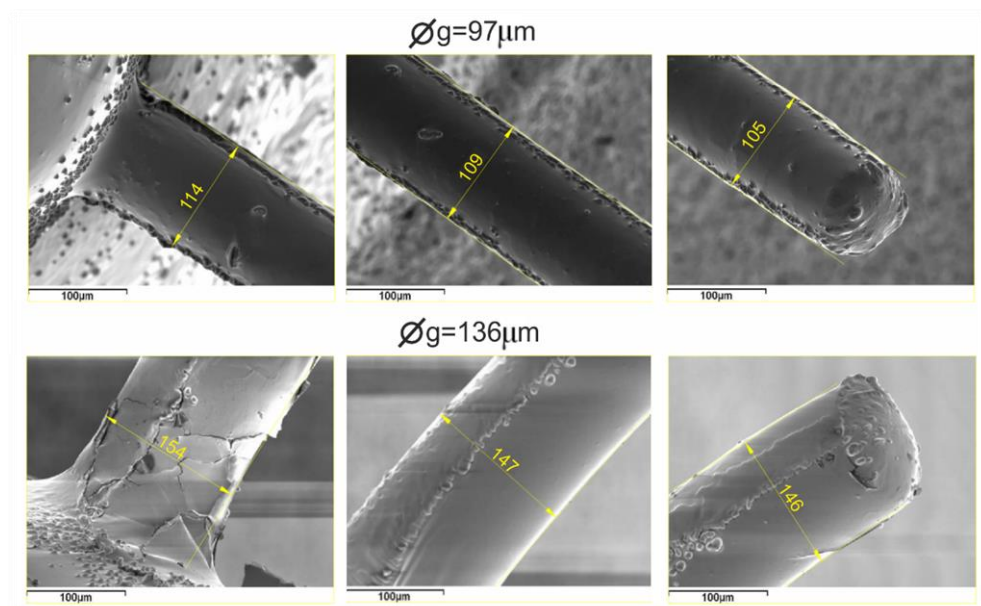


Figura 3.15: Diferentes medidas de los diámetros del orificio obtenidos a partir de las imágenes del microscopio electrónico para ambas toberas. (* g indica geométrico)

Cabe destacar las diferencias encontradas en términos de diámetros medidos y nominales dados por el fabricante. Los resultados muestran que los diámetros de salida son: **105 μm para la tobera 1 (de 97 μm de diámetro nominal) y 146 μm para la tobera 2 (de 136 μm de diámetro nominal).**

En la Tabla 3.5 se muestran los distintos diámetros (de entrada, medio y salida) para los 7 orificios de ambas toberas.

Orificio	Tobera 1 97 μ m			Tobera 1 136 μ m		
	Øent	Ømed	Øsal	Øent	Ømed	Øsal
1 [μ m]	115	109	104	162	158	153
2 [μ m]	116	111	105	158	152	146
3 [μ m]	115	110	107	152	158	143
4 [μ m]	115	110	106	158	151	153
5 [μ m]	116	112	105	156	146	142
6 [μ m]	114	109	105	154	147	146
7 [μ m]	112	110	104	156	147	145
Media [μ m]	114	110	<u>105</u>	156	151	<u>146</u>
Desviación [μ m]	1.4	1.06	1.06	3.92	5.08	3.59

Tabla 3.5: Diámetros obtenidos mediante la técnica de moldes de silicona (de entrada, medios y de salida) de la tobera 1 de 97 μ m y tobera 2 de 136 μ m de diámetro geométrico de salida.

3.3 Herramientas teóricas

A pesar de ser esta una investigación de carácter fuertemente experimental y siendo altamente relevante la información obtenida en las instalaciones experimentales, es importante remarcar que en la mayoría de ocasiones se necesita un post-tratamiento de dichos resultados para una mejor comprensión y evaluación de los mismos. Además, es necesario en muchos casos utilizar códigos que permitan aumentar la información obtenida de los ensayos experimentales o que por otro lado simulen procesos que son difícilmente desacoplables en un proceso experimental.

Por lo tanto, en la gran mayoría de las ocasiones es necesario recurrir a herramientas que permiten procesar la información experimental con el objetivo de mejorar la calidad de la misma o bien generar información adicional mediante la aplicación de desarrollos teóricos. Este último tipo de herramientas de procesamiento se reúnen generalmente bajo la denominación de herramientas teóricas. En el momento de seleccionar las diferentes herramientas teóricas a utilizar es esencial considerar ciertos aspectos, siendo los más importantes, la información de entrada necesaria y por otro lado la adecuación entre la información de salida de dicha herramienta y los objetivos del estudio.

Así pues, en la presente sección se van a describir las diferentes herramientas teóricas que han ayudado en el tratamiento de la información experimental. Se va a describir desde el código de diagnóstico de la combustión utilizado en este trabajo

hasta los diferentes programas o modelos empleados en las distintas secciones de la investigación.

3.3.1 Código de diagnóstico de la combustión. CALMEC.

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

Estos modelos suelen ser cero dimensionales, (de una zona especialmente para el caso de motores Diesel) y su base teórica consiste en la aplicación del primer principio de la termodinámica al volumen de control constituido por la cámara de combustión durante el ciclo cerrado, que es el periodo temporal comprendido entre los ángulos 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 [24][25][26]. Las hipótesis generales de partida sobre las cuales se ha desarrollado este modelo se describen brevemente a continuación, junto con una breve discusión sobre su validez:

1. La presión en la cámara de combustión se supone completamente uniforme. La validez de esta condición está generalmente aceptada puesto que en las condiciones alcanzadas en el interior de la cámara de combustión durante el proceso de combustión, las velocidades del fluido y de propagación de la llama son mucho menores que la velocidad del sonido.
2. El fluido que evoluciona en la cámara se considera como una mezcla 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 la cámara de combustión. Considerar como especie el gas quemado estequiométricamente es una hipótesis correcta cuando la llama es puramente difusiva pero discutible cuando el proceso de combustión

se desarrolla en condiciones premezcladas. No obstante, para los objetivos planteados en este trabajo se considera aceptable mantener esta hipótesis.

3. Se asume comportamiento de gas perfecto 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 [27], se comparan los resultados generados por un modelo de diagnóstico similar al utilizado en el presente trabajo asumiendo diferentes ecuaciones de estado para el combustible gaseoso. Los resultados confirman que las diferencias en temperatura media y HRL son relativamente pequeños, si bien pueden ser relevantes si se utilizan los resultados para predecir la formación de emisiones contaminantes.

Asumiendo esta serie de hipótesis, el modelo CALMEC plantea la resolución del primer principio de la termodinámica aplicado a sistemas abiertos, ya que así es posible considerar los flujos de combustible y de *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.

$$(3.2) \Delta HRL = m_{cil} \cdot \Delta U_{cil} + A Q_w + p \cdot \Delta v - (hf_{iny} - u_{f,g}) \cdot \Delta m_{f,evap} + R_{cil} \cdot T_{cil} \cdot \Delta m_{bb}$$

A continuación se describen brevemente los diferentes términos energéticos considerados por el modelo de diagnóstico en cada intervalo:

ΔHRL : Este término es el que corresponde con la energía térmica liberada por el combustible, asumiendo constante su poder calorífico a lo largo del proceso de combustión.

$m_{cil} \cdot \Delta U_{cil}$: Este término es el correspondiente a la variación de energía interna experimentada por el gas encerrado en el volumen de control, que como se detalla en el trabajo de Lapuerta et al. [26] 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.

$A Q_w$: Este siguiente 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 [28]. Para el

cálculo de las temperaturas de las diferentes paredes se utiliza un modelo de transmisión de calor de tipo nodal [29][30][31].

$p \cdot \Delta v$: Este término indica trabajo total realizado por el gas encerrado dentro del 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.

$(hf_{iny} - u_{f,g}) \cdot \Delta m_{f,evap}$: Este término incluye todas las consideraciones energéticas asociadas al proceso de inyección de combustible [32]. 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.

$R_{cil} \cdot T_{cil} \cdot \Delta m_{bb}$: Por último, se considera la energía que pierde el volumen de control debido al flujo de *blow-by* a través de los segmentos. El gasto másico de *blow-by* se calcula utilizando un modelo isentrópico para simular la evolución del gas a medida que circula desde la cámara de combustión hacia el cárter a través de los segmentos.

Los resultados más importantes que se obtienen tras el procesado de los ensayos mediante el modelo CALMEC son la HRL y su derivada o RoHR (tasa de liberación de calor). Sin embargo, también se calculan una serie de parámetros de inyección-combustión que tienen un carácter promedio en lugar de instantáneo como por ejemplo la presión media indicada, el inicio de combustión, el CA50¹⁴ aPMS el tiempo de retraso o el centro de gravedad de la HRL, entre otros. Uno parámetro necesario de definir es la FeCE (*Fuel energy Conversion Efficiency*), que será utilizado en los casos donde no se puede obtener los resultados de eficiencia de la combustión derivado de las emisiones del motor.

$$(3.3) \quad FeCE = \frac{100}{m_f \cdot LHV} \int_{IVC}^{EVO} RoHR(\alpha) \cdot d\alpha$$

¹⁴ CA50: Angulo de giro de cigüeñal en el cual se ha liberado el 50% de la energía total derivada de la masa inyectada en el ciclo.

Todos ellos permitirán conocer y estudiar de mejor manera el proceso de combustión que se desarrolla en esta investigación.

3.3.2 Modelado de chorro unidimensional. DICOM

Existen en la actualidad diferentes herramientas de cálculo fluidodinámico que permiten describir temporal y espacialmente la estructura interna del chorro de un proceso de inyección para así poder caracterizar el proceso de mezcla. Dichas herramientas abarcan desde los complejos modelos de cálculo fluidodinámico computacional (conocidos como modelos 3D CFD) hasta modelos más simplificados donde lo que intervienen son diferentes hipótesis. La elección de uno u otro modelo depende fundamentalmente de la complejidad del problema a resolver y del tiempo de cálculo disponible.

En el presente trabajo de investigación se ha optado por utilizar un modelo unidimensional Euleriano 1D llamado DICOM (desarrollado por el propio departamento de Máquinas y Motores Térmicos de la Universitat Politècnica de València) para reproducir la evolución del chorro Diesel (diferentes combustibles actualmente) tanto en régimen estacionario o transitorio, tanto en condiciones inertes (evaporativas o no evaporativas) como reactivas.

Una descripción más profunda junto con la validación de este modelo para condiciones inertes se puede encontrar en el trabajo de Pastor et al.[33], mientras que Desantes et al. [6] realizan lo propio para condiciones reactivas.

Este modelo es una aproximación al problema de un chorro de combustible inyectado por medio de un orificio en el interior de una cámara donde se produce su mezcla con el gas ambiente y eventualmente el proceso de combustión. El chorro evoluciona de forma libre sin ninguna restricción espacial y el volumen de la cámara es suficientemente grande como para que la evolución del chorro no modifique las condiciones del aire situado suficientemente alejado del mismo.

El modelo DICOM, que está en constante evolución, da un paso más en el presente trabajo ya que se incluye un nuevo combustible para la posible evaluación de este. El modelo cuenta, en su versión básica, con el hexadecano como combustible sustituto del Diesel dentro del código. En la presente tesis se utilizó el código mediante la inclusión del iso-octano como combustible de sustitución de la gasolina para evaluarlo en los diferentes estudios que en este trabajo se presentan.

Además del combustible, el modelo requiere para los estudios realizados, de ciertos datos obtenidos experimentalmente como son la tasa de inyección y el flujo

de cantidad de movimiento, condiciones termodinámicas del aire presente en la cámara de combustión que se obtienen de arrastres específicos del motor transparente de investigación, número y diámetro de orificios de la tobera y ángulo de cono de *spray*, que en el caso de la presente tesis también han sido evaluados experimentalmente e introducidos en el modelo DICOM como parámetros de entrada.

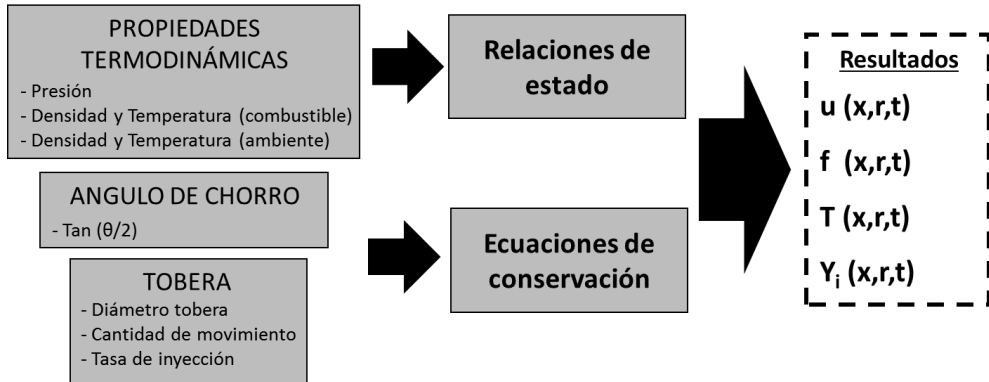


Figura 3.16: Esquema general del código DICOM.

A modo de esquema conceptual del modelo la Figura 3.16 muestra sus principales entradas y salidas, y a continuación se enumeran las principales hipótesis que se asumen en dicho modelo. Dichas hipótesis están ampliamente descritas en la tesis de García [34].

1. El chorro se considera perfectamente axisimétrico. Por lo tanto, no se considera en ningún caso el movimiento de *swirl* en el gas ambiente, que por otra parte en el motor objeto de estudio esta forzado a que sea muy bajo.

2. El flujo es turbulento con la turbulencia completamente desarrollada. Por medio de esta hipótesis es posible asumir perfiles radiales similares de tipo gaussiano para las variables conservativas que definen el problema.

3. El flujo es localmente homogéneo. Existe equilibrio local tanto térmico como de velocidad y el chorro líquido puede considerarse como gaseoso.

Como se ha comentado previamente esta hipótesis es razonable en los chorros Diesel actuales.

4. La presión es constante en todo el dominio incluyendo el chorro. Se desprecian pues los efectos asociados a los fenómenos de compresibilidad.

5. La densidad local se calcula asumiendo mezcla ideal. Se desprecian pues los efectos asociados a los fenómenos de compresibilidad.

La información principal que se obtiene de este modelo en relación con los objetivos planteados consiste en la predicción de la penetración total del chorro y la estimación de la longitud líquida y la fracción másica de combustible evaporada, junto con la evolución temporal de la distribución de dosados locales en el seno del chorro. Es así esta, una herramienta interesante para profundizar en los estudios sobre la fenomenología del proceso de mezcla aire-combustible, y como este se ve influenciado por las variaciones en las condiciones termodinámicas del gas ambiente, así como para la comparación de resultados experimentales de longitud líquida y penetración como se realizará en el presente trabajo.

3.3.3 Código de cálculo de cinética química. CHEMKIN

En la presente tesis se evaluará el proceso de autoencendido para dos combustibles bajo diferentes condiciones, en este caso Diesel y gasolina. Para evaluar los procesos de autoencendido y la influencia que la cinética química tiene sobre estos, se emplea un código comercial que permite evaluar estos y otros procesos químicos mediante el uso de determinados mecanismos cinéticos. Para efectuar dichas simulaciones cinético-químicas necesarias en este trabajo se ha utilizado el código computacional CHEMKIN [35], ampliamente utilizado por la comunidad científica.

El programa CHEMKIN incluye varios modelos que pueden ser conectados para resolver problemas de cinética química complejos. Todos los modelos necesitan conocer los detalles del mecanismo cinético que se pretende utilizar, como las especies consideradas y sus propiedades (calor específico, entalpía, etc.), así como las reacciones incluidas y sus constantes cinéticas. Para ello, un preprocesador lee los ficheros del mecanismo de reacción y genera un fichero intermedio que dispone de toda la información con un orden predeterminado de forma que puede ser consultado por el resto de rutinas. Tanto el mecanismo cinético como los datos termodinámicos asociados deben tener un formato determinado, aunque el uso de CHEMKIN está tan ampliamente extendido que su formato se ha convertido en un estándar. Los datos del mecanismo cinético junto con la definición del problema a resolver, que deben ser introducidos por medio de una interfaz gráfica, permiten la construcción del sistema de ecuaciones diferenciales que describe el problema. Este se resuelve posteriormente mediante el sistema de resolución adecuado, y los resultados del problema cinético son almacenados en ficheros comprimidos. El post-procesador lee estos ficheros y muestra al usuario las variables demandadas tanto en formato gráfico como en ficheros de datos.

En este trabajo de investigación se ha optado por el uso de un modelo cero dimensional, ya que permite realizar simulaciones con un tiempo de cálculo razonable. Además, diversos autores como Curran y Westbrook [36][37] han demostrado la validez de este tipo de modelos para simular correctamente la cinética previa al autoencendido así como para predecir los tiempos de retraso. No obstante, el uso de un modelo cero-dimensional para predecir otras variables muy sensibles a la heterogeneidad de la mezcla, como son la tasa de calor liberado, la emisión de contaminantes o la duración de la combustión presentan limitaciones importantes. Teniendo en cuenta que la combustión premezclada con carga homogénea está controlada fundamentalmente por los fenómenos cinético-químicos, es recomendable el uso de mecanismos de reacción que describan el proceso de oxidación con gran detalle. El mecanismo utilizado ha sido el de Jerzembek [38] que cuenta con 203 especies y más de 1000 reacciones. Los combustibles sustitutos de Diesel y gasolina han sido el n-heptano e iso-octano respectivamente. En la Figura 3.17 se presenta un esquema general del proceso de evaluación de cinética química mediante el código CHEMKIN.

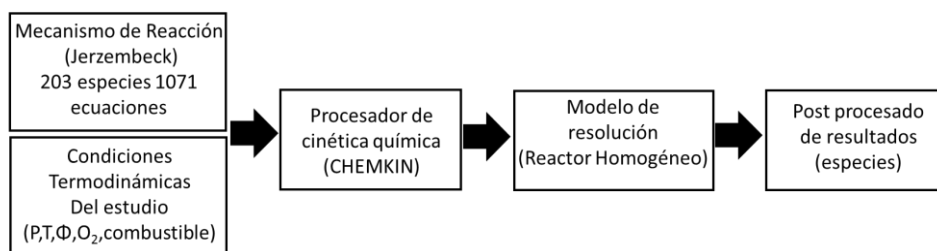


Figura 3.17: Esquema general de resolución mediante el código CHEMKIN.

El modelo utilizado en la presente tesis es el de reactores homogéneos que incluye el citado programa. Este modelo resuelve la evolución temporal de la concentración de especies y de la temperatura de una mezcla homogénea contenida en un reactor cerrado. Todas las ejecuciones realizadas en este trabajo utilizan este modelo, para el que se considera un volumen del reactor constante y una evolución adiabática (el programa además permite considerar la presión constante o proporcionar un perfil de temperaturas y suponer la existencia de pérdidas de calor). Al considerar los balances de masa se obtienen ecuaciones semejantes a la ecuación (3.4) donde ρ es la densidad de la mezcla, Y_i la fracción másica de las especies, ω_i la tasa neta de producción de especies y PM_i su peso molecular.

$$(3.4) \quad \frac{dY_i}{dt} = \frac{\omega_i \cdot PM_i}{\rho}$$

Con el balance de energía se construye la expresión como la (3.5), donde m_i y u_i son la masa y la energía interna específica de una especie i , p es la presión y v el volumen que ocupa la mezcla reactiva.

$$(3.5) \quad \frac{d}{dt} (\sum_{i=1}^I m_i \cdot u_i) = -p \cdot \frac{dv}{dt} - Q_w$$

Al desarrollar la integral y reorganizando términos se obtiene la siguiente expresión:

$$(3.6) \quad m \cdot \sum_{i=1}^I Y_i \frac{du_i}{dt} = - \sum_{i=1}^I u_i \frac{dm_i}{dt} - p \cdot \frac{dv}{dt} \cdot Q_w$$

Finalmente, considerando el comportamiento de la mezcla en el reactor como de gas perfecto, volumen constante y proceso adiabático, se llega a la ecuación (3.7), donde ρ es la densidad y C_v el calor específico a volumen constante de la mezcla.

$$(3.7) \quad \rho \cdot C_v \cdot \frac{dT}{dt} = \sum_{i=1}^I u_i \cdot \omega_i \cdot PM_i$$

Por lo tanto, el modelo se define con un sistema con I+1 ecuaciones (compuesto por I balances de masa y uno de energía), siendo las condiciones de contorno necesarias para resolver el sistema la composición y temperatura inicial de la mezcla (ambas introducidas a través de la interfaz del programa).

3.4 Técnicas ópticas. Montajes y programas de procesado

En este apartado se describen las diferentes técnicas ópticas experimentales empleadas en los distintos estudios que se presentan en la tesis doctoral. El objetivo es mostrar con más detalle al lector tanto los montajes como las técnicas y los programas de procesado de imágenes utilizados en cada una de ellas para una mejor comprensión de los diversos estudios que serán presentados en los posteriores capítulos de resultados. La sección se divide en las diferentes técnicas ópticas utilizadas tanto para la visualización del chorro como para la visualización de la longitud líquida y de los procesos de combustión en el motor transparente.

3.4.1 Maqueta de visualización del chorro de inyección

En este apartado se procederá a la descripción de la instalación utilizada y el montaje óptico correspondiente para la realización de los ensayos de visualización del chorro en ambiente inerte isoterma.

Para la visualización de los chorros en diferentes condiciones operativas se utiliza la maqueta de visualización presurizada con nitrógeno. En la Figura 3.18 se presenta el esquema completo del montaje que incluye, la maqueta de nitrógeno, las fuentes de iluminación y sus colimadores, la posición del inyector y la cámara de captación de las imágenes. La maqueta de visualización de alta presión de nitrógeno ha sido ampliamente descrita en diferentes artículos de Payri [38][20] y en la tesis de Gimeno [4].

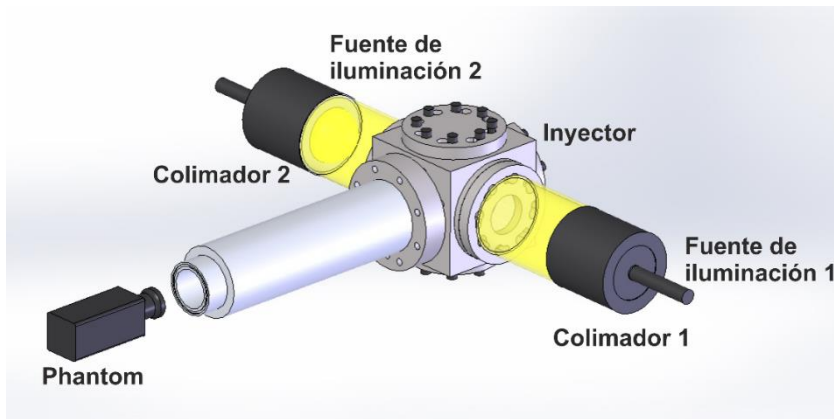


Figura 3.18: Montaje óptico para la visualización del chorro en condiciones no reactivas no evaporativas.

Los dos tipos de ensayos de visualización que se pueden realizar en la maqueta de alta presión son:

- Visualización de dos chorros mediante iluminación trasera difusa.
- Visualización frontal e iluminación lateral de toberas multiorificio mediante reflexión de MIE.

La técnica empleada en esta tesis es la visualización del chorro mediante iluminación lateral para toberas multiorificio y con dispersión de Mie¹⁵, tal como se muestra en la Figura 3.18, en esta técnica la cámara se encuentra en el acceso óptico principal más largo, mientras que la iluminación mediante dos fuentes continuas se realiza desde los dos laterales, por el acceso óptico opuesto a la posición del inyector se realiza la visualización mediante la cámara rápida. Para la toma de imágenes se

¹⁵La dispersión en régimen de Mie es la interacción de luz de tipo elástico con partículas de diámetro mayor que la longitud de onda de la radiación incidente [40]. De esta forma, se visualiza la luz dispersada por las gotas y ligamentos del combustible líquido.

utiliza una cámara digital rápida Phantom V12 montada con un objetivo Zeiss de 100mm de focal, obteniendo imágenes de 12 bits y una resolución de 256x256 píxeles y 512x512. El tiempo de exposición de este sistema es de 20 μ s, y el número de fotos realizadas por segundo son 50000 y 20000 respectivamente según la resolución a la que se trabaje. La adquisición de secuencias de imágenes para diferentes instantes toma en continuo. De esta forma se puede realizar un barrido temporal del comportamiento del chorro tomando imágenes en diferentes instantes de la progresión del chorro.

Las imágenes obtenidas mediante la cámara rápida necesitan de un procesado para la obtención de los principales resultados de estas, como son la penetración en cada instante y el ángulo de chorro. Los resultados presentados en esta tesis son procesados mediante el programa de procesado de imágenes CALJET [41][42]. Dicho programa ha sido desarrollado por el propio departamento de Máquinas y Motores térmicos. Se describen a continuación las principales características del código y el tipo de resultados que se puede obtener a través del mismo.

La fase principal en el tratamiento de las imágenes de visualización de chorros y *sprays* es el proceso de segmentación de las mismas. La segmentación es el proceso por el cual el código discernirá de entre los píxeles de la imagen que parte es chorro y que parte no lo es. Este proceso se realiza tras una primera etapa de pre-procesado que contiene un re-escalado, un proceso de filtrado y finalmente una sustracción del fondo de las imágenes del conjunto de imágenes tomadas [42].

El problema de la segmentación de imágenes de chorro o *spray* es especialmente complicado debido a la naturaleza bifásica del chorro (líquido-vapor) que dificulta en gran medida la definición del contorno de este. Además, la calidad de la segmentación efectuada influye muy significativamente en los resultados de caracterización de los parámetros macroscópicos del chorro en las etapas posteriores. En el código CALJET el algoritmo de segmentación utilizado está basado en el test del *ratio de likelihood* (LRT). Este utiliza la distribución de niveles digitales de la imagen, obtenidas mediante la cámara rápida, para una determinación precisa de los contornos de los chorros de inyección [42]. Se ha comprobado en diferentes trabajos [41] que este algoritmo de segmentación es bastante insensible a variaciones de intensidad entre las fotos, y los resultados obtenidos fueron mejores que otros obtenidos con otro tipo de algoritmos probados.

Una vez el contorno del chorro se aísla del resto de la imagen es posible determinar sobre este los parámetros macroscópicos que permiten caracterizar el chorro [44][45]. Los parámetros macroscópicos que permiten caracterizar este proceso son la penetración, el ángulo de apertura y el volumen. En la Figura 3.19 se muestra una representación gráfica del significado físico de estos parámetros.

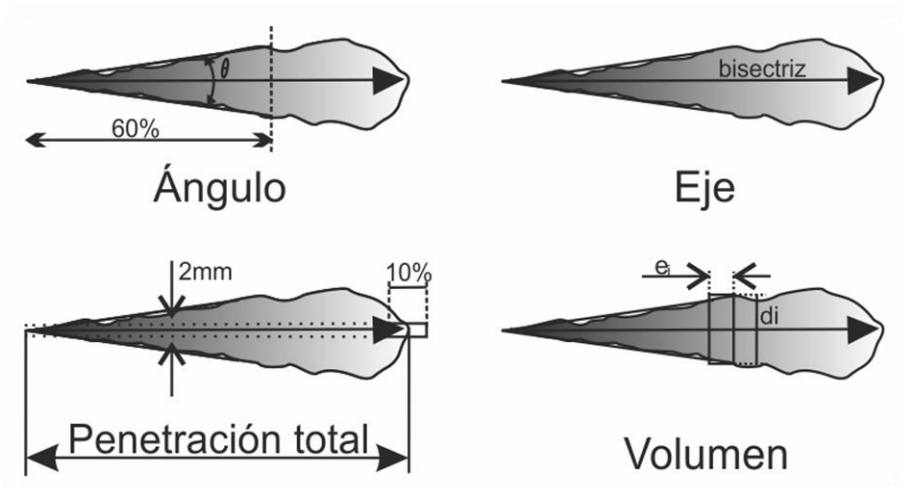


Figura 3.19: Parámetros característicos del chorro obtenidos mediante la visualización

Así pues, se definen:

- Ángulo de apertura del chorro: se estima como el ángulo formado por las dos rectas (superior e inferior) que se obtiene realizando un análisis de mínimos cuadrados del 60% de los puntos del contorno más próximos al orificio del inyector.
- Eje del chorro: Se estima como la bisectriz de las dos rectas de regresión ajustadas al 60% del ángulo de apertura del chorro.
- Penetración total del chorro: Se estima como la distancia desde el orificio del inyector hasta el final del punto medio del conjunto de píxeles. Estos corresponden al 10% del conjunto de píxeles de la sección final del chorro y que se encuentran a una distancia menor de 1 mm del eje del mismo. Este criterio es el utilizado habitualmente por el departamento de Máquinas y Motores térmicos, y tiene en cuenta así la fragmentación final del chorro que puede dar objeto a error en la medida [46][47].
- Volumen del chorro: Se estima como la suma de los volúmenes de los cilindros en los que se puede descomponer el chorro. La ecuación (3.8) lo define donde el sumatorio de los cilindros de radio r_{ci} calculados como la media de las distancias al eje de los puntos del contorno superior e inferior [48], y de e_i .

$$(3.8) \quad V = \sum_i \pi e_i r_{ci}^2$$

3.4.2 Montajes ópticos motor monocilíndrico transparente

Gran parte de la presente investigación se realiza, como se ha comentado ya, en el motor monocilíndrico transparente de investigación. En este se realizan un estudio de medida de longitud líquida para dos combustibles, el estudio del proceso de combustión completo con diferentes cámaras rápidas y un estudio de espectrografía de ese mismo proceso. En los siguientes apartados se presentan los montajes ópticos y los programas de procesado, además de los principales resultados que se obtienen a raíz de estos.

3.4.2.1 Medida de Longitud líquida. Condiciones evaporativas

Una parte importante del estudio de los procesos de combustión en motores de encendido por compresión se basa en mecanismos de inyección y atomización del chorro dentro de este debido a la importancia que tienen en el proceso de combustión y en las emisiones contaminantes [49]. Como se ha comentado ya, en motores de encendido por compresión el proceso de mezcla comienza con chorro de combustible líquido que se inyecta en un ambiente con una cierta presión y la temperatura. Una vez inyectado en el cilindro, el chorro cambia no sólo geométricamente sino también temporalmente mientras se aproxima a las paredes interactuando con el aire circundante dando lugar al proceso de vaporización y de mezcla del combustible [50][51].

En el proceso de mezcla la atomización del combustible tiene una influencia importante en la composición local. La comunidad científica han realizado una gran cantidad de estudios con el fin de entender cómo se produce el proceso de mezcla. En tales estudios, los principales parámetros macroscópicos del *spray* han sido identificados como la longitud líquida, la penetración del vapor, y el ángulo de cono [50][51][52][53][54]. Instalaciones experimentales tales como motores ópticos y maquetas de alta temperatura se han utilizado para la investigación fundamental de estos parámetros. Las técnicas de dispersión de MIE y de *shadowgraphy* se encuentran entre las técnicas más comunes que se utilizan para caracterizar temporalmente la longitud líquida y la penetración del vapor respectivamente.

La técnica de dispersión de Mie se utiliza ampliamente en la investigación de *sprays* para la captura de imágenes en fase líquida[53][54]. Esta técnica consiste en la iluminación de las gotas de combustible con una fuente de luz y la imagen de la luz dispersada se recoge con una cámara. En la literatura se pueden encontrar varios ejemplos del uso y la calibración de esta técnica [53][55].

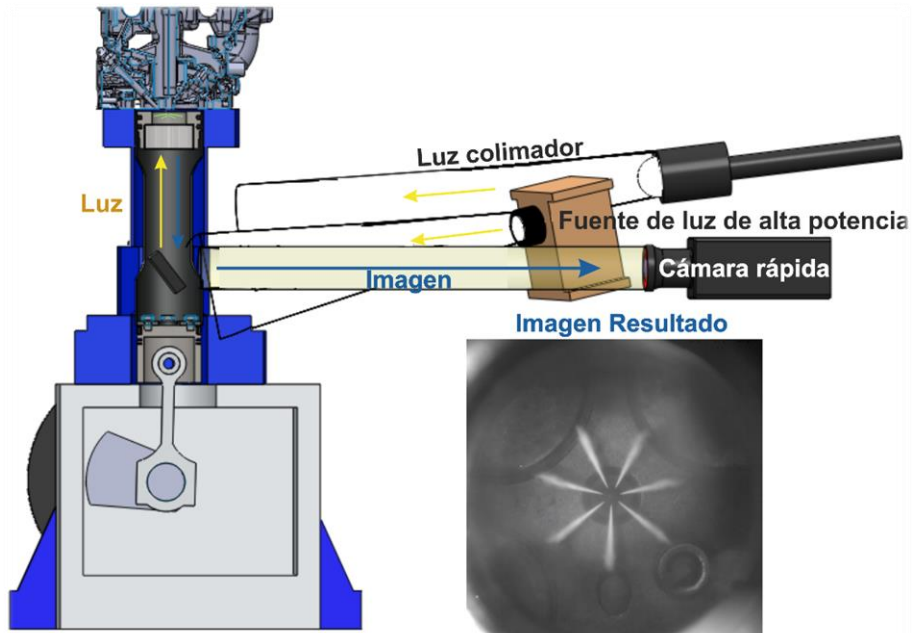


Figura 3.20: Esquema general del montaje óptico utilizado para la obtención de las imágenes de longitud líquida.

La Figura 3.20 muestra el montaje óptico utilizado en la presente tesis para la visualización de la longitud líquida del combustible. El montaje consta de dos fuentes de iluminación, una cámara rápida para la obtención de las imágenes y el motor monocilíndrico transparente. En el montaje se instalan dos fuentes de alimentación debido a la cantidad de luz necesaria dentro de la cámara de combustión, una de alta potencia y una para evitar reflejos, y así obtener una mayor calidad tanto en las imágenes como en los posteriores resultados. La fuente de iluminación primaria es una lámpara Newport de arco de xenón de alta potencia (1600 W) que emite en las longitudes de onda entre 350-2500nm. La segunda fuente de iluminación utilizada es una fuente de 500 W, la cual mediante una fibra óptica y un colimador se dispone en la parte superior de la cámara rápida para la iluminación completa de la cámara de combustión y evitar reflejos indeseados. En el estudio la cámara rápida utilizada es la Phantom V12 anteriormente descrita. El objetivo utilizado es un Carl Zeiss de 100 mm de focal y $f/2$. Con esta disposición el ratio píxeles milímetro utilizado para el procesado de las imágenes es de 8.31 píxeles por milímetro. La medida de longitud líquida se realiza en ambiente no reactivo, es decir que se debe bajar la concentración de oxígeno en cámara de combustión hasta niveles cercanos a 3%. En este caso, en la instalación del motor transparente se realiza un

pequeño circuito cerrado para recircular el nitrógeno hasta que se llega a condiciones viables para realizar los ensayos sin posibilidad de reacción dentro de la cámara de combustión. Finalmente se llegó a obtener concentraciones de 1-1.5% de oxígeno en cámara para la realización de los mismos.

Los resultados de longitud líquida obtenidos mediante este montaje también han sido procesados con el código CALJET anteriormente citado. En este caso es fundamental tanto para el proceso de sustracción de fondo como para el de segmentación de las imágenes que el fondo de la culata esté pintado en negro (como se mostró en este mismo capítulo) para evitar reflejos, y disponer de unas fuentes de iluminación de alta potencia para poder introducir dentro de la cámara la mayor cantidad de luz que haga que las diferencias entre chorro y fondo sean lo mayores posibles y se pueda discriminar de mejor manera el contorno del chorro.

3.4.2.2 Visualización de la luminosidad natural y de los radicales CH* OH*

En los diferentes capítulos de resultados de esta investigación se presentan resultados referentes a la visualización del nuevo modo de combustión que en esta se describe. En este caso es indispensable conocer como han sido obtenidas las imágenes que describan el proceso de combustión de forma general y que complementan los resultados obtenidos a través del estudio de la señal de presión. Así pues, por un lado se obtendrán imágenes de luminosidad natural del proceso de combustión y por otro lado, mediante el uso de filtros interferenciales y una cámara intensificada, de otros trazadores que permitan aumentar e incrementar el conocimiento y comprender mejor ciertos aspectos de dicho modo de combustión.

El esquema de la Figura 3.21 muestra el montaje óptico utilizado para la obtención de imágenes del proceso de combustión, tanto de luminosidad natural como del radical OH* y CH*. El montaje consta de un *beam splitter* 50%o separador de haz que divide la luz proveniente de la cámara de combustión en 2 haces que se redirigen a ambas cámaras rápidas. Por un lado, se tiene la cámara rápida Phantom V12 la cual es la encargada de la obtención de las imágenes de luminosidad natural, y por otro lado está la cámara rápida Photron II (con sensor intensificado) que es la encargada de recoger las imágenes una vez han pasado por los filtros interferenciales, de 431 ± 5 nm en el caso del CH y 310 ± 5 nm para el OH (bandas de emisión características de ambos radicales quimioluminiscentes). Ambos filtros se montan delante del objetivo de la cámara a una distancia de 1 cm. La utilización de filtros interferenciales mejora en gran medida la trazabilidad del radical en la imagen debido a que sabiendo que únicamente en cierta longitud de onda se encuentra un pico de intensidad de esa especie mayoritariamente se puede asociar a esta la luz emitida y filtrada. La problemática reside en la reducción de luz que realiza el filtro

interferencial, que únicamente deja pasar a través de él longitudes de onda muy cercanas a la de referencia, por lo que se hace necesario utilizar una cámara intensificada que permita obtener una mayor definición de las imágenes en estas condiciones. El objetivo utilizado en esta cámara rápida es un Nikkor de 100 mm de focal de y f 2.4 con la característica de que tiene sensibilidad en el ultravioleta.

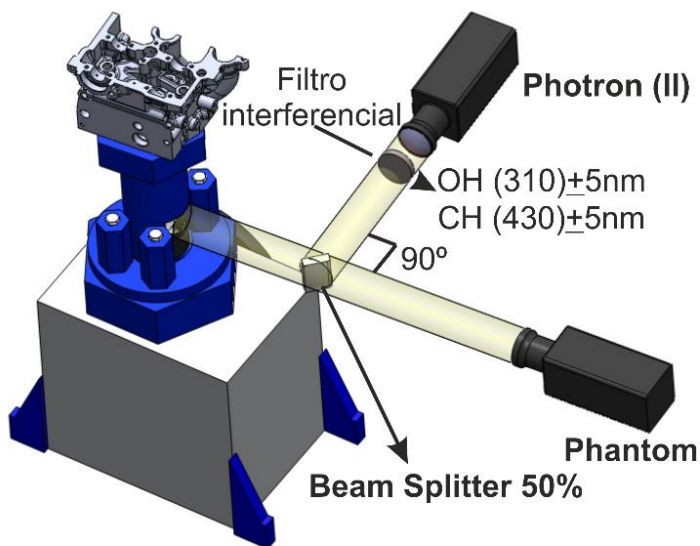


Figura 3.21: Esquema general del montaje óptico utilizado para la obtención de las imágenes de la combustión de luminosidad natural y del radical OH^ y CH^* .*

Mediante este montaje es posible obtener imágenes del mismo proceso de combustión con dos cámaras que proporcionarán información diferente. Del mismo ensayo se obtendrá luminosidad natural y radical CH^* o radical OH^* . Ambos radicales son quimioluminiscentes y trazadores de prereacciones de autoencendido y de combustión de alta temperatura premezclada respectivamente [56][57], procesos que ocurren en el proceso de combustión que se va a evaluar en la presente tesis doctoral. La quimioluminiscencia es el fenómeno de emisión natural de radiación electromagnética de baja intensidad que se observa cuando una especie excitada, producto de una reacción química, regresa a su estado fundamental. La técnica utilizada en este caso para la visualización de dicho radical proporciona información cualitativa sobre la aparición y evolución, tanto espacial como temporal, del proceso de autoencendido y de la llama.

La metodología general utilizada para la obtención de los resultados consta en primer lugar de realizar un montaje e instalación de las cámaras y su alineamiento. Se obtiene la correlación píxel/mm para obtener la conversión de unidades a la hora de representar resultados para las dos cámaras y con ambos filtros. Posteriormente, se emplea la fuente de luz continua descrita anteriormente así como diversos ensayos sin combustión (con el motor en arrastre) para fijar y realizar la configuración de los distintos *settings* de las cámaras, de ellos depende la calidad de los resultados obtenidos, y por lo tanto, la precisión con la que se puede describir el evento en cuestión. Los *settings* empleados en las cámaras rápidas se muestran en la Tabla 3.6.

Características	Luz Natural	CH*	OH*
Fabricante [-]	Phantom	Photron	Photron
Modelo [-]	V12	II 2	II 2
Resolución [píxeles]	512x512	512X512	512X512
Fotos por segundo[fps]	12000	6000	6000
Apertura de diafragma [f]	1.8	2.4	2.4
Tiempo de exposición[μ s]	20	20	50
Focal lente [mm]	100	100 UV	100 UV
Intensificador[V]	-	3	4.6
Filtro [nm]	-	430\pm5	310\pm5

Tabla 3.6: Configuraciones empleadas en ambas cámaras rápidas durante los ensayos del estudio del proceso de combustión

Además de fijar los *settings* de las cámaras y los tiempos de los principales eventos, el funcionamiento del motor en configuración transparente requiere a la hora de ensayar de otra peculiaridad para el sistema. El modo de ensayar es el llamado *skipe fire mode*. Esta metodología ha sido publicada de forma extensa en diferentes publicaciones del departamento [58][60]. En todos los casos, de cada uno de estos ensayos se realiza además de la obtención de las imágenes todo el estudio derivado de la señal de presión en el cilindro, de manera que se pueden obtener los resultados conjuntos derivados de la señal de presión y de las imágenes del mismo ciclo.

Para el procesado de las imágenes adquiridas con el esquema óptico anteriormente descrito, se ha empleado una herramienta desarrollada en el propio departamento que recibe el nombre de PRO-HS (*Process High Speed camera*), ampliamente descrita en la tesis de Ramírez [7]. Este código de procesado emplea las imágenes adquiridas del proceso de combustión, y basándose en la definición de un umbral de luminosidad a partir del cual se consideran los primeros píxeles luminosos debido a dicho proceso, registra la evolución de la llama dentro de la

cámara de combustión obteniendo parámetros como la luminosidad acumulada durante la combustión, contornos y área de la llama entre otros.

Para obtener la diferente información numérica sobre el tamaño y la forma de la llama se consideran un valor de umbral fijo, de manera correspondiente a los píxeles de la llama (mayor intensidad que el umbral) se les asigna un valor de 1, mientras que a los píxeles del fondo (intensidad menor que el umbral) se les asigna un valor de 0. El área de la llama se define como la adición de todos los píxeles con valor 1. En un segundo paso, el contorno de la llama es obtenido a partir de la imagen. Debido a los materiales empleados en la configuración del motor en modo transparente, pueden aparecer ciertos reflejos en la cámara de combustión durante la adquisición de las imágenes. Para evitar tomar estos valores de luminosidad como propios de la combustión, el algoritmo fija dicho umbral que se corresponde con el 10% de la diferencia entre los valores máximo y mínimo de la luminosidad, dato que ha sido contrastado experimentalmente por Ramírez [7][59].

Una vez obtenidas las imágenes se hace uso del software de procesado, mediante el cual se obtienen los siguientes parámetros y realizado el proceso de umbralización:

$$(3.9) \quad A = \sum_{i=llama} Píxeles$$

Área de la llama: Para el cálculo del área total de la llama el código tiene en cuenta el área abarcada por los píxeles luminosos una vez mediante la segmentación ha sido definido el contorno y con ello instante a instante el perímetro del cual se va a calcular dicha área como procedente de la luminosidad de la combustión.

$$(3.10) \quad P_{llama} = \sum_{i=contorno} Píxeles$$

Contorno de la llama (Perímetro): Para el cálculo del perímetro o contorno de llama, el código acumula la distancia de la frontera de la imagen umbralizada (0sin llama y 1 con llama).

$$(3.11) \quad I_{cummul} = \sum_{i=llama} I_i$$

Intensidad de la llama: La intensidad total de llama acumula la luminosidad de cada píxel que ha sido considerado como procedente de la combustión.

$$(3.12) \quad I_{media} = \frac{I_{cummul}}{A}$$

Intensidad media: La intensidad media es el cociente entre la intensidad acumulada y el área de llama. Atribuye el mismo nivel luminoso a todos los píxeles considerados procedentes de la combustión.

$$(3.13) \quad IL = \int_{t_1}^{t_2} I_{cummul}$$

Luminosidad integrada: La luminosidad integrada representa la integral a lo largo del tiempo de los valores de intensidad total de la llama. Esta variable sirve para representar la evolución temporal de la intensidad desde su valor mínimo a su valor máximo y hasta la extinción a lo largo del proceso de combustión.

$$(3.14) \quad ID(t) = SoI(t) - 0.25 \cdot IL(t)$$

Retraso luminoso: El retraso luminoso se define como el tiempo entre el inicio de la inyección y el instante en el cual se obtiene el 25% del valor de luminosidad integrada. Así pues, dicho ángulo (o tiempo) indicará el instante en el cual se ha liberado el 25% de la luz que se libera en todo el proceso, este parámetro es semejante a los que se obtienen a partir de la señal de presión y cuyos valores indican la posición temporal del proceso de combustión respecto por ejemplo al PMS. Como resultado aparece el retraso luminoso que es la diferencia entre el tiempo de inicio de la inyección y el del instante referido a este 25%. Este parámetro se presenta en ms.

$$(3.15) \quad VAC = \frac{A_{llama,i}}{P_{llama,i}} \frac{dt}{dt}$$

Velocidad Aparente de Combustión (VAC): Para el análisis de la velocidad de propagación de la llama, se definió una magnitud geométrica que relaciona dos magnitudes que se pueden obtener del procesado de las imágenes. Con el fin de caracterizar el comportamiento del proceso de combustión. Se obtiene derivando en el tiempo la relación entre el área de la llama y la longitud del contorno de esta obtenida de cada imagen de dicho proceso. De esta manera, no sólo se caracteriza un cambio de área de la llama, sino también su fragmentación debido a una desaceleración de reacción. A partir de ahora, esta magnitud se denomina como la velocidad de combustión aparente (VAC) en la presente tesis doctoral y se presenta en unidades de m/s.

3.4.2.3 Espectrografía

Durante el proceso de combustión coexisten multitud de compuestos químicos con diferentes valores que emiten en una banda característica en el espectro de emisión electromagnético, algunos de los cuales pueden aportar información valiosa sobre el proceso de combustión. Diferentes estudios muestran el claro potencial para una mejor comprensión de los mismos en procesos de combustiones homogéneas y parcialmente premezcladas como las que posteriormente se examinarán [61][62].

Especie	Longitud de onda [nm]	Fenómeno asociado
CH*	430	Autoencendido/premezcla combustión
OH*	310	Autoencendido/premezcla combustión
CN* NH*	320-440	Plasma bujía/ pre reacciones
HCO*	270-410	Transitorios baja temperatura
HCOH*		
SooT*	450-900	Hollín alta temperatura dosados ricos
CO*	1.8	extinción

Tabla 3.7: Banda de emisión en el espectro electromagnético y fenómeno asociado para distintas especies químicas presentes durante la combustión.

Para poder estudiar las longitudes de onda presentes de las especies interesantes se hace uso de la técnica de la espectrografía, la cual permite obtener la concentración o la cantidad de unas determinadas especies debido a la banda de emisión en las que emite a través del uso de un espectrógrafo.

En la bibliografía se identifican diferentes especies y radicales químicos como buenos trazadores de las fases que tienen lugar en la combustión de hidrocarburos, los cuales ayudan a describir la evolución de la reacción [56][57][61]. En la Tabla 3.7 se resumen los radicales más importantes que han sido objeto de estudio junto a su banda de emisión y fase de la combustión a la cual hacen referencia.

El proceso para la realización de los ensayos es el que sigue. La luz emitida por el proceso de combustión es reflejada por el espejo UV que se encuentra dentro del extensor del motor monocilíndrico transparente hasta que llega al separador de haz del 50% que guía la luz a la vez por un lado a una cámara de alta velocidad (Phantom V12) y por otro al espectrógrafo que contiene otra cámara rápida acoplada al mismo. La configuración del montaje se muestra en la Figura 3.22. Con el fin de registrar la evolución temporal y espacial de la radiación de banda ancha a partir de la combustión se emplea la cámara rápida Phantom V12. Esta cámara con sensor CMOS de alta velocidad se utiliza para grabar a 12000 imágenes por segundo con

una resolución de 512x512 píxeles. El tiempo de exposición se fija en 166,7 ms lo que garantiza un buen rango dinámico aunque las emisiones de hollín podrían saturar las imágenes obtenidas, este hecho se tendrá en cuenta en la selección de puntos de estudio. El objetivo utilizado es un Zeiss 100 mm f 2 ZF Makro-Planar, manteniendo la abertura constante en todos los ensayos. Este elemento restringe el ancho de banda de la luz registrada para el rango visible. El sistema óptico completo ofrece una resolución efectiva de 0.17 mm/píxel para las imágenes.

Por otro lado el espectrógrafo que se ha utilizado es el Jovin Yvon Horiba Triax 180 para descomponer la luz emitida por el proceso de combustión en el rango ultravioleta y visible.

A este sistema se le acopló una cámara ICCD intensificada de la marca LaVision Dynamight como se observa en la Figura 3.22. Ha sido utilizada una rejilla que implica una *grating* con una densidad de ranuras de 300 ranuras/mm junto con una resolución de la cámara ICCD de 512x512 píxeles que permiten la detección de un ancho de banda de longitud de onda de 170 nm. Han sido utilizadas dos configuraciones diferentes, la primera con la rejilla centrada en 350 nm (265-435 nm) para la gama de UV y la segunda centrada en 450 nm (365 a 535 nm) para el rango visible. La anchura de rendija de entrada al espectrógrafo se fijó en 0,3 mm y el tiempo de exposición de la cámara ICCD era de 500 ms (aproximadamente 2,25 CAD al régimen de giro de motor transparente de 750 rpm). El objetivo utilizado disponía de lente UV (\varnothing 25.4 - 100 mm de distancia focal) y se utilizó para focalizar la luz en la rendija de entrada del espectrógrafo. La ganancia de intensificación en todos los casos ha sido la máxima permitida por el equipo.

Por un lado, se ha aplicado una rutina de procesado de las imágenes obtenidas con la cámara de alta velocidad igual a la aplicada a las imágenes obtenidas de la grabación de luminosidad natural con el código PRO-HS.

Por otro lado, la rutina de funcionamiento y el posterior procesado de los resultados obtenidos por el espectrógrafo necesitan de diversos pasos para su funcionamiento y procesado para que de esta manera los resultados extraídos sean representativos de los estudios que se realizan. En primer lugar se ha realizado una calibración del sistema completo, espectrógrafo y lentes mediante el uso de una lámpara de calibración. Es necesario y de importancia antes de realizar las pruebas y ensayos caracterizar el espectrógrafo mediante la identificación de las fuentes de errores individuales, comprenderlas y corregirlas, y encontrar la relación entre los píxeles de las imágenes del espectrógrafo y las longitudes de onda reales.

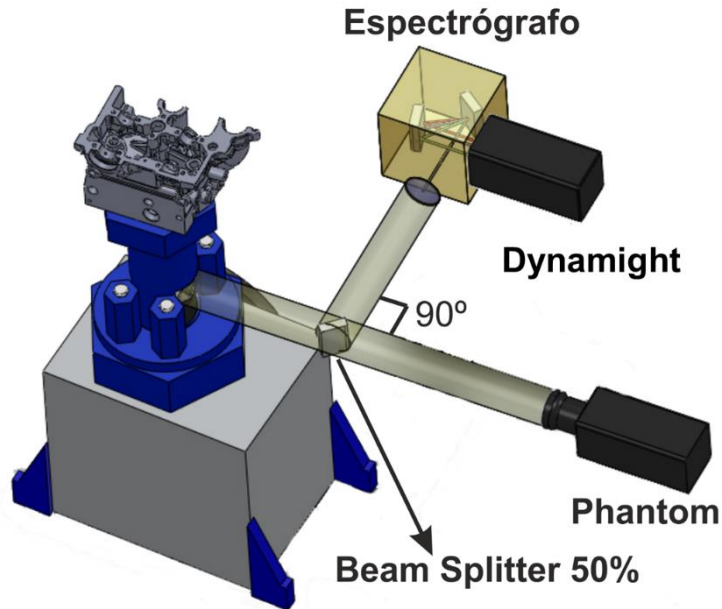


Figura 3.22: Esquema general del montaje óptico utilizado para la realización de las medidas de espectrografía.

Las calibraciones mecánicas se llevan a cabo en la fábrica y no deben ser modificadas, con el fin de mantener las características que el fabricante da como óptimas (longitud focal de entrada y de salida, la posición de la rejilla de difracción, etc.). La única calibración que se debe realizar es la posición de los picos obtenidos a partir de la lámpara de calibración en la longitud de onda correcta que permitirá identificar los posteriores picos derivados de la luz emitidos por los procesos de combustión, este paso es de vital importancia para lograr la exactitud y la correcta interpretación de los resultados. Una vez establecida la correlación y el nivel de error que en este estudio se fija en 2 nm en la posición de un pico, en su posición en longitud de onda se realiza un estudio previo para observar e identificar las mejores aperturas de la rendija de entrada del espectroscopio y en definitiva el *grating*.

La elección de la abertura es un compromiso relativamente difícil de lograr. No sólo la disposición óptica es importante también hay que identificar y tener en cuenta el rendimiento de la cámara utilizada. De acuerdo con la fórmula propuesta por Horiba, es recomendable utilizar una abertura de aproximadamente 0,03 mm para calibrar el 300 ranuras/mm rejilla y 0,06 mm para el 600 ranuras/mm rejilla. Siempre se debe recordar la idea de que una mayor rendija de entrada implica reducir la precisión del espectro recogido. Así, se hace imprescindible definir en primer

lugar el tiempo de exposición de la cámara, elegir el nivel de intensificación de la cámara (demasiada intensificación puede introducir ruido de la propia imagen) y finalmente seleccionar la apertura. Estas condiciones varían también con la lente (en función de las características de transmisión y su diámetro: diámetro grande recoge más luz) y las distancias elegidas (distancias más altas implican mayores pérdidas de intensidad) La media de cada banda permanecerá en el mismo lugar, pero los detalles del espectro son mejores con una apertura más pequeña. Así pues, para el análisis en el motor monocilíndrico transparente se realiza finalmente un montaje con una lente de 25 mm de diámetro y un área de análisis de alrededor de 6 cm, utilizando una apertura de 0,30 mm que da buenos resultados para tiempos de exposición reducidos (aproximadamente 500 ms de tiempo de exposición como se ha comentado anteriormente en la configuración de la cámara).

Tanto por las características del equipo como del proceso de combustión que va a ser estudiado en esta tesis doctoral se realiza un estudio de los espectros emitidos por este para diferentes zonas de la cámara de combustión. Dichas zonas quedan definidas por una posición espacial dentro de la cámara de combustión y por su tamaño derivado de la ranura utilizada en el espectrógrafo. Además, esta se realizará para dos rangos del espectro como se ha definido anteriormente, uno centrado en 350 ± 85 nm para la gama del ultravioleta y el otro centrado en 450 ± 85 nm para el rango visible que permitirá evaluar todo el rango de estudio.

Una vez conocida la configuración y calibración del equipo, la transformación espacial y de píxeles en longitud de onda es directa y una vez realizada esta se pueden detectar tanto los picos de intensidad de emisiones de radicales específicos como la tendencia de cuerpo negro que aparece en el caso de la emisión de hollín. Mediante el conocimiento de los espectros característicos que han sido presentados en la Tabla 3.7 se evaluarán e identificarán las emisiones que aparecen en los procesos de combustión que se estudiarán en posteriores capítulos que ayudarán a comprender mejor ciertos aspectos del nuevo modo de combustión.

3.5 Conclusiones

En el presente capítulo se han presentado, descrito y evaluado las diferentes herramientas experimentales y teóricas así como los diferentes montajes ópticos que han sido empleados en esta investigación.

En el apartado dedicado a las herramientas experimentales se ha hecho especial hincapié en las características de los diferentes elementos que integran el motor monocilíndrico de investigación y la sala de ensayos. Se ha detallado

especialmente la versión transparente del motor así como las características del sistema de encendido y las diferentes técnicas ópticas utilizadas.

En cuanto al apartado dedicado a las herramientas teóricas, se ha incidido especialmente en las principales hipótesis asumidas por los diferentes modelos teóricos, puesto que son estas las que establecen sus principales limitaciones. También se ha indicado la aplicación a la que se va a destinar cada una de ellas en función de sus características.

Finalmente en un último punto se han desarrollado los montajes ópticos y técnicas ópticas utilizados en la investigación. Se ha mostrado tanto el montaje experimental como el procesado y la evaluación de los resultados.

Por otra parte se han indicado las metodologías utilizadas durante la realización de los ensayos en cada una de las técnicas empleadas para asegurar en la medida de lo posible la exactitud de las medidas experimentales, que constituyen una parte esencial del presente trabajo.

Atendiendo a la metodología de trabajo propuesta en el capítulo 2, y con la justificación del uso de las herramientas utilizadas, ya se está en disposición de afrontar los diferentes estudios que se presentan en esta tesis doctoral.

3.6 Bibliografía

- [1] Molina, S. (2005). Influencia de los parámetros de inyección y la recirculación de gases de escape sobre el proceso de combustión en un motor diesel . Barcelona: Editorial Reverté S.A.
- [2] Riesco, J.M. (2004). Estrategias para promover la fase de combustión en premezcla. Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos.
- [3] García, A.(2011). Estudio de los efectos de la post inyección sobre el proceso de combustión y la formación de hollín en motores Diesel. Barcelona: Editorial Reverté S.A.
- [4] Gimeno, J. (2011). Estudio de la inyección Diesel mediante la medida de flujo de cantidad de movimiento. Barcelona: Editorial Reverté S.A.
- [5] AVL Optical Top Works 514. Single cylinder transparent research engine. Designed by AVL List GmbH, Graz Austria, 2000.

- [6] Desantes, J.M., Pastor, J.V., García-Oliver, J.M., Pastor J.M. A 1D model for the description of mixing-controlled reacting diesel sprays. *Combustion and Flame*, Vol. 156, pp. 234-249, 2009.
- [7] Ramírez, G. (2012). Basic combustion studies for high speed direct injection diesel engines under low temperature cold start conditions. Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos.
- [8] 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.
- [9] Measurement of intake air or exhaust gas flow of Diesel engines. SAE Standards J244, 1992.
- [10] Información técnica de producto Horiba Mexa 7100 D EGR exhaust gas analyzer. (s.f.). Obtenido de <http://www.ats.horiba.com>
- [11] Sherman, M.T., Chase, R., Mauti, A., Rauker, Z., Silvis, W.M. Evaluation of Horiba Mexa 7000 bag Bench analyzers for single range operation. SAE Paper 1999-01-0147, 1999.
- [12] Degobert, P. (1995). *Automobiles and pollution*. SAE International, Editions Technip .
- [13] Silvis, W.M. An algorithm for calculating the air/fuel ratio from exhaust emissions. SAE Paper 9705144, 1997.
- [14] Información técnica de producto AVL 415 Smoke meter. Obtenido de <http://www.avl.com>
- [15] Payri, F., Payri, R., Salvador, F.J., Martínez-López, J. A contribution to the understanding of cavitation effects in Diesel injector nozzles through a combined experimental and computational investigation. *Computers & Fluids*, Vol. 58, Issue 15, pp. 88-101, 2012.
- [16] Benajes, J., Payri R., García A., Domenech V. A new methodology to evaluate engine ignition systems in high density conditions. *Experimental Techniques*, DOI:10.1111/j.1747-1567.2012.00818.x. 2012.
- [17] Bosch, W. Fuel rate indicator is a new measuring instrument for display of the characteristics of individual injection. SAE Paper 660749, 1966.
- [18] Plazas, A.H. (2005). Modelado unidimensional de inyectores common-rail Diesel. Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos.

- [19] Payri, R., Salvador, F.J., Gimeno, J., De la Morena, J. Effects of nozzle geometry on direct injection diesel engine combustion process. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29, Issue 10, pp. 2051-2060, 2009.
- [20] Payri, R., García, A., Domenech, V., Durrett, R., Plazas, A.H. An experimental study of gasoline effects on injection rate, momentum flux and spray characteristics using a common rail diesel injection system. *Fuel*, Vol. 97, pp. 390-399, 2012.
- [21] Payri, R., García, J.M., Salvador, F.J., Gimeno, J. Using spray momentum flux measurements to understand the influence of diesel nozzle geometry on spray characteristics. *Fuel*, Vol. 84, pp. 551-561, 2005.
- [22] Payri, R., Salvador, F. J., Gimeno, J., De la Morena J. Influence of injector technology on injection and combustion development- Part1: Hydraulic characterization. *Applied Energy*. Vol. 88 Issue 4. Pp. 1068-1074, 2011.
- [23] Macián, V., Bermudez, V., Payri, R., Gimeno, J. New technique for determination of internal geometry of a diesel nozzle with the use of silicone methodology, *Experimental Techniques*, Vol. 27, n° 2, pp.39-43, 2003.
- [24] Lapuerta, M. (1988). 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.
- [25] Armas, O. (1998). Diagnóstico experimental del proceso de combustión en motores Diesel de inyección directa. Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos.
- [26] Lapuerta, M., Armas, O., 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.
- [27] Lapuerta, M., Ballesteros, R., 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.
- [28] Woschni, G. A Universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engines. SAE Paper 670931, 1967.
- [29] Payri, F., Margot, X., Gil, A., Martin, J. Computational study of heat transfer to the walls of a DI diesel engine. SAE Paper 2005-01-0210, 2005.

- [30] Degraeuwe, B. (2007). Contribution to the thermal management of DI Diesel engines. Tesis doctoral, Universidad Politecnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos.
- [31] Torregrosa, A.J., Olmeda, P., Degraeuwe, B., Reyes, M.A. Concise wall temperature model for DI Diesel engines. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 26 n° 11-12, pp. 1320-1327, 2006.
- [32] Martín, J.(2007) Aportación al diagnóstico de la combustión en motores Diesel de inyección directa. Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos.
- [33] 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 no 13-14, pp. 2871-2885, 2008.
- [34] García, J. M. (2006). El proceso de combustión turbulenta de chorros diesel de inyección directa. Barcelona: Editorial Reverté S.A.
- [35] Kee, R., Rupley, F., Miller, J., Coltrin, M., Grcar, J., Meeks E., Moffat H., Lutz A., Dixon- Lewis G., Smooke, M., Warnatz J., Evans G., Larson R., Mitchell R., Petzold L., Reynolds W., Caracotsios M., Stewart W., Glarborg P., Wang C., Adigun O., HoufW., Chou C., Miller S., Ho P., Young D. CEMKIN Release 4.0 & Pro, Rection Design, Inc., San Diego, CA, 2004.
- [36] Curran, H.J., Gaffuri, P., Pitz, W., Westbrook, C.K. A comprehensive modeling study of nheptane oxidation. *Combustion and Flame*, 114: 149–177, 1998.
- [37] Curran, H.J., Gaffuri, P., Pitz, W.J., Westbrook, C.K. A Comprehensive Modeling Study of iso-Octane Oxidation, *Combustion and Flame* 129: 253-280, 2002.
- [38] Jerzembeck, S., Peters, N., Pepiot-Desjardins, P., Pitsch. H. Laminar burning velocities at high pressure for primary reference fuels and gasoline: Experimental and numerical investigation *Combustion and Flame*, Vol. 156, Issue 2, pp.292-301, 2009.
- [39] Payri, R., Salvador F.J., Gimeno J.,y Novella R. Flow regime effects on non-cavitating injection nozzles over spray behavior. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol. 32, Issue 1,pp. 273-284, 2011.
- [40] Van de Hulst H.C. Light scattering by small particles. Dover Publications, Inc. ISBN 0-486-64228-3, 1957.
- [41] Pastor, J.V., Arregle, J., Palomares, A. Diesel spray image segmentation with a likelihood ratio test. *Appl Opt*, Vol. 40, n° 17, pp. 2876-2885, 2001.

- [42] Macian, V, Payri R, Garcia A, Bardi M. Experimental evaluation of the best approach for diesel spray images segmentation *Experimental Techniques*, Vol. 36, Issue 6, pp. 26-34, 2012.
- [43] Palomares, A. (2001). Estudio del proceso de inyección Diesel mediante visualización y procesado de imágenes. Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos.
- [44] Desantes, J. M., Arrègle, J., Pastor, J., Delage, A. Influence of the fuel characteristics on the injection process in a D.I. Diesel engine. SAE Paper 980802, 1998.
- [45] Payri, F., Desantes, J.M, Arrègle, J. Characterization of D.I. Diesel sprays in high density conditions, SAE Paper 960774, 1996.
- [46] Arrègle, J. (1997). Análisis de la estructura y dinámica interna de chorros Diesel. Tesis Doctoral, E.T.S. Ingenieros Industriales. Universidad Politécnica de Valencia, Valencia.
- [47] Correas, D. (1998). Estudio teórico-experimental del chorro libre Diesel isoterma, Tesis Doctoral, E.T.S. Ingenieros Industriales. Universidad Politécnica de Valencia, Valencia.
- [48] Reitz, R., Bracco, F. On the dependence of spray angle and other spray parameters on nozzle design and operating conditions. SAE Paper 790494, 1979.
- [49] Som, S., Aggarwal, S.K. Effects of primary breakup modeling on spray and combustion characteristics of compression ignition engines. *Combustion Flame*. Vol. 157, n°6, pp.1179-93, 2010.
- [50] Gao, J., Matsumoto, Y., Nishida, K. Experimental study on spray and mixture properties of the group hole-nozzle for direct-injection diesel engines. Part I: a comparative analysis with the single hole nozzle. *Atomization Spray* Vol. 19, pp. 321-37, 2009.
- [51] Mancaruso E., Sequino L., Vaglieco B M. First and second generation biodiesels spray characterization in a diesel engine. *Fuel*, Vol. 90, Issue 9, pp. 2870-2883, 2011.
- [52] Pastor, J.V., García-Oliver, J.M., Nerva, J.G., Giménez, B. Fuel effect on the liquid-phase penetration of an evaporating spray under transient diesel-like conditions. Vol. 90, Issues 11, pp. 3369-3381, 2011.
- [53] Kook, S., Pickett, L.M. Liquid length and vapor penetration of conventional, Fischer-Tropsch, coal-derived, and surrogate fuel sprays at high-temperature and high-pressure ambient conditions. *Fuel*, Vol. 93, pp. 539-548, 2012

- [54] Payri, R., Gimeno J., Bardi M., Plazas A H. Study liquid length penetration results obtained with a direct acting piezoelectric injector Original Research Article. Applied Energy, Vol. 106, pp. 152-162, 2013.
- [55] Pickett L., Genzale, C.L., Manin, J., Malbec, L.M., Hermant, L. Measurement uncertainty of liquid penetration in evaporating diesel sprays, ILASS2011-111, 2011.
- [56] Gaydon A.G., The spectroscopy of flame, Chapman and Hall, London, UK, 1957.
- [57] Tornatore, C., Sementa, P., Merola, S.S. Optical Investigations of the early combustion phase in spark ignition boosted engines. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, Vol. 225; 2011.
- [58] Pastor, J.V., Bermúdez, V., García-Oliver J.M., Ramírez-Hernández, J.G. Influence of spray-glow plug configuration on cold start combustion for high-speed direct injection diesel engines. Energy Vol. 36, pp. 5486-5496, 2011.
- [59] Pastor, J.V., García-Oliver, J.M., Pastor JM, Ramírez-Hernández, J.G. Experimental facility and methodology for systematic studies of cold startability in direct injection diesel engines. Measurement Science and Technology Vol. 20(095109). doi:10.1088/0957-0233/20/9/095109.
- [60] Benajes, J., García, A., Domenech, V., Durrett, R. An investigation of partially premixed compression ignition combustion using gasoline and spark assistance. Applied Thermal Engineering, Vol.52, pp. 468-477, 2013.
- [61] Mancaruso, E., Vaglieco, B.M. Spectroscopic measurements of premixed combustion in diesel engine. Fuel, Vol. 90, pp 511-520, 2011
- [62] Kim, B., Kaneko M., Ikeda Y., Nakajima T. Detailed 390 spectral analysis of the process of HCCI combustion. Proceedings of the Combustion Institute, Vol. 29, 671-677, 2002.

Capítulo 4

Caracterización de los procesos de inyección, mezcla y autoencendido de la gasolina en motores de encendido por compresión

Contenido

4.1	Introducción.....	145
4.2	Metodología y plan de trabajo	146
4.3	Caracterización de los combustibles.....	147
4.3.1	Introducción	147
4.3.2	Características físicas de los combustibles. Gasolina y Diesel	148
4.4	Caracterización y evaluación del proceso de inyección	153
4.4.1	Introducción	153
4.4.2	Estudio experimental de la tasa de inyección	154
4.4.3	Estudio experimental del flujo de cantidad de movimiento en el proceso de inyección	158
4.4.4	Análisis de los resultados experimentales derivados de la tasa de inyección y del flujo de cantidad de movimiento	162
4.5	Estudio del proceso de mezcla. Comparación Diesel gasolina.....	165
4.5.1	Introducción	165
4.5.2	Estudio de parámetros macroscópicos del chorro en condiciones no evaporativas no reactivas	166

4.5.2.1	Regresión semiempírica de la evolución temporal de la penetración.....	176
4.5.3	Análisis teórico-experimental del proceso de mezcla en condiciones evaporativas	181
4.5.3.1	Comparación del proceso de mezcla Diesel gasolina durante el proceso de inyección.	190
4.5.3.2	Comparación del proceso de mezcla en condiciones evaporativas una vez finalizado el proceso de inyección. ...	193
4.6	Fenomenología del proceso de autoencendido	198
4.6.1	Introducción	198
4.6.2	Estudio teórico del proceso de autoencendido	200
4.6.3	Evolución espacio-temporal del proceso de autoencendido en combustiones parcialmente premezcladas	205
4.6.3.1	Problemática del uso de la gasolina en modos de combustión PPC	214
4.7	Conclusiones	216
4.8	Bibliografía	219

4.1 Introducción

A lo largo de este capítulo se van a presentar los primeros resultados de los diferentes estudios teórico-experimentales realizados en esta tesis doctoral. De las dos secciones que conforman los resultados de este trabajo y de acuerdo con el planteamiento general que se ha propuesto en el capítulo 2, en este primer capítulo se desarrollarán los estudios asociados a algunos de los principales subprocesos que intervienen en el proceso de combustión de los motores de encendido por compresión.

En las conclusiones de la revisión bibliográfica se ha puesto de manifiesto como el uso de la gasolina en motores de encendido por compresión está siendo evaluada por el potencial observado tanto en la reducción de emisiones contaminantes como por la eficiencia del uso de esta en los modos de combustión homogéneos o parcialmente premezclados. Investigadores como Kalghatgi y Johansson son pioneros en el estudio estas estrategias y de estos nuevos conceptos, en la literatura se han encontrado un gran número de trabajos al respecto [1][2][3]. Sí que es de resaltar, como en la mayoría de los estudios que se plantean al respecto en la literatura, no se llega a profundizar en los procesos más básicos. Los resultados y trabajos muestran en su gran mayoría estudios que se fundamentan en la optimización directa del proceso de combustión y en las emisiones de los mismos. Asimismo, la gran mayoría de estos estudios de combustión se realiza en motores de encendido provocado o en motores de encendido por compresión de baja relación de compresión con sistemas de inyección directa gasolina, la arquitectura de motor Diesel con inyección gasolina mediante sistemas de inyección de altas prestaciones esta explotada en menor medida. Finalmente también se observó que en pocos de estos estudios se ha realizado un estudio complementario de visualización del proceso de combustión.

Así pues, con el afán de mitigar las carencias anteriormente mencionadas e incrementar los conocimientos sobre estos procesos con el uso de gasolina y comparando con el Diesel, a lo largo del presente capítulo se proponen los siguientes objetivos:

- Realizar un estudio de carácter general de los combustibles utilizados en la presente tesis, prestando atención a sus diferencias físico-químicas.
- Describir y analizar de forma experimental los principales efectos en el proceso de inyección y comparar los resultados de ambos combustibles.

- Estudiar el proceso de mezcla con el uso de la gasolina en condiciones evaporativas y no evaporativas, dando especial énfasis a los estudios al proceso de mezcla finalizado el proceso de inyección.
- Estudiar el proceso de autoencendido. De manera concreta evaluar las principales variables que afectan a este y describir el proceso de combustión parcialmente premezclado con el uso de dos combustibles con diferentes reactividades.

En cuanto a la estructura, este primer capítulo de resultados se divide en cinco partes. En primer lugar se presenta la metodología y plan de trabajo así como una caracterización de los combustibles utilizados. Las siguientes tres partes contienen cada una de ellas uno de los subprocesos anteriormente citados del proceso de combustión. En primer lugar se evaluará el proceso de inyección, se seguirá con el proceso de mezcla aire-combustible y finalmente el proceso de autoencendido. En este último apartado se realizará una descripción del proceso y las características principales del proceso de combustión parcialmente premezclado en motores de encendido por compresión.

4.2 Metodología y plan de trabajo

En los estudios que ahora se presentan han sido utilizadas de forma combinada diferentes fuentes de información tanto experimental como teórica. En una primera parte experimental, se utilizarán diferentes herramientas para la medida de características físicas de los combustibles. En segundo lugar, se utilizarán las maquetas de tasa y de cantidad de movimiento para el estudio del proceso de inyección. En una tercera parte se utilizará la maqueta de visualización del chorro isoterma no evaporativo no reactivo y el motor monocilíndrico de investigación en su versión transparente para el estudio en condiciones de evaporativas (presión y temperatura) del proceso de mezcla aire-combustible. Además, en este estudio, se incluirán a modo de complemento para el análisis, resultados obtenidos mediante el código CDF 1D DICOM, así como desarrollos teóricos para profundizar en el aspecto de formación de la mezcla desde este punto de vista. Finalmente, para la realización del estudio de autoencendido será utilizado el programa CHEMKIN de cálculo químico para un primer estudio, en segundo lugar se utilizará el motor monocilíndrico transparente y los montajes ópticos pertinentes para el estudio y la visualización del proceso de combustión experimentalmente.

La metodología seguida para la obtención de los objetivos planteados ha sido la de estudiar desde los procesos más simples a los más complejos. Esto se ha

traducido en estudiar desde la caracterización de los combustibles hasta el autoencendido, pasando por los procesos de inyección y mezcla, de manera que los resultados del estudio anterior permitan comprender mejor los resultados del siguiente estudio. Además, se va a mostrar y analizar en todos los estudios las diferencias encontradas debido a las características fisicoquímicas de los dos combustibles utilizados, apareciendo comparaciones de ambos en la mayoría de los casos estudiados bajo las mismas condiciones.

4.3 Caracterización de los combustibles

4.3.1 Introducción

Los combustibles utilizados tradicionalmente en los motores de combustión interna alternativos son el Diesel, en el caso de los motores de encendido por compresión, y la gasolina en los motores de encendido provocado. Aun siendo correcta actualmente tal aseveración, estas afirmaciones biunívocas van careciendo cada vez más de sentido, y al menos en la investigación de nuevos modos de combustión son a día de hoy discutibles. Como ya se ha descrito en la revisión bibliográfica las investigaciones y estudios en el desarrollo de los nuevos modos de combustión, especialmente de cargas parcialmente premezcladas en motores de encendido por compresión, parece encaminarse a la utilización de diferentes combustibles, utilizándose cada vez más desde mezclas de combustibles Diesel y gasolina a simplemente gasolina o combustibles con un mayor índice de octano, en detrimento de combustibles con alto índice de cetano normalmente utilizados.

En la primera parte de la presente tesis han sido utilizados dos combustibles fósiles de características fisicoquímicas distintas como son el Diesel y la gasolina. Con el fin de caracterizar las propiedades físicas de ambos combustibles y para poder posteriormente realizar trabajos de análisis en los que estos intervienen de forma fundamental, han sido realizadas varias mediciones fuera del motor de acuerdo con sus correspondientes normas de la ASTM (*American Society for Testing and Materials*) y UNE (Una Norma Española).

Así pues las características de los combustibles evaluadas en este estudio son la densidad, viscosidad, poder calorífico y su curva de destilación. Además y junto con estos datos experimentales obtenidos en las instalaciones propias del departamento diferentes resultados han sido obtenidos por un laboratorio externo donde valores como la tensión superficial, presión de vapor o la fórmula reducida al igual que el índice de octano para la gasolina y de cetano para el Diesel han sido

calculados para completar la caracterización de los combustibles. Tales valores serán utilizados a lo largo de la tesis para la evaluación de los procesos de inyección, mezcla y autoencendido así como para los posteriores estudios de los procesos de combustión del capítulo 5.

4.3.2 Características físicas de los combustibles. Gasolina y Diesel

Tanto la densidad del combustible como su viscosidad cinemática son características físicas de vital importancia para el estudio de los procesos de inyección y formación de la mezcla. Conocer estas propiedades de manera experimental permitirá describir mejor aquellos procesos físicos en los que estas participan de manera activa.

Ambas propiedades físicas, viscosidad y densidad, son función fundamentalmente de la temperatura. Así pues, además de los puntos marcados por la normativa ASTM o UNE [4][5][6] correspondiente a ambos combustibles, se ha realizado ensayos experimentales a diferentes temperaturas como se puede observar en las Figura 4.1 y en la Figura 4.2. De estos estudios se obtendrán resultados de densidad y viscosidad en función de la temperatura que serán incluidos en los posteriores procesados de los procesos de inyección incluidos en este mismo capítulo.

La densidad es la masa por unidad de volumen. Esta depende tanto de la presión como en mayor medida de la temperatura [7]. En los sistemas actuales de inyección, especialmente en los de inyección directa Diesel donde se alcanzan grandes presiones y temperaturas, y siendo como son inyectores volumétricos, es de relevancia conocer en función de la presión pero esencialmente de la temperatura como varía tal propiedad.

La Figura 4.1 muestra las densidades de ambos combustibles en función de la temperatura, dichos ensayos han sido realizados según normativa ASTM D1298-99 [6]. En este estudio las medidas se realizaron a presión atmosférica y variando la temperatura de la muestra en baños calientes. Como se puede observar, para ambos combustibles el comportamiento de la densidad en función de la temperatura es lineal. La densidad de la gasolina es menor a la del Diesel y el ratio entre ellas es del 10% en los casos de baja temperatura y llega a ser de hasta un 14% en los casos de más alta temperatura ensayados. Esta diferencia en densidad tiene una importancia capital en lo que refiere a la masa inyectada por el sistema, ya que para un volumen fijo inyectado la tasa de inyección, masa final que entrará a formar parte en los procesos de mezcla y combustión, será diferente. De manera general esta diferencia

vendrá relacionada con la raíz del ratio de densidades como posteriormente se comprobará.

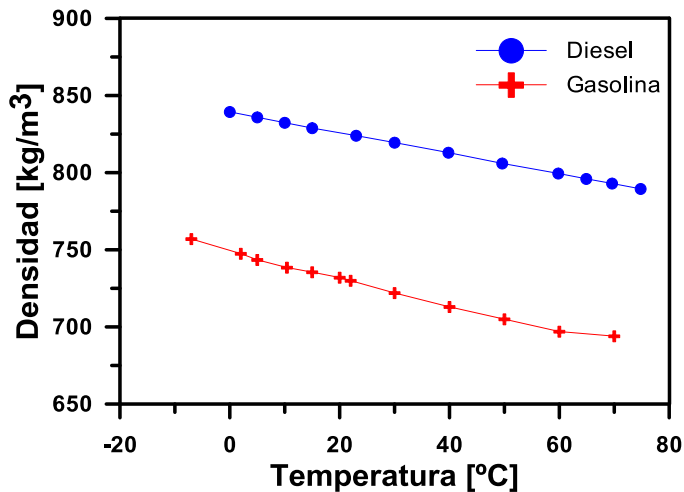


Figura 4.1: Densidades en función de la temperatura para el Diesel y la gasolina.

En la Figura 4.2 se presenta la viscosidad cinemática en función de la temperatura. La viscosidad cinemática de un combustible líquido es un parámetro importante pues su valor debe ser suficientemente bajo para poder circular por los diferentes sistemas del circuito hasta ser inyectado sin provocar excesivas pérdidas de carga como también lo suficientemente alto para cumplir con unas mínimas exigencias de lubricación de las diferentes partes móviles del sistema de inyección.

Como se observa en la Figura 4.2, la viscosidad de la gasolina es mucho menor a la del Diesel. En el punto de normativa ASTM 445-04 [8] de 40°C este valor es 6,25 veces mayor para Diesel que tiene una viscosidad cinemática de 2.8 cSt frente a 0.450 cSt de la gasolina. En función del incremento de temperatura esta diferencia se reduce ya que el Diesel es más sensible a la temperatura y a 80°C observamos como esa diferencia se ha reducido en aproximadamente cuatro veces.

Así pues, es de relevancia conocer estos resultados ya que proporciona valores experimentales de viscosidad frente a la temperatura para su posterior uso en el cálculo de los resultados de la tasas de inyección y del flujo de cantidad de movimiento. La diferencia encontrada en viscosidad cinemática entre Diesel y gasolina puede provocar problemas en el funcionamiento normal de los sistemas de inyección Diesel de alta presión, como en el que será utilizado dicho combustible. En estos sistemas la lubricación viene dada por las propiedades intrínsecas del

combustible utilizado, en este caso Diesel, y en el caso de la gasolina con una viscosidad tan baja será necesario el uso de un aditivo que aumente su poder lubricante sin modificar las propiedades densidad y viscosidad del propio combustible.

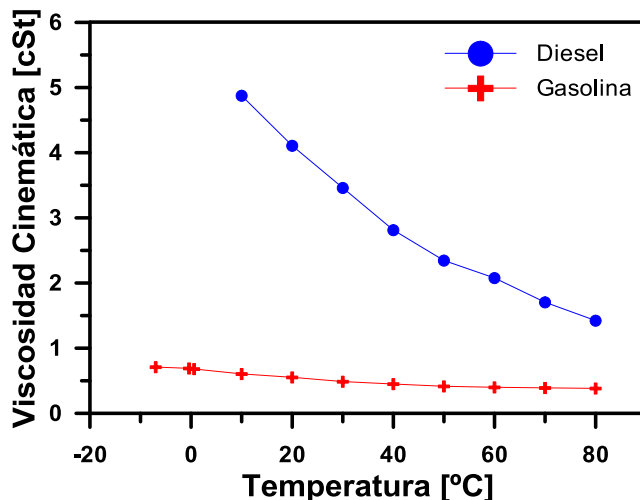


Figura 4.2: Viscosidad cinemática en función de la temperatura.

Otra propiedad física de los combustibles obtenida experimentalmente es la volatilidad. La volatilidad es la tendencia de un combustible líquido a evaporarse en unas determinadas condiciones de presión y temperatura. Un combustible más volátil es aquel que tiene una temperatura de ebullición más baja. La gran mayoría de combustibles utilizados en automoción no son monocompuestos sino que por el contrario son multicomponentes, como lo son el Diesel y la gasolina que están formados por diferentes hidrocarburos. En este último caso el punto de ebullición no es constante, con lo que parece de interés conocer de forma experimental el valor de esta propiedad física para ambos combustibles que posteriormente serán utilizados en la tesis.

La Figura 4.3 presenta las curvas de destilación para el Diesel y la gasolina. La volatilidad de un combustible se determina por su curva de destilación, obtenida en este caso según la norma ASTM D86 [9]. Normalmente se suelen destacar algunos valores representativos que suelen aparecer en diferente bibliografía relacionada con esta propiedad física de los combustibles como son 10% (T10), 50% (T50), 90% (T90) y el 100% (T100) que indican la temperatura a la cual el combustible ha sido destilado en ese porcentaje.

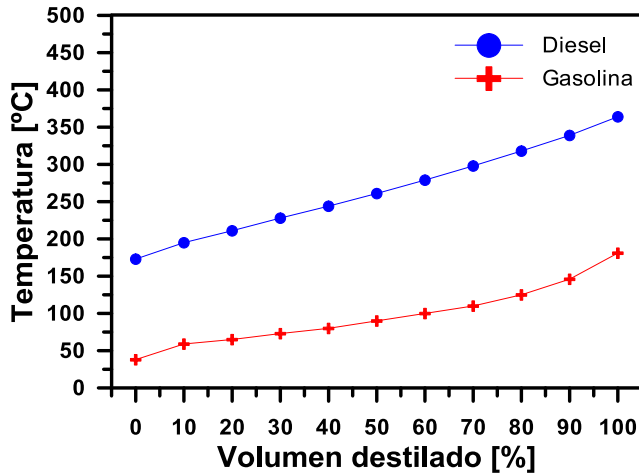


Figura 4.3: Curvas de destilación para el diesel y la gasolina.

En este caso se puede observar en la Figura 4.3 como la volatilidad de la gasolina es mayor que la del Diesel en todo el rango. En todo el rango de volumen destilado el valor de temperatura para obtener el mismo porcentaje de combustible Diesel que el de gasolina es mayor en unos 130°C en los casos de T10 (bajo porcentaje) como en cerca de 200°C en los casos cercanos a T90. Esto hecho puede implicar en el caso de la gasolina con esta gran tendencia a evaporarse, que se produzcan problemas de evaporación a la temperatura ambiente con las precauciones a tomar en la sala de ensayos que este hecho implicará.

Una característica física muy relacionada con la volatilidad de un combustible es la presión de vapor. La presión de vapor es la presión a la cual se establece el equilibrio entre el líquido y el vapor. Un combustible es más volátil cuanto mayor es su presión de vapor o lo que es lo mismo cuanto menores sean los valores de T10. Es importante conocer este parámetro en los procesos de inyección debido a que una alta presión de vapor o valores bajos de T10, como sucede con la gasolina, puede provocar cavitación en las líneas de conducción del combustible además del problema de la evaporación del combustible a presión y temperatura ambiente, con los consiguiente problemas que acarrea este en los diferentes subsistemas del de inyección. Los valores obtenidos de presión de vapor para la gasolina y para el Diesel han sido realizados en un laboratorio especializados, estos son 0.54 bar para la gasolina frente 0.0132 bar para el Diesel.

Otra magnitud física de importancia en los combustibles es su tensión superficial. La tensión superficial proporciona el valor de energía que es necesario para que un líquido aumente su superficie por unidad de área. En el proceso de

inyección de combustibles, sobre todo durante el proceso de atomización, es de relevancia la tensión superficial en la formación de las gotas de combustible y su posterior evaporación. En este caso los valores utilizados en la presente tesis son a 40°C y obtenidos de diferentes autores [10] para el Diesel 0.0275 N/m y de 0.0216 N/m para la gasolina.

Por último, pero no de menos importancia, se han obtenido en el siguiente trabajo valores experimentales de poder calorífico superior para ambos combustibles. El poder calorífico de un combustible indica el contenido energético de este y expresa el valor máximo de energía por unidad de masa que se puede obtener como en una reacción de oxidación (combustión) entre un combustible y un comburente. Es pues esta característica fisicoquímica de vital importancia para el estudio de las transformaciones energéticas que se estudiarán posteriormente en esta tesis. La realización de este ensayo se hizo conforme la normativa asociada a la bomba calorimétrica. Tanto para el Diesel como la gasolina los valores obtenidos de poder calorífico superior son de 44.97 MJ/kg para el Diesel y 46.78 MJ/kg para la gasolina y un poder calorífico inferior de 42.92 MJ/kg y de 43.95 MJ/kg respectivamente.

Finalmente en la Tabla 4.1 se resumen las características físicas principales de los combustibles que serán utilizadas en la presente tesis para los posteriores estudios. Dichos valores serán utilizados en el código de diagnóstico de la combustión CALMEC, en los procesados y análisis de la tasa de inyección, flujo de cantidad de movimiento y proceso de mezcla.

Propiedades Físicas	Diesel	Gasolina
Densidad 15 °C [kg/m ³]*	824	735
Viscosidad 40 °C [cSt]*	2.8	0.450
Tensión superficial [N/m]	0.0275	0.0216
Presión de vapor [bar]	0.547	0.0132
Poder calorífico superior [kJ/kg]*	44970	46780
Poder calorífico inferior [kJ/kg]*	42920	43950
Dosados estequiométricos [-]	1/14.56	1/14.88
Índice de Cetano[-]	46.6	-
Índice de Octano[-]	-	98
Formula reducida [-]	C_{14.8}H_{29.53}	C_{7.42}H_{12.60}

Tabla 4.1: Propiedades físicas de los combustibles, Diesel y gasolina, utilizadas en la tesis. Los valores con asterisco () han sido obtenidos experimentalmente, los restantes han sido calculados por laboratorio externo o han sido obtenidos de la bibliografía.*

4.4 Caracterización y evaluación del proceso de inyección

4.4.1 Introducción

El proceso de inyección directa en los motores de encendido por compresión es un proceso fundamental dentro de los diversos procesos que suceden en este, antes de la combustión. Como escribe García-Oliver: *“este proceso es el encargado de introducir el combustible dentro de la cámara de combustión, atomizar la vena líquida de combustible en pequeñas gotas y proporcionarle la energía suficiente para que este se mezcle con el aire que disponemos dentro de la cámara”*[11].

Este proceso de vital importancia en las combustiones por difusión típicas de motores de encendido por compresión sigue siendo igual o más importante en los modos de combustión parcialmente premezclados como los que se estudian en la presente tesis. Además, como se ha comentado en la revisión bibliográfica, la inclusión de diferentes combustibles dentro de los motores de encendido por compresión con los sistemas de altas prestaciones ya existentes, está en la gran mayoría de los casos relacionado con combustibles con características físicas muy parecidas al Diesel como puede ser los biodiesel, no encontrándose en la literatura estudios con sistemas de inyección de alta presión *common rail* con el uso de gasolina. Por esto, parece necesario ampliar el conocimiento que se tiene actualmente en lo que respecta a la utilización de la gasolina en sistemas de inyección directa y evaluar las diferencias con respecto al Diesel.

En este caso se plantea un estudio experimental del proceso de inyección mediante la medida de la tasa de inyección y del flujo de cantidad de movimiento. Para ello, se plantea un enfoque donde además de estudiar y caracterizar las propias características del proceso (presión de inyección, contrapresión...) se evalúan y comparan los resultados entre los dos combustibles, Diesel y gasolina. Así pues los objetivos de esta parte del estudio son:

- Estudiar y comprender las diferencias en el proceso debidos a las diferencias físicas entre el Diesel y la gasolina, de manera específica la tasa de inyección y la cantidad de movimiento.
- Analizar las implicaciones de las características de los combustibles interrelacionando ambos estudios experimentales, tasa y cantidad de movimiento, mediante los coeficientes adimensionales de flujo y la velocidad efectiva.

El estudio se plantea en tres partes, una primera de estudio de la tasa de inyección, una segunda donde se presentan los resultados derivados del estudio de la medida del flujo de cantidad de movimiento y una tercera de análisis de los resultados anteriores mediante el uso de las ecuaciones teóricas y coeficientes que describen ambos fenómenos.

4.4.2 Estudio experimental de la tasa de inyección

Una de las características que define al sistema de inyección es la tasa de inyección [12][14]. La tasa de inyección se define como el gasto másico instantáneo a la salida de todos los orificios del inyector. En la siguiente sección se realiza una evaluación y comparación de la tasa de inyección con respecto a las características físicas de los dos combustibles y las diferentes condiciones de ensayo propuestas

Este estudio se lleva a cabo en la maqueta de medida de tasa descrita en el capítulo 3. Se pretende evaluar qué diferencias existen en el proceso de inyección y más concretamente en la tasa inyectada debido tanto a la diferencia existente entre las características físicas del Diesel y la gasolina como debido a las diferentes condiciones de presión de inyección, contrapresión contra la que se inyecta y tiempo de energización del inyector.

En la Tabla 4.2 se presenta la matriz de ensayos que se ha realizado para la elaboración de este estudio. Como se puede observar, se han ensayado dos toberas de tamaño de orificios diferentes, la **tobera 1** que cuenta con orificios de 97 μm y la **tobera 2** de 136 μm respectivamente, además ambas cuentan con 7 orificios como ya se describió en el capítulo 3. Se han propuesto diferentes presiones de inyección, diferentes contrapresiones representativas de motor y diferentes tiempos de energización que implican diferentes duraciones y masas inyectadas. El fin es el de realizar un estudio completo del problema y poder observar tanto el comportamiento de la tasa con respecto a las diversas características ensayadas como respecto a las diferencias debidas al combustible.

Características	Estudio
Combustible [-]	Diesel / Gasolina
Presión de inyección[bar]	300-600-900-1200-1500-1800
Contrapresión [bar]	25-50-75
Tiempo de energización [μs]	500-1000-2000
Diámetro tobera [μm]	97/136

Tabla 4.2: Matriz de ensayos del estudio de tasa de inyección.

Para poder entender mejor esta primera parte del estudio, se debe hacer una distinción entre la zona estacionaria y la transitoria que aparece en tasa de inyección cuando esta es representada en función del tiempo. La tasa de inyección para los dos combustibles se puede ver en la Figura 4.4. La escala de tiempo muestra el tiempo después del inicio de la energización, ya que así permite ver una medida del tiempo de retraso hidráulico de cada combustible, que en este caso como se puede observar es prácticamente constante en todos los casos. La parte o zonas consideradas transitorias aparecen tanto al inicio como al final inyección, e incluyen los procesos de subida y bajada de la aguja que se produce en los instantes de inicio y final de la inyección. Así pues la zona estabilizada es la que se puede definir entre estas dos fases.

En la Figura 4.4 se puede observar como en la zona estabilizada y para ambas toberas, el combustible Diesel tiene una tasa de inyección mayor que la de la gasolina bajo las mismas condiciones. Esto hecho es debido a la diferencia existente entre la densidad del Diesel y la gasolina, y que es mayor en el caso del Diesel como se ha observado en la sección 4.3 de este mismo capítulo. Como es sabido los sistemas de inyección de combustible son volumétricos y por lo tanto, para el mismo volumen inyectando, con un combustible de mayor densidad se tendrá como resultado que, a iguales condiciones, la masa inyectada será mayor, efecto que ha sido descrito por Payri et al. en [12].

Como se ve en la Figura 4.4, la duración de la inyección es más corta para la tobera 2 con respecto a la tobera 1 para el mismo tiempo de energización. Esto es debido a las pequeñas diferencias internas en el inyector en su válvula de control interno y sus agujeros calibrados [13], a la vez de que un tamaño de orificio mayor implica menos pérdidas de carga, y una evacuación más rápida del fluido con lo que la aguja puede volver a su posición inicial de cierre del inyector en un tiempo menor.

Comparando los diferentes tiempos de energización se pueden observar efectos adicionales en las zonas de transición de la tasas entre ambos combustibles. En estos, se aprecia la influencia de la viscosidad de la gasolina en la dinámica del funcionamiento de la aguja del inyector. Como se puede ver en la Figura 4.4 y en la tobera de 97 μm de una forma más clara, al final de las tasas de inyección, el cierre o bajada de la aguja es más rápido en el caso de la gasolina. Este hecho es principalmente debido a la menor viscosidad de la gasolina. Cuando el proceso energizante termina la aguja desciende a su posición inicial, en este proceso las fuerzas viscosas son las que se oponen al cierre de la inyector. Puesto que la viscosidad del combustible Diesel es más alta que la gasolina, se necesita más tiempo para cerrar el inyector en este caso. Como se ha comentado, este efecto es más grande cuando menores son los orificios y conductos calibrados internos así como los orificios de salida, debido a este menor tamaño se experimenta un incremento en las

perdidas de carga y un aumento de las fuerzas viscosas que impiden la bajada de la aguja hacia su posición inicial.

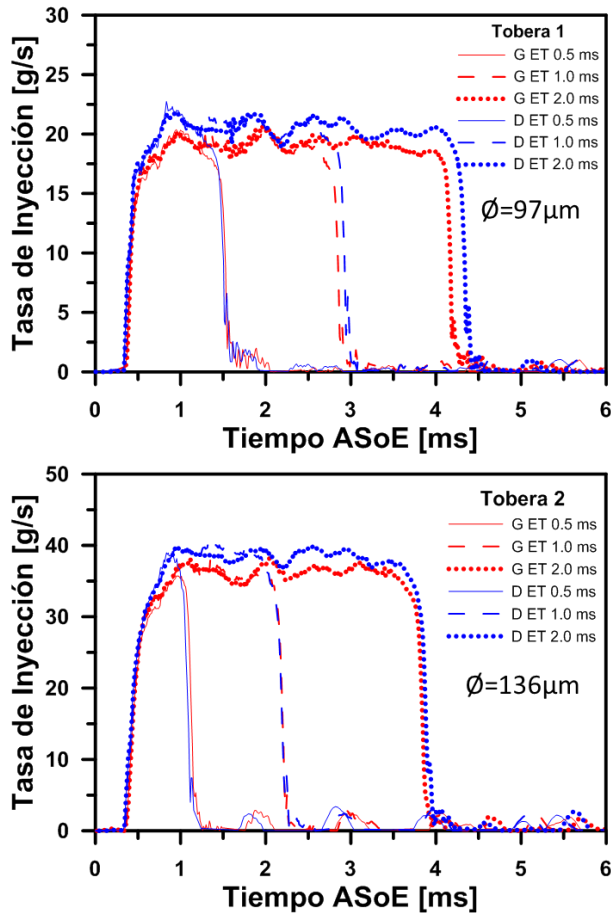


Figura 4.4: Tasa de inyección a 1200 bar de presión de inyección, 25 bar de contrapresión y para 500,1000 y 2000 μs y para dos toberas (97 y 136 μm).

Una vez evaluado la evolución temporal de la tasa de inyección, se realiza otro tipo de estudio a partir de estos resultados utilizando para ello solo la zona estabilizada de la tasa. Para ello se obtiene un valor promedio de esta zona eliminando los transitorios de subida y bajada de la aguja, pudiéndose así evaluar de manera más fácil el conjunto de todos los resultados experimentales realizados. En la Figura 4.5 se presentan estos valores promedios frente a la raíz de la diferencia entre la presión de inyección, las contrapresión frente a la cual se está inyectando y para ambas toberas.

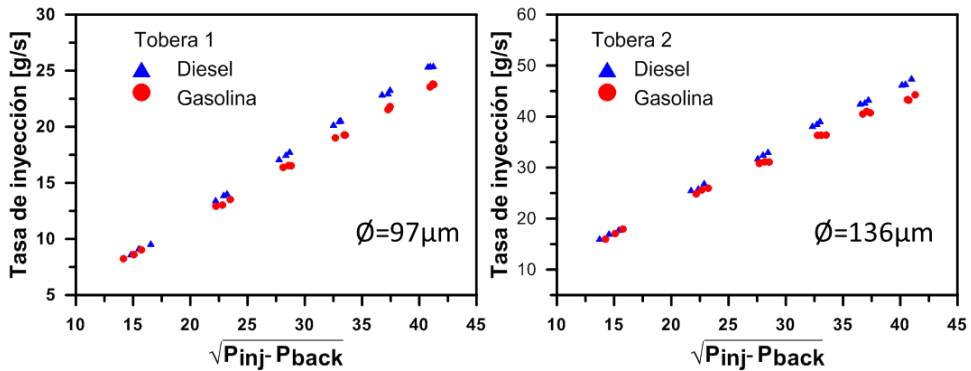


Figura 4.5: Tasa de inyección promedio en la zona estabilizada frente a la raíz de la diferencia de presiones para ambas toberas y ambos combustibles.

Estos resultados experimentales se representan en seis grupos de tres puntos que implican las diferentes contrapresiones y presiones de inyección ensayadas. Por un lado, un efecto que se puede apreciar en este gráfico es el debido a la contrapresión. A mayor contrapresión menor es la tasa de inyección para una misma presión de inyección. Este efecto se puede observar más claramente en los primeros puntos donde la diferencia entre esta y la presión de inyección es menor y por lo tanto tiene un efecto mayor. Por otro lado como se muestra en la Figura 4.5, y ya antes en la Figura 4.4, la densidad del combustible afecta el flujo de masa inyectada y por supuesto a su promedio. La tasa inyectada para el combustible Diesel es mayor debido a la mayor densidad de este como se observó anteriormente. Este efecto es conocido y esperable teniendo en cuenta la ecuación (4.1) y explica las diferencias en la tasa de flujo másico cuando las condiciones son similares. Puede observarse en este gráfico que cuando la presión de inyección aumenta, la diferencia en la tasa de flujo de masa entre el combustible Diesel y gasolina se hace más evidente. Las diferencias en densidad se mantienen prácticamente constantes en las condiciones de estudio para todas las presiones de inyección, la diferencia relativa que se observa en el caudal másico conforme esta aumenta se debe a la diferencia en masa inyectada siendo cada vez más grande cuanto mayor es la presión de inyección y por lo tanto la diferencia en tasa. Así pues, se ha calculado para cada ensayo el valor diferencial entre Diesel y gasolina y este se encuentra alrededor 6-7%, valor que corresponde con el de la raíz cuadrada del ratio de ambas densidades. Esta constatación experimental coincide con la aproximación analítica que se puede obtener de realizado el ratio, para ambos combustibles, de la ecuación (4.1) donde \dot{m} es el tasa de inyección, C_v y C_a los coeficientes de velocidad y área, ρ_c la densidad del combustible y ΔP la diferencia entre la contrapresión y la presión de inyección.

$$(4.1) \quad \dot{m} = C_v \cdot C_a \cdot A_{geo} \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_c} \cdot \sqrt{\Delta P}$$

En el gráfico se aprecia como experimentalmente los resultados de tasa siguen una tendencia lineal con la $\sqrt{\Delta P}$. De la misma ecuación (4.1) también se puede constatar como la tasa de inyección debería de seguir dicha tendencia.

4.4.3 Estudio experimental del flujo de cantidad de movimiento en el proceso de inyección

En la siguiente sección se realiza una evaluación de la cantidad de movimiento en el proceso de inyección. En el trabajo de Gimeno [14] se define la cantidad de movimiento de un chorro a partir de la definición física de cantidad de movimiento producto de la masa por la velocidad en un determinado instante. Por lo tanto, dice Gimeno, trasladando este concepto a un fluido a través de una sección se obtiene el flujo de cantidad de movimiento. Así pues el fCDM se puede entender como el producto del flujo másico y la velocidad. La ecuación (4.2) muestra la fórmula general para el cálculo del fCDM a través de una superficie de control dada.

$$(4.2) \quad \dot{M} = \int \rho \cdot v(v \cdot n) \cdot dA$$

Donde \dot{M} es el fCDM, v es la velocidad y dA y n son el diferencial de área y su vector unitario normal correspondiente.

En este caso se vuelven a estudiar los efectos con respecto a las características físicas de ambos combustibles, y para las diferentes condiciones de ensayo probadas en ambas toberas. En la Tabla 4.3 se presenta la matriz de ensayos realizada para tal efecto en la maqueta de cantidad de movimiento descrita en el capítulo 3 en la sección 3.2.3.2.

Características	Estudio
Combustible [-]	Diesel / Gasolina
Presión de inyección[bar]	300-600-900-1200-1500-1800
Contrapresión [bar]	25-50-75
Tiempo de energización [μs]	2000
Diámetro tobera [μm]	97 / 136

Tabla 4.3: Matriz de ensayos para el estudio del flujo de cantidad de movimiento.

Utilizando la misma estructura de trabajo realizada para el estudio de tasa de inyección, en una primera parte se realiza un estudio de la cantidad de movimiento

en función del tiempo y en una segunda se mostrarán valores promedios obtenidos de la zona estabilizada, en este último caso en función de la diferencia de presiones entre inyección y la contrapresión contra la que se inyecta. Como también se puede extraer de la tabla, en este caso los ensayos experimentales realizados han sido llevados a cabo con tiempos de energización grandes, para obtener señales de cantidad de movimiento largas en el tiempo y encontrar valores estabilizados y por lo tanto no será motivo de estudio el efecto de un diferente tiempo de energización.

En la Figura 4.6 se presentan los resultados de cantidad de movimiento en función del tiempo en milisegundos. De nuevo se toma como inicio el momento de energización, para poder observar así el retraso hidráulico, y se presentan para ambos combustibles y ambas toberas los resultados para una misma presión de inyección, 1200 bar, y las tres contrapresiones ensayadas 25,50 y 75 bar.

Se puede observar, al igual que sucedía en los resultados de tasa de inyección, existen zonas de transitorio en la apertura y cierre del inyector, y que estas se ven afectadas por el tamaño de los orificios y por la viscosidad del combustible. También al igual que en la tasa de inyección y como era de esperar, con un mayor tamaño de orificio se obtiene un mayor flujo de cantidad de movimiento, resultado que se obtiene para cualquier presión de inyección. En cambio y a diferencia de lo obtenido en el estudio de la tasa, en el flujo de cantidad de movimiento en función del tiempo no parecen observarse diferencias en la zona estabilizada debido a las diferencias entre los combustibles.

Se sabe que el flujo de cantidad de movimiento, en la salida, esta sólo ligeramente afectado por las propiedades de los fluidos, si se realiza un pequeño análisis teórico como el desarrollado por Payri et al en [15]. Este muestra como este flujo sólo se ve afectado de manera general por parámetros geométricos y condiciones de operación. Como se puede ver en la Figura 4.6, las mediciones de flujo de cantidad de movimiento de los dos combustibles son muy similares una de la otra, prueba de que el efecto de las características físicas representa un efecto menor sobre la variable estudiada de acuerdo con la con el citado desarrollo teórico.

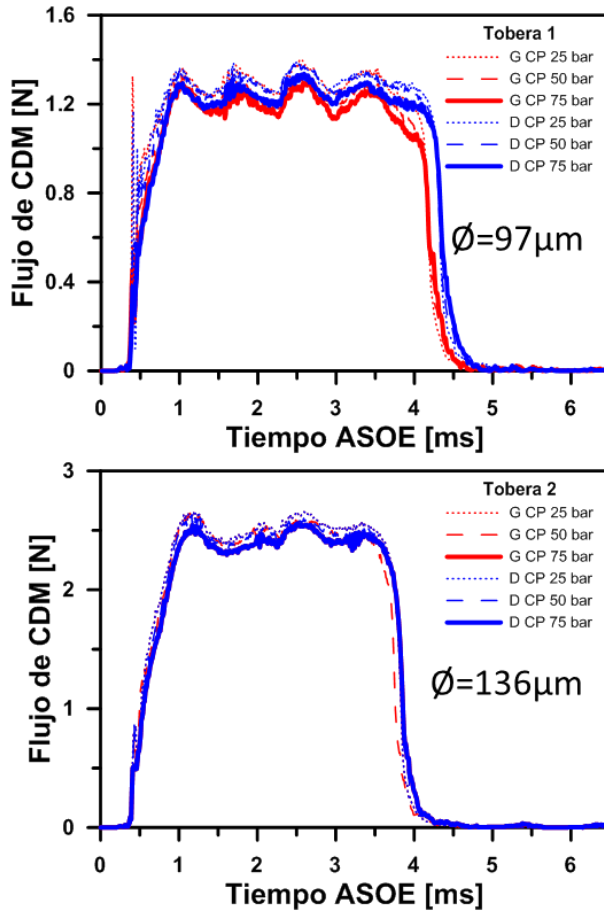


Figura 4.6: Flujo de cantidad de movimiento a 1200 bar de presión de inyección para diferentes contrapresiones y para ambas toberas.

Sin embargo y como se verá posteriormente, aunque no aparezcan explícitamente en la ecuación la dependencia de la cantidad de movimiento la densidad, esto no implica que el efecto de las características físicas desaparezca sino que tales efectos se encuentran incluidos dentro de los coeficientes, en este caso coeficiente de velocidad y coeficiente de área, que aparecen en la expresión final del desarrollo para el flujo de cantidad de movimiento como se puede observar en la ecuación (4.3) y que posteriormente serán evaluados.

$$(4.3) \quad \dot{M} = C_v^2 \cdot C_a \cdot A_{geo} \cdot \Delta P$$

Dentro de estos coeficientes se encuentran los efectos de viscosidad y densidad de cada uno de los combustibles, y que en este caso se ven compensados.

Para cada presión de inyección, no se ha observado una influencia particular debido al cambio de la contrapresión como si ocurría en el caso de la tasa de inyección, donde una masa menor es inyectada cuando la contrapresión es mayor. En este caso, el flujo de cantidad de movimiento es siempre proporcional a la caída de presión. Sin embargo, se observa de nuevo como durante los períodos transitorios el efecto del cierre ligeramente más rápido para los combustibles menos viscosos, como es el caso de gasolina.

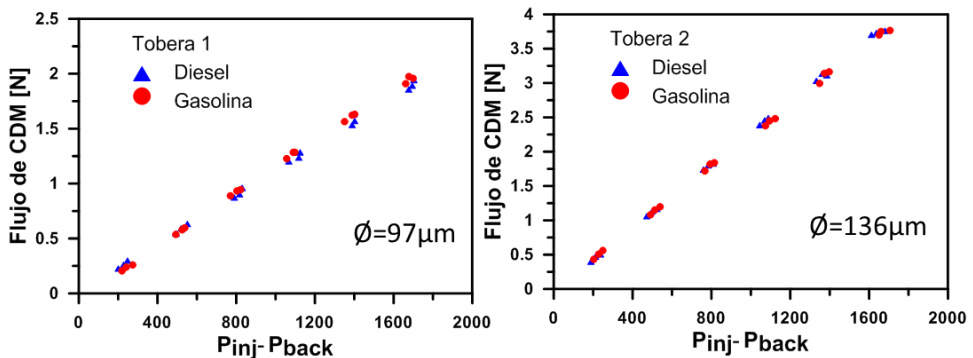


Figura 4.7: Flujo de cantidad de movimiento (f_{CDM}) promedio frente a la diferencia de presiones inyección y contrapresión, para ambas toberas y ambos combustibles.

Siguiendo con la misma metodología que se ha desarrollado para el estudio de la tasa de inyección, en la Figura 4.7 se muestran los valores promedios de la zona estabilizada del flujo de cantidad de movimiento. En primer lugar se observa que el valor de f_{CDM} es mayor para las mismas condiciones de inyección en el caso de la tobera de mayor diámetro de orificio al igual que ocurría con la tasa de inyección. Además de este hecho, en esta figura se pueden apreciar de forma clara dos efectos, en primer lugar que los valores de cantidad de movimiento tienen una tendencia lineal con la diferencia entre presión de inyección y contrapresión como predice la ecuación (4.3), y en segundo lugar que los valores de f_{CDM} para ambos combustibles son muy similares para cada test de las mismas condiciones representado, con lo que se puede afirmar que la diferencia en el flujo de cantidad de movimiento entre el Diesel y la gasolina es prácticamente nulo para unas mismas condiciones de inyección.

4.4.4 Análisis de los resultados experimentales derivados de la tasa de inyección y del flujo de cantidad de movimiento

En esta subsección se realiza un pequeño análisis de los resultados experimentales de tasa de inyección y de flujo de cantidad de movimiento relacionándolos entre sí y mediante los diferentes coeficientes de flujo derivados. Un primer resultado que se presenta en esta sección es la velocidad efectiva para el Diesel y la gasolina.

En la Figura 4.8 se observa los valores de velocidad efectiva obtenidos a partir de los resultados experimentales de tasa y cantidad de movimiento en función de la raíz cuadrada de la diferencia de presiones para ambas toberas. En ambas figuras se observa los mismos efectos. Por un lado la tendencia lineal con la raíz cuadrada de la diferencia de presiones, resultado razonable teniendo en cuenta que la velocidad depende sobre todo de la caída de presión, y por otro lado el valor mayor de velocidad efectiva para la gasolina que para el Diesel en unas mismas condiciones. Este efecto vuelve a estar determinado por la diferencia en densidades existente entre el Diesel y la gasolina.

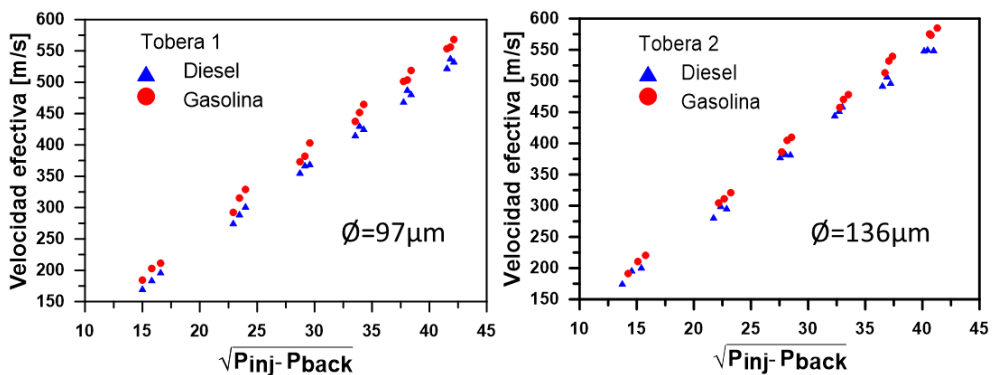


Figura 4.8: Velocidad efectiva frente la raíz de la diferencia de presiones, para el Diesel y la gasolina y para ambas toberas.

Al contrario que sucedía en el caso de la tasa de inyección, para la velocidad efectiva, la menor densidad de la gasolina hace posible obtener una mayor velocidad para una misma presión de inyección y para unas mismas condiciones geométricas. En resumen, un descenso en la densidad del combustible implica un incremento en la velocidad efectiva de salida del chorro. Por otro lado se puede observar en la Figura 4.8 que la velocidad efectiva experimenta un incremento con el aumento de la $\sqrt{\Delta P}$ para ambos combustibles con una tendencia lineal.

Si se combinan las ecuaciones (4.1) y (4.3) utilizadas anteriormente, es posible extraer a partir de estas por un lado como el efecto del coeficiente de velocidad (C_v) es diferente en ambas ecuaciones, estando en la ecuación referida al fCDM elevada al cuadrado, y por otro lado se puede observar como la densidad del combustible sólo aparece en la ecuación referente a la tasa de inyección. Con la velocidad efectiva dividida por la velocidad teórica Bernoulli es posible obtener el valor del coeficiente de velocidad C_v . Por otro lado con la ecuación (4.4) se puede obtener el valor del coeficiente de área. Con los dos valores se puede obtener un nuevo coeficiente implícito, el coeficiente de flujo de cantidad de movimiento C_m además del conocido coeficiente de descarga C_D descritos en las ecuaciones (4.5) y (4.6).

$$(4.4) \quad A_{eff} = \frac{\dot{m}^2}{\rho_f \cdot M} = C_a \cdot A_{geo}$$

$$(4.5) \quad C_D = C_v \cdot C_a$$

$$(4.6) \quad C_m = C_v^2 \cdot C_a$$

Así pues, teniendo en cuentas estos resultados, en la Figura 4.9 se representan el coeficiente descarga y el coeficiente de flujo de cantidad de movimiento frente al número de Reynolds. Como se puede observar en ambos casos las diferencias en viscosidad entre el Diesel y la gasolina implican diferentes valores del número de Reynolds, para el Diesel inferiores a los de la gasolina debido a su mayor viscosidad. Como resultado de esta diferencia física, se obtiene una estratificación en los resultados en función del número de Reynolds. Sin embargo, los valores de los coeficientes C_D y C_m son muy similares para ambos combustibles, excepto en los resultados del Diesel con muy baja presión de inyección y número de Reynolds inferiores a 20000, donde unas pequeñas diferencias aparecen en los primeros valores. Este hecho es debido a una menor caída de presión magnifica el efecto de la viscosidad, lo que implica una menor área efectiva y por consiguiente un valor más pequeño de C_a indicando valores menores para C_D y C_m .

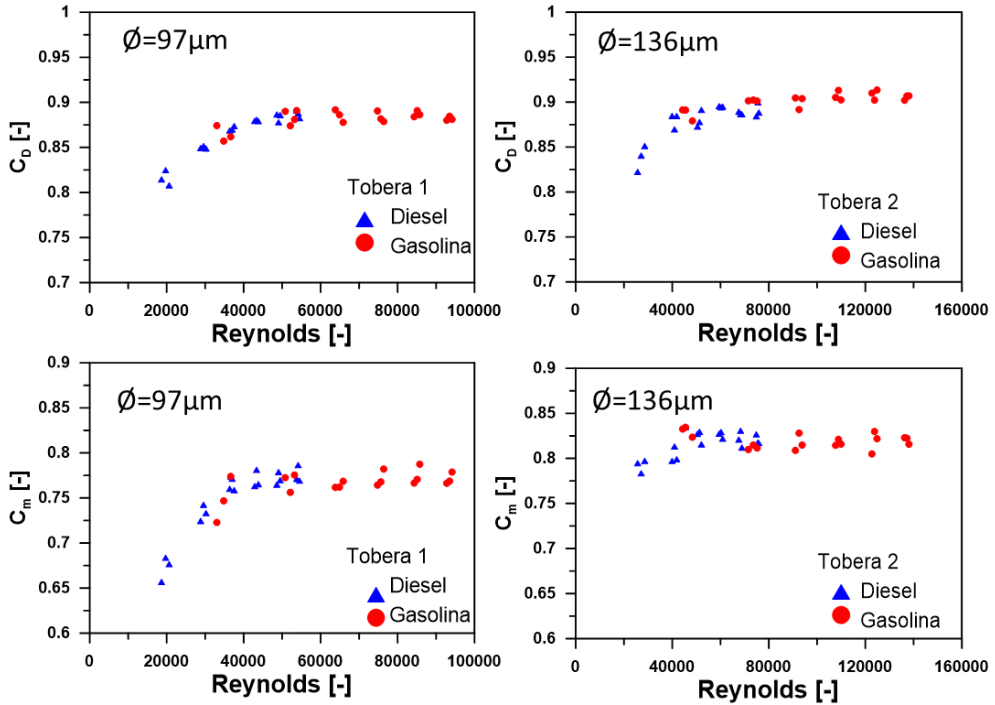


Figura 4.9: Coeficientes de descarga C_D y momento C_m para ambas toberas y ambos combustibles.

En la Figura 4.9 se observa que los coeficientes de descarga y de momento son muy similares independientemente del combustible. Por el contrario si se observa un ligero efecto con respecto a la diferencia en el diámetro de salida, donde tanto el coeficiente de descarga como el de momento son ligeramente mayores cuando aumenta el diámetro del orificio, resultado coherente con los estudios realizados por Gimeno [14].

Por último, siendo los coeficientes realmente similares como se observa en la Figura 4.9 para ambos combustibles, el efecto de estos sobre las ecuaciones (4.1) y (4.3) es prácticamente igual sea cual sea este. El resultado es coherente con la superposición observada en todo el intervalo estudiado en los resultados de flujo de cantidad de movimiento y con la influencia principal de la densidad del combustible con los de tasa de inyección.

4.5 Estudio del proceso de mezcla. Comparación Diesel gasolina

4.5.1 Introducción

Una vez estudiado el proceso de inyección donde se han observado las diferencias y similitudes en la tasa de inyección de combustible y en la de flujo de cantidad de movimiento, en la siguiente sección se va a evaluar el proceso que le sigue en la evolución temporal de la combustión.

La formación de la mezcla y la combustión en los motores de encendido por compresión están estrechamente relacionadas y esto sucede porque en una combustión convencional en motores de encendido por compresión ambos se producen en parte simultáneamente, como se ha descrito en el capítulo 2. El proceso de formación de la mezcla ha sido ampliamente estudiado tanto de forma teórica como experimental por diferentes autores [11][16][17][18][19], existiendo múltiples aproximaciones al problema que difieren en su nivel de proximidad con las condiciones que realmente existen en el interior de la cámara de combustión de un motor y por lo tanto en su complejidad.

En el siguiente apartado se pretende describir y estudiar las principales características del proceso de mezcla aire-combustible tanto para el Diesel como para la gasolina en motores de encendido por compresión, pero con la peculiaridad de que el proceso de mezcla se extenderá en el tiempo una vez finalizada la inyección existiendo un tiempo extra de mezcla entre final de inyección e inicio de la combustión. Para ello se desacoplará físicamente el proceso de mezcla del proceso de combustión que se estudiará en un último apartado del presente capítulo. En el presente capítulo se realizará el estudio del proceso de mezcla mediante el uso de medidas experimentales de longitudes líquidas y ángulos de chorro característicos del chorro bajo diferentes condiciones termodinámicas. De manera adicional se utilizará una herramienta teórica para la evaluación del proceso de mezcla, dicha herramienta teórica es el código DICOM descrito en el capítulo 3.

Hasta el momento, en el estudio del proceso de inyección no ha habido que diferenciar entre tiempos característicos ya que tanto sea para un combustible u otro el proceso es igual y son comparables para estudiar sus efectos. Por el contrario, para el estudio del proceso de mezcla van a comenzar a ser de relevancia los tiempos característicos del proceso en sí. Como se ha visto en el capítulo 2, en una combustión Diesel convencional por difusión, una vez el combustible es inyectado en la cámara y empieza a atomizarse y evaporarse seguidamente llega el proceso de

autoencendido, coexistiendo en estos casos inyección y combustión. En los procesos de combustión que se van a estudiar tanto en este capítulo como en posteriores de la presente tesis, estos dos procesos están desacoplados y el tiempo entre el final de la inyección y el tiempo en el que se produce el autoencendido será un tiempo característico y relevante dentro del estudio tanto para cada condición de motor como para cada combustible.

Teniendo en cuenta las condiciones anteriores, el estudio del proceso de mezcla se estructura de la siguiente manera: en primer lugar se presenta los resultados obtenidos en condiciones no reactivas no evaporativas donde se van a estudiar las características macroscópicas del chorro, penetración y ángulo. En segundo lugar se realizará el estudio en condiciones no reactivas evaporativas donde se efectuará un estudio experimental de la longitud líquida máxima del chorro y otro teórico-experimental de análisis de estos resultados y sus principales implicaciones en el proceso de mezcla. Por último, con la herramienta de cálculo de CFD 1D DICOM se mostrarán resultados de mezcla y distribuciones de dosados para diferentes condiciones reales del motor monocilíndrico de investigación y para ambos combustibles.

4.5.2 Estudio de parámetros macroscópicos del chorro en condiciones no evaporativas no reactivas

En esta subsección se van a presentar los resultados obtenidos del estudio de parámetros macroscópicos en condiciones no reactivas no evaporativas. Los resultados se componen de una parte teórica y otra de trabajos experimentales. Los estudios experimentales de esta parte del estudio han sido realizados en la maqueta de nitrógeno de alta presión descrita en el capítulo 3 y la cámara utilizada para la obtención de las imágenes es la Phantom V12 equipada con un sensor CMOS y montada esta con un objetivo Zeiss Planar de 100 mm de focal.

En este trabajo han sido realizados dos estudios con diferentes parámetros en la obtención de las imágenes para poder estudiar la penetración del chorro en su parte inicial con un mayor número de puntos. En la Tabla 4.4 se presentan las características de adquisición de las imágenes. En ambos casos el tiempos de exposición y la relación pixel mm utilizada ha sido la misma 20 μ s y 7.92 pixeles/mm respectivamente.

Estudio realizado [-]	Resolución utilizada [pixel]	Tiempo de exposición [μs]	Numero de imágenes [fps*]
Chorro cercano	256 x 256	20	50000
Chorro lejano	680 x 680	20	10000

Tabla 4.4: Parámetros de la adquisición de las imágenes. *fps (frames per second).

Por otro lado en la Tabla 4.5 se muestra la matriz de ensayos realizada para la obtención de los resultados de penetración y ángulo del chorro.

Características	Estudio
Combustible [-]	Diesel / Gasolina
Presión de inyección[bar]	600-900-1200-1500
Contrapresión [bar]	25-50
Densidad en cámara [kg/m ³]	27-54
Tiempo de energización [μs]	2000
Diámetro tobera [μm]	97 / 136

Tabla 4.5: Matriz de ensayos realizada en la maqueta de nitrógeno.

Así pues los objetivos particulares propuestos para esta parte del estudio son:

- Comparar experimentalmente como afectan las características físicas del combustible a la penetración y ángulo del chorro.
- Evaluar experimentalmente como afectan a estos parámetros los cambios de presión de inyección y de densidad en cámara.
- Obtener una correlación para la penetración utilizando gasolina en un sistema de inyección *common rail*.

Una vez definidos los objetivos, se pasa a detallar el estudio. Considerando lo descrito en la literatura [34][4] el primer fenómeno que tiene lugar tras la descarga del chorro Diesel por la tobera es la atomización de la vena líquida, la cual deja de formar un medio continuo para pasar a romperse en gotas de diverso tamaño debido a su interacción con el aire en el cual ha sido inyectado [20]. En este caso, y como se ha visto anteriormente las características físicas de ambos combustibles son diferentes y cabe pensar que puedan afectar a esta primera parte del proceso. Según Lefèbvre [21] existen varios regímenes de atomización dependiendo del número de Reynolds del chorro. Dichos regímenes son, régimen de Rayleigh, régimen inducido por interacción aerodinámica I, régimen inducido por interacción aerodinámica II y atomización completa siendo esté en orden creciente de velocidades de inyección.

Si se realiza un análisis de los diferentes parámetros que intervienen en el proceso de atomización se obtiene que son:

- La densidad del aire en el cual inyectamos: ρ_{aire} [kg/m^3]
- La velocidad de inyección: u_{eff} [m/s]
- El tamaño característico, en este caso el de la tobera: D_{eff} [m]
- La densidad del combustible: $\rho_{\text{combustible}}$ [kg/m^3]
- Viscosidad del combustible: $\mu_{\text{combustible}}$ [kg/ms]
- Tensión superficial del combustible: $\sigma_{\text{combustible}}$ [N/m]

Puesto que hay seis parámetros identificados que contienen magnitudes fundamentales, de acuerdo con el teorema Pi de Buckingham podemos reformular y agrupar tres números adimensionales los cuales representan el problema físico. Esto números son, el cociente de densidades aire combustible (ρ_a/ρ_c), el número de Reynolds (Re) y el número de Weber (We) que adicionalmente se podría sustituir por uno de otros dos números que los relacionan entre sí. Estos son el número de Taylor (Ta) y el de Ohnesorge (Oh).

Para el presente estudio se representan valores del número de Reynolds frente al número de Ohnesorge que se calculan utilizando los resultados experimentales tanto de tasa de inyección como de caracterización física de los combustibles para los diferentes test realizados y teniendo en cuenta que para ambos combustibles el ratio ρ_a/ρ_c es un número muy pequeño, lejos de la unidad. En la Figura 4.10 se observan las líneas de los diferentes regímenes de atomización así como los diferentes valores obtenidos tanto para el Diesel como para la gasolina.

Como se ha visto en el apartado de caracterización de combustibles, la diferencia en viscosidad es muy importante entre el Diesel y la gasolina, y no tanto en densidad y tensión superficial. Así pues cabe preguntarse si estas diferencias existentes pueden afectar al régimen de atomización en el cual se encuentran al inyectar un combustible como la gasolina en un sistema de inyección de alta presión como el utilizado en este trabajo.

Como se puede observar en la Figura 4.10 las diferencias encontradas en la viscosidad tienen impacto sobre el proceso de atomización. Sin embargo, teniendo en cuenta los altos números de Reynolds derivados de las condiciones de operación utilizadas en los procesos de inyección y los bajos números Ohnesorge, se demuestra que el flujo para el caso de la gasolina se encuentra también dentro del régimen de atomización completa independientemente de las diferencias en viscosidad, densidad y tensión superficial encontradas con respecto al Diesel.

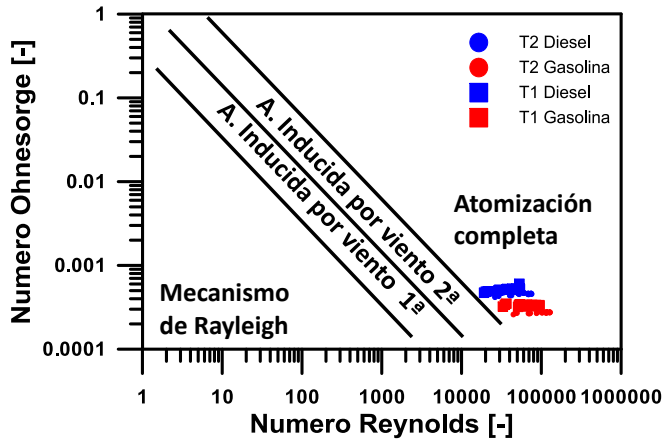


Figura 4.10: Regímenes de atomización en función del número de Reynolds para ambos combustibles.

Siguiendo con el estudio del proceso de mezcla en condiciones no evaporativas, a continuación se presentan los principales resultados del estudio sobre la penetración y el ángulo de chorro para el Diesel y gasolina bajo las mismas condiciones.

En la Figura 4.11 se muestran dos imágenes, tomadas con la cámara Phantom V12 registrando en este caso 50000 imágenes por segundo. Estas hacen referencia al mismo instante y se muestran para ambos combustibles, gasolina en la parte de la izquierda y Diesel en la derecha. En ellas se observa como el inyector se monta de manera que todos los chorros son visualizados simultáneamente a través de la ventana frontal de la maqueta de nitrógeno. Las imágenes fueron procesadas digitalmente usando un software desarrollado a propósito, CALJET. El algoritmo de segmentación incluido en dicho programa está basado en el algoritmo LRT [22], que tiene ventajas para una determinación adecuada de los límites y contornos que no están bien definidos, como normalmente es el caso de los chorros de combustible. Este método se ha revelado prácticamente insensible a las fluctuaciones de intensidad entre las imágenes de los casos ensayados y proporcionan mejores resultados que otros algoritmos utilizados en diferentes estudios [22][23].

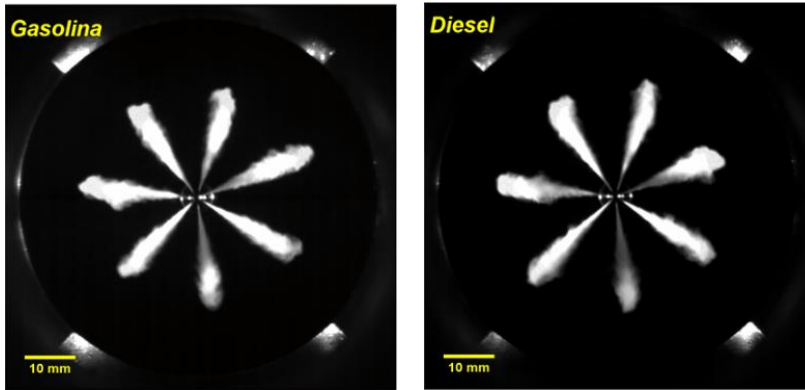


Figura 4.11: Imágenes de los chorros para la gasolina (izquierda) y el Diesel (derecha) con la tobera de 97 μm , 800 μs después del inicio de la inyección, 50 bar de contrapresión y una presión de inyección de 900 bar.

En la Figura 4.12 se presentan los resultados de penetración y ángulo de chorro para una contrapresión fija de 25 bar y diferentes presiones de inyección. En este estudio se puede observar tanto el efecto del combustible como el de la presión de inyección. Por otro lado, en la figura se representan para la misma presión de inyección, el efecto de la contrapresión para los dos combustibles, en este caso 25 y 50 bar. En todos los casos de estudio de esta tesis, se ha hecho hincapié en obtener un mayor número de resultados en los primeros instantes de penetración. Para ello, se realizaron estudios dobles con dos resoluciones diferentes. Una resolución para chorro cercano (256x256) y otra para el chorro complementamente desarrollado (680x680), permitiendo esta menor resolución aumentar el número de imágenes por segundo en los primeros instantes de inyección y aumentando por lo tanto la información.

Todos los gráficos representados en estas las siguientes figuras se han confeccionado mediante el valor promedio para cada instante, promediando los 7 orificios tanto para la penetración como para el ángulo de chorro. Es importante remarcar que este promedio se realiza de esta manera una vez comprobado que la dispersión orificio a orificio está dentro de unos límites mínimos de repetitividad en valor promedio y en desviación típica. Además referente al ángulo de chorro, como ya se comentó en el capítulo 3, la determinación de este parámetro es una tarea complicada, al igual que con la penetración se han realizado estudios paramétricos, pero en este caso los valores pueden contener un error mayor, así y todo el número de ensayos es relativamente grande para observar tendencias y sobretodo poder hacer las comparaciones entre los dos combustibles. Todos los gráficos de penetración

contienen una marca en línea discontinua de límite de la ventana de la maqueta de visualización.

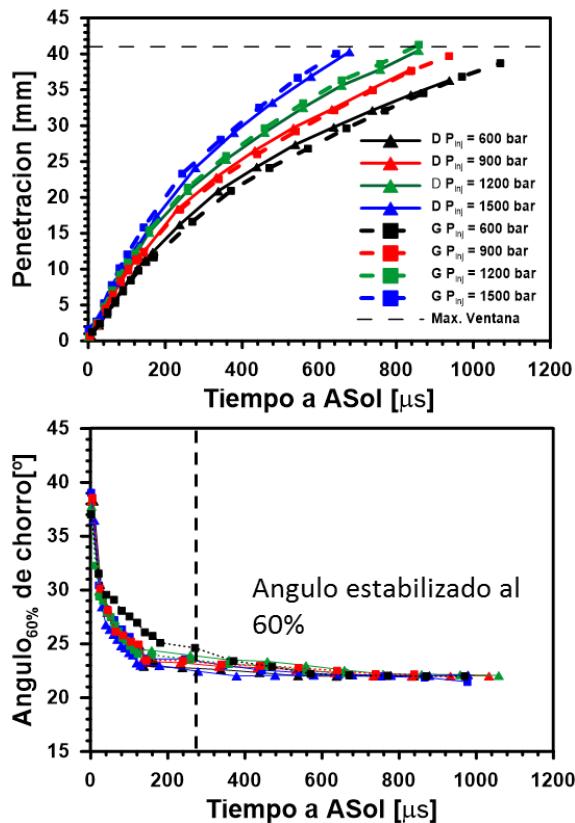


Figura 4.12: Penetración y ángulo de chorro para la **tobera 1 (97 μm)**. Diferentes presiones de inyección, contrapresión de 25 bar y ambos combustibles.

En la Figura 4.12, claramente se puede ver el efecto de una más rápida penetración con el aumento la presión de inyección, cuanto mayor es la presión de inyección utilizada mayor es la penetración. Por otro lado observamos como las diferentes líneas de Diesel y gasolina siguen la misma tendencia para la misma presión de inyección. El primer efecto es conocido y para una misma contrapresión un aumento en la presión de inyección implica un aumento en la cantidad de movimiento que al final se traduce en una mayor velocidad del chorro que penetra más rápido hasta una misma distancia dentro del ambiente en el cual es inyectado [12]. El segundo efecto, correspondiente a las diferencias entre combustibles, se puede observar como a distintas condiciones de presión de inyección ambas líneas,

Diesel y gasolina, son prácticamente iguales indicando este hecho que las diferencias en las propiedades físicas de los combustibles encontradas anteriormente no está afectando en gran medida, al menos en condiciones no evaporativas, a la penetración del chorro.

En lo que refiere al ángulo de chorro con respecto a la presión de inyección, en la gráfica de la Figura 4.12 se ha realizado una distinción entre la zona de chorro cercano y la de estabilizado. Como se puede observar en la Figura 4.12 una vez estabilizado el chorro, aproximadamente a partir de los 300 microsegundos en este caso, el comportamiento para ambos combustibles y para las diferentes presiones de inyección es muy similar. El valor del ángulo de apertura del chorro en la zona estabilizada y al 60% de la penetración total se encuentra en este caso alrededor de los 23° y es muy similar tanto para las diferentes presiones de inyección como para ambos combustibles.

El mismo estudio se realiza para la tobera de 136µm de diámetro de orificio. Como se observa en la Figura 4.13, en lo que respecta a la penetración, debido a la diferente geometría se ven cambios en la zona de chorro desarrollado con una mayor penetración en el caso de un mayor tamaño de orificio. Por otro lado, considerando ambos combustibles no se aprecian diferencias destacables como ya sucedía en los resultados obtenidos de la tobera de 97µm.

Comparando Figura 4.13 con la Figura 4.12, en lo referente al ángulo de chorro, es fácil detectar que el número de puntos representados es distinto para los primeros instantes. Así pues en la Figura 4.12 incluye los valores iniciales donde el chorro aún no se ha estabilizado, la penetración es menor y es más difícil definir el 60% de la penetración para definir claramente el ángulo de chorro por el CALJET. Estos puntos no aportan una mayor información para el caso del ángulo y en la Figura 4.13 ya no aparecen por este motivo, si en el caso de la penetración donde si tiene relevancia. Este tipo de representación se ha mantenido para el resto de representaciones de las evoluciones temporales de ángulo y penetración de aquí al final del documento.

En lo referente a los resultados del ángulo debido a una mayor tamaño de orificio las tendencias con diferente presión de inyección y con el combustible son similares a las obtenidas con la tobera de 97 µm. Si se comparan los resultados de las dos toberas, como se puede observar el diámetro de los orificios no parece tener una influencia importante sobre el ángulo de chorro una vez se ha estabilizado este.

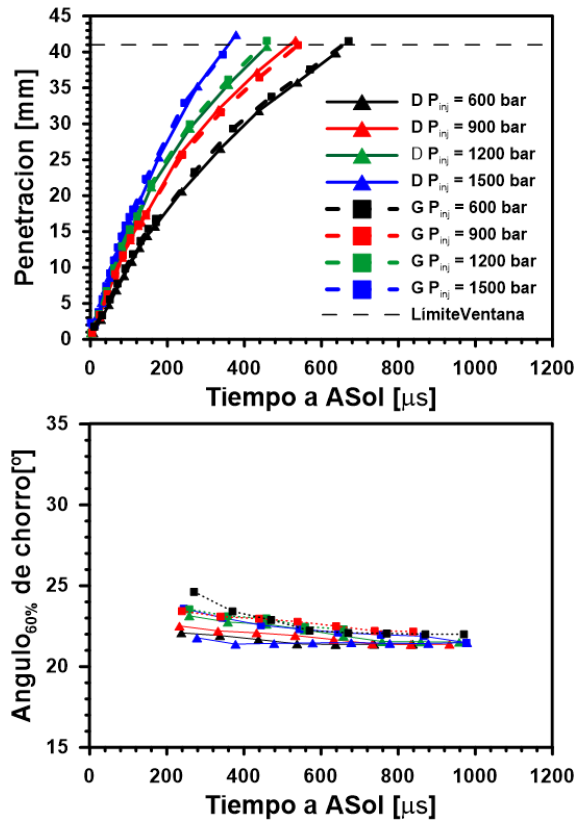


Figura 4.13: Penetración y ángulo de chorro para la *tobera 2* ($136\mu\text{m}$). Diferentes presiones de inyección, contrapresión de 25 bar y ambos combustibles.

En la Figura 4.14 se presentan los resultados del efecto de la contrapresión en cámara de inyección (en este caso referente a la densidad dentro de la maqueta de nitrógeno contra la cual es inyectado el combustible) para ambos Diesel y gasolina. En esta, se vuelven a encontrar dos efectos diferenciados.

Por un lado se constata un efecto conocido, cuanto mayor es la contrapresión contra la que se inyecta el fluido menor es su penetración en un mismo instante de tiempo. Este hecho implica que a mayor contrapresión existe una menor penetración del chorro. Por otro lado, los combustibles siguen la misma tendencia bajo las mismas condiciones como sucedía en el caso anterior de presión de inyección, es decir tanto Diesel como gasolina cuentan con valores de penetración y ángulo muy similares para las mismas condiciones de contrapresión.

En lo que respecta al ángulo de chorro, se observa que a diferencia de la presión de inyección, la contrapresión en cámara si tiene un efecto no despreciable sobre este. En el gráfico de ángulo de chorro de la Figura 4.14 se puede observar como el aumento de la contrapresión (en este caso se varía entre 25-50 bar para una misma temperatura) tiene un efecto sobre la apertura del chorro, a mayor densidad mayor ángulo de apertura de chorro, que implicará un mayor englobamiento de aire en lo que refiere al proceso de mezcla. Por otro lado, se verifica de nuevo que ambos combustibles poseen prácticamente el mismo valor de ángulo de apertura del chorro en las diferentes condiciones estudiadas para la zona estabilizada.

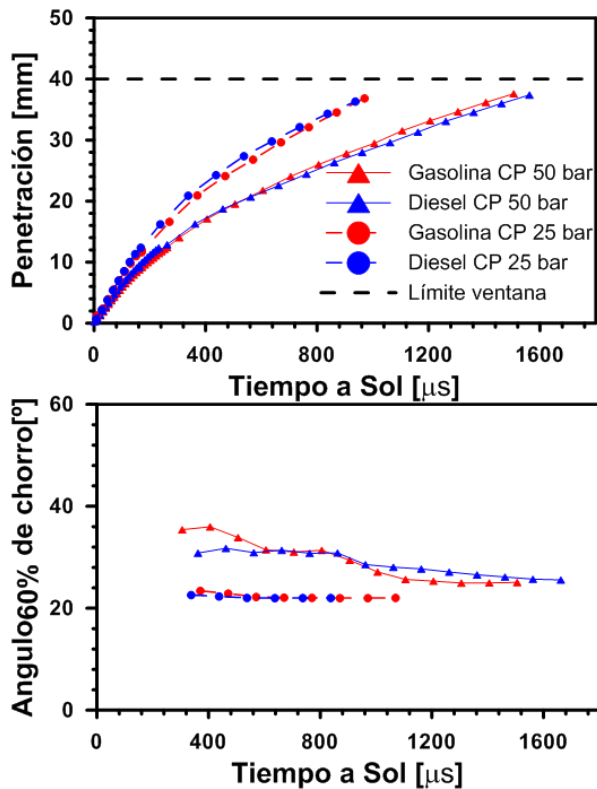


Figura 4.14: Penetración y ángulo chorro para **tobera 1 (97 μm)** para diferentes contrapresiones (25-50 bar), 600 bar de presión de inyección y para ambos combustibles.

Como en el caso de la presión de inyección, se ha realizado el mismo estudio para la tobera de 136 μm donde se obtiene las mismas tendencias descritas anteriormente. Como se puede observar en la Figura 4.15, existen diferencias

importantes en el ángulo y la penetración debido a la densidad pero ninguna destacable debido a las características físicas diferentes de ambos combustibles, únicamente en el caso del ángulo de chorro, para el caso de 25 bar se observan ligeras diferencias debido principalmente a la dispersión de los resultados obtenidos mediante CALJET.

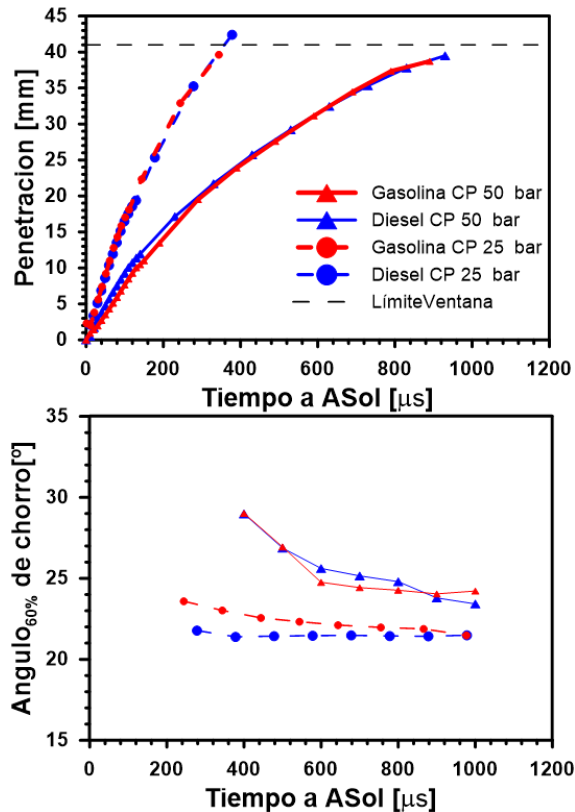


Figura 4.15: Penetración y ángulo de chorro para *tobera 2* (136 μm) para diferentes contrapresiones (25-50 bar) y para ambos combustibles a 1500 bar de presión de inyección.

A la vista de los resultados experimentales obtenidos en condiciones no evaporativas se puede afirmar que, tanto la penetración líquida como el ángulo de chorro para el Diesel y la gasolina son prácticamente igual para unas mismas condiciones de ensayo. Adicionalmente, realizando un pequeño análisis conjunto de estos resultados derivados de la macrovisualización del chorro y de los obtenidos anteriormente de las medidas experimentales de flujo de cantidad de movimiento se puede analizar las tendencias de los resultados.

Diferentes autores, entre ellos Desantes et al. [23], han demostrado experimentalmente la validez de la ley de escalado para la penetración líquida en condiciones no evaporativas de la ecuación (4.7). En esta $s(t)$ es la penetración en función del tiempo, \dot{M} es el fCDM, ρ_{amb} es la densidad ambiente, θ_{chorro} es el ángulo de apertura del chorro y t el tiempo.

Como se puede observar en dicha ecuación, la penetración es proporcional al momento, a la densidad ambiente, al ángulo de chorro y al instante temporal calculado. Considerando los resultados experimentales obtenidos de momento y ángulo de chorro para cualquier tiempo de los estudiados y para las mismas condiciones de ensayo, en todos ellos se han obtenido prácticamente el mismo flujo de cantidad de movimiento y el mismo ángulo de chorro tanto para el Diesel como para la gasolina.

$$(4.7) \quad S(t) \propto \dot{M}_{comb}^{0.25} \cdot \rho_{amb}^{-0.25} \cdot \tan^{-0.5} \left(\frac{\theta_{chorro}}{2} \right) \cdot t^{0.5}$$

Así pues, según vaticina la ecuación (4.7) y a la vista de los resultados experimentales obtenidos, el resultado de la penetración líquida no debe ser muy diferente entre ambos combustibles para un instante de tiempo y condiciones de densidad ambiente iguales, resultado que concuerda con los que se ha obtenido experimentalmente respecto la penetración líquida de los combustibles.

4.5.2.1 Regresión semiempírica de la evolución temporal de la penetración

Finalmente, en este subapartado del proceso de mezcla en condiciones no evaporativas, se presenta un último resultado obtenido a partir de los resultados experimentales de medida de penetración líquida. En este caso, el resultado es una nueva regresión para la penetración con el uso de la gasolina y su comparación con la del Diesel.

En la mayoría de estudios dedicados a la penetración del chorro Diesel son muy numerosos los trabajos que concluyen con una propuesta de ecuación semiempírica para esta, en cambio no son tan abundantes estos estudios utilizando gasolina como combustible en un sistema *common rail*. Dichos estudios trabajan con diferentes parámetros tales como la densidad del ambiente, la densidad del combustible, y la geometría del orificio para determinar una penetración en un instante determinado. Diferentes autores entre ellos Hay y Jones [25] llevaron a cabo una revisión crítica de las diferentes propuestas de correlaciones para chorro Diesel llegando a la conclusión de que la que mejor ajuste presentaba a los resultados experimentales fueron las realizadas por Wakuri et al. [26]. Más tarde, Hiroyasu et

al. [27][28] propusieron otra correlación que incluye diferentes leyes de penetración dependiendo de si la región es antes o después de la una zona llamada de ruptura. Más recientemente, Naber y Siebers [29] obtuvieron una correlación para la penetración en chorros que sigue al análisis de Wakuri et al. [30], pero que además que incluye importantes contribuciones con el fin de estimar la constante arbitraria que normalmente aparece en los la correlación penetración. También, Desantes et al. [31] utilizando toberas con diferentes diámetros, propone una correlación donde los exponentes que afectan a cada parámetro son consistentes con investigaciones previas en chorros Diesel.

En todos estos estudios la penetración S depende de la densidad ambiente, el diámetro del orificio, la diferencia de presiones, el ángulo del chorro y del tiempo así como de una constante. En la ecuación (4.8) se presentan los parámetros utilizados para la obtención de la regresión y sus respectivos exponentes que aparecen en cualquiera de los trabajos anteriores mencionados.

$$(4.8) \quad S(t) = K \cdot \Delta P^a \cdot \rho_{amb}^b \cdot \tan^c\left(\frac{\theta}{2}\right) \cdot t^d \cdot d_o^e$$

Teniendo en cuenta la ecuación (4.8) antes de presentar los resultados de la nueva regresión para la penetración de la gasolina se deben realizar dos observaciones. Por un lado en el presente estudio se desestimará el uso del diámetro de la tobera al utilizar únicamente dos diferentes en el estudio y no tener así una significancia suficiente dentro del estudio. Por otro lado se deberán tener en cuenta antes de realizar la regresión que existen dos zonas diferenciadas con dos tendencias en función del tiempo diferentes. Al igual que se ha visto en anteriores estudios [33], y como también se ha observado en los resultados de la presente tesis, parecen existir dos zonas claramente diferenciadas dentro de la penetración en función del tiempo separadas estas por una zona transitoria que une ambas.

Este período transitorio ha sido mencionado y estudiado de diferentes formas y por diferentes autores en la literatura. Por ejemplo, Hiroyasu y Arai [28] propusieron un tiempo de transición, llamado tiempo de ruptura en la que hay un cambio entre una dependencia lineal con el tiempo de penetración a una dependencia de la raíz cuadrada. Para Naber y Siebers [29], el tiempo de transición es el instante en que los cambios de atomización cambian de ser dominados por el líquido inyectado a ser dominado por el gas ambiente entrante. Finalmente, Desantes et al. [23], identifican el tiempo transición como el intervalo de tiempo durante el cual la tasa de inyección no sigue aumentando debido a la elevación de la aguja del inyector. En este intervalo de tiempo, diferentes autores [29] [32] [34] han verificado una dependencia lineal de la penetración con el tiempo.

La ecuación (4.9) es la propuesta en este estudio para la obtención de la regresión no lineal:

$$(4.9) \quad S(t) = K \cdot \Delta P^a \cdot \rho_{amb}^b \cdot t^c \cdot \tan^d\left(\frac{\theta}{2}\right)$$

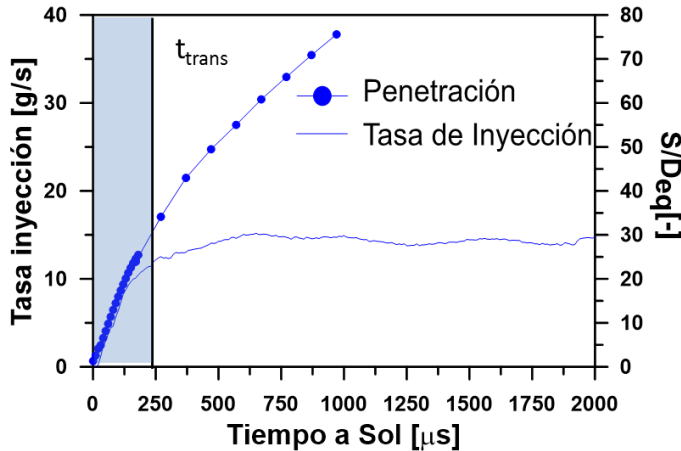


Figura 4.16: Diferenciación de las zonas de comportamiento lineal y cuadrático para la penetración, en función de la tasa y de la penetración normalizada con el diámetro equivalente.

Siguiendo pues las directrices de tiempo de transición descritas, en la Figura 4.16 muestra cómo se determinaron las dos zonas en las cuales se divide el estudio de la regresión para la gasolina. En esta se representan la tasa de inyección y la penetración dividida por el diámetro equivalente en función del tiempo. Se puede observar claramente en sombreado la zona de tiempos que se ha decidido tomar para la regresión lineal.

El diámetro equivalente d_{eq} se define como aparece en la ecuación (4.10):

$$(4.10) \quad d_{eq} = d_0 \cdot \sqrt{\frac{\rho_f}{\rho_a}}$$

En donde aparecen el diámetro del orificio y la raíz del ratio entre la densidad del fuel y la del ambiente en la cual es inyectado. El uso del diámetro equivalente en la Figura 4.16 permite la eliminar la dependencia con el combustible y con la contrapresión, por lo que la estimación de la posición temporal del tiempo de transición es válida para cualquiera de todos los puntos experimentales estudiados. Por otro lado, el tiempo de transición depende ligeramente de los cambios debidos a

la presión de inyección, pero teniendo en cuenta que en este estudio han sido utilizados inyectores piezoeléctricos, donde debido a sus características el aumento de la presión de inyección implica un efecto muy pequeño sobre velocidad de elevación de la aguja, este efecto se considerará despreciable. Por lo tanto, en este trabajo la región de la zona transitoria se estableció antes de 250 μ s. Finalmente los resultados obtenidos para la regresión a partir de los resultados experimentales se muestran en las Tabla 4.6 y Tabla 4.7 para las dos zonas estudiadas.

Exponentes	K	a	b	c	d	R²
Diesel	0.019	0.316	-0.235	0.91	-0.416	94.14
Gasolina	0.017	0.358	-0.213	0.92	-0.372	96.77

Tabla 4.6: Exponentes de la regresión obtenidos para la penetración en la zona lineal.

Exponentes	K	a	b	c	d	R²
Diesel	0.139	0.227	-0.276	0.524	0.0045	96.49
Gasolina	0.140	0.240	-0.235	0.540	0.0022	97.44

Tabla 4.7: Exponentes de la regresión obtenidos para la penetración en la zona cuadrática.

Las correlaciones presentadas proporcionan la penetración en metros cuando la densidad, la caída de presión, y el tiempo y el ángulo de spray se introducen en unidades del sistema internacional ($[\text{kg}/\text{m}^3]$, $[\text{N}/\text{m}^2]$, $[\text{s}]$, $[\text{rad}]$). El diámetro del orificio como se comentó anteriormente, no se consideró porque sólo se tenían dos toberas, (dos valores de diámetro), este hecho implica que la información sobre la dependencia del diámetro del orificio está incluido en la constante, k. Los resultados demostraron que los parámetros incluidos en la correlación juegan un papel importante, en cambio parece que el efecto del ángulo de chorro no es significativo, en la correlación de la zona cuadrática. La confianza de las regresiones es razonable teniendo en cuenta el valor de coeficiente de determinación R^2 , valores R^2 del 94-97% sugieren una elevada confianza de los resultados de la correlación. En cuanto a valores de los exponentes se refiere, el exponente de densidad aparece, en ambas zonas, cercano al valor que muestra en las ecuaciones teóricas, cercano a -0.25. Sin embargo los diferentes exponentes encontrados para la diferencia entre la presión de inyección y la contrapresión, el ángulo de chorro y el tiempo después del inicio de la inyección son diferentes de los previstos esta misma expresión. Los valores para el exponente, de la diferencia de presión eran 0,358 y 0,316 en la zona lineal, y 0,240 y 0,227 en la zona cuadrática, respectivamente. Estos valores difieren algo del exponente teórico de la diferencia de presión que es 0,25. También se observa a la

vista de los resultados que hay un comportamiento diferente entre las dos zonas de estudio en función del tiempo. Se confirmó que la primera zona parece acercarse más a una función lineal (con exponente tiempo, c , próximo a la unidad) y una segunda zona donde el tiempo parece ajustarse como un perfil de segundo grado con un exponente cercano a 0,5, como dice la teoría. Las diferencias entre estos valores y los valores teóricos (1 y 0,5) se explican debido a que hay una región de transición y no un sólo punto que separa ambas, con lo que se pueden escoger puntos que pertenecen a la zona con tendencia diferente desviando la tendencia final ligeramente. Otra explicación de estas diferencias es debido a las pequeñas desviaciones experimentales en los ensayos de penetración y el ángulo. Sobre todo en la zona lineal en donde se hace más difícil calcular con precisión ambos parámetros.

Por otro lado, una mayor influencia del ángulo de chorro fue encontrada en el estudio en la zona lineal en comparación con la zona de cuadrática donde el exponente de ángulo de chorro no tiene prácticamente importancia. Al comparar el exponente obtenido para el ángulo de chorro con el teórico, se pudo observar una diferencia importante. Considerando varios estudios en la literatura sobre los chorros en estado estacionario se puede obtener que la tangente del ángulo chorro se incluían de forma tradicional en el análisis con un peso de -0,5 [30]. Sin embargo, en el presente estudio se ha encontrado un valor del exponente muy pequeño para la zona cuadrática, -0,372 para la gasolina y -0,416 para el Diesel para la región lineal. Estos últimos valores son más similares al valor teórico de -0,5. Pero por contra, el comportamiento del ángulo del chorro en condiciones estacionarias era bastante diferente del ángulo observado en las condiciones transitorias. El ángulo del chorro en condiciones estacionarias se mantiene relativamente constante, mientras que en condiciones transitorias sufre variaciones importantes como puede verse en Figura 4.12 y en la Figura 4.14. De manera adicional para las penetraciones inferiores a 5 milímetros (100 microsegundos después del inicio de la inyección), el ángulo no se encuentra perfectamente definido y por lo tanto se añadieron nuevas incertidumbres al proceso de medición. De hecho, los valores más altos de dispersión de ángulo se encuentran en tales condiciones.

No obstante, una vez realizada esta comparación de los exponentes teóricos y los obtenidos mediante la regresión no lineal se presenta los resultados del ajuste en la Figura 4.17. En esta se representan valores de penetración estimados mediante el uso de las regresiones frente a los medidos experimentalmente. Estos corresponden a la tobera tanto de 97 μm como de 136 μm y están representados los resultados para ambos combustibles. Otra vez en las gráficas se representa el valor de R^2 en este caso como resultado del ajuste lineal entre ambos, los resultados estimados frente a los experimentales.

Como se puede observar en la Figura 4.17, en ambos casos la estimación de la correlación tiene un ajuste bastante preciso tanto en los instantes iniciales donde se utilizan los coeficientes de la regresión de la zona lineal como la restante utilizando la de la zona cuadrática. En ambos casos parece pues que la regresión obtenida en la presente tesis tiene resultados satisfactorios, tanto por el hecho de que se presenta una regresión para la gasolina con unos buenos resultados y por otro lado por qué se ha obtenido mediante un estudio en dos zonas, zona lineal y zona cuadrática que corrobora tendencias encontradas por otros autores en estudios anteriores como Gimeno y Payri [14] [35]. Los resultados tienen una tendencia final estacionaria debida a la longitud máxima de la ventana en la cual se han realizado los ensayos de penetración y que es de aproximadamente 40 mm valor máximo de penetración que se pueden obtener mediante las imágenes.

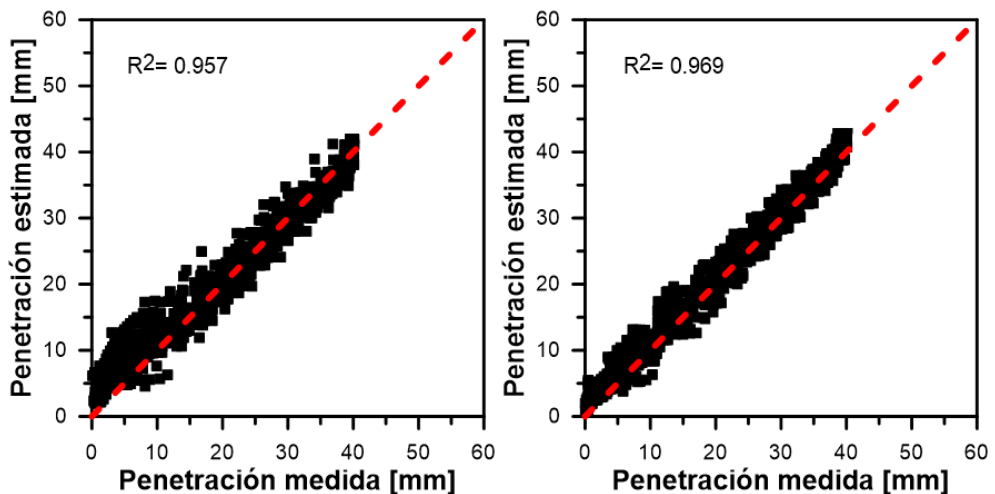


Figura 4.17: Penetración estimada frente a la medida para el Diesel y la gasolina.

4.5.3 Análisis teórico-experimental del proceso de mezcla en condiciones evaporativas

En esta subsección se tratará el proceso de mezcla para ambos combustibles en condiciones evaporativas no reactivas. Para ello se van a presentar y utilizar datos experimentales, en este caso de longitud líquida, obtenidos en el motor monocilíndrico de investigación presentado en el capítulo 3 en su versión transparente. De manera complementaria se constatarán resultados teóricos obtenidos mediante el uso de ecuaciones que describen el fenómeno así como resultados de mezcla mediante el uso del código DICOM.

A priori con los resultados obtenidos hasta el momento, en lo referente a la utilización de la gasolina con un sistema de inyección *common rail*, solo se han obtenido diferencias en el proceso de inyección implicando diferencias en la tasa de inyección. Se ha observado que este efecto es producido por la diferencia de densidades entre los combustibles escalándose dicho fenómeno con la raíz cuadrada del ratio de las mismas. En los demás resultados, tanto en el estudio del momento en los coeficientes de flujo, en la macrovisualización del chorro en condiciones no evaporativas, los resultados obtenidos son similares para ambos combustibles y también para ambas toberas.

A la vista de tales resultados, de ahora en adelante los resultados que se presentan son únicamente referidos a la tobera 1 de menor diámetro de orificio (97 μm) y que será la utilizada en los posteriores estudios de combustión.

Los objetivos que se persiguen en la siguiente subsección son los siguientes:

- Profundizar en el conocimiento del proceso de mezcla. De manera concreta: determinar diferencias entre Diesel y gasolina.
- Evaluar el efecto del inicio de la inyección y la presión de inyección en el proceso de mezcla para el Diesel y la gasolina tanto en condiciones estacionarias como transitorias.

El primer trabajo que se presenta es un estudio experimental referido a la medida de la longitud líquida para Diesel y gasolina. La medida de esta característica física permite evaluar hasta que longitud, medida desde la salida de la tobera, llega la parte líquida del chorro dentro de la cámara de combustión en condiciones evaporativas. El punto de longitud líquida máxima indicará pues la distancia a partir de la cual todo el combustible inyectado se encuentra en fase vapor. Este es un parámetro ampliamente estudiado por diferentes autores en la bibliografía de chorro Diesel [36][37][38][39][40] por su alta relevancia en los procesos de inyección Diesel en motores de encendido por compresión.

En la Tabla 4.8 se recogen las características de la matriz de ensayos realizada para el estudio de longitud líquida. Se han realizado dos tipos de ensayos, a presión de inyección constante variando las condiciones en cámara, y por otro lado, se ha modificado la presión de inyección manteniendo constantes las condiciones termodinámicas.

Combustible [-]	P inyección [bar]	SoI [CAD]
Diesel	600-900-1200	-14
Diesel	600	-29/ -24/ -19/ -14
Gasolina	600-900-1200	-14
Gasolina	600	-29/ -24/ -19/ -14

Tabla 4.8: Matriz de ensayos en motor monocilíndrico de investigación para los estudios de longitud líquida.

Todos los ensayos se han realizado en el motor transparente y el sistema de inyección *common rail* descritos en el capítulo 3. En este caso se ha utilizado únicamente nitrógeno para evitar la reactividad dentro de la cámara de combustión. El montaje óptico utilizado es el que ha sido descrito en el mismo capítulo 3 en la sección 3.4.2 de montajes ópticos de visualización directa mediante la técnica de dispersión de MIE.

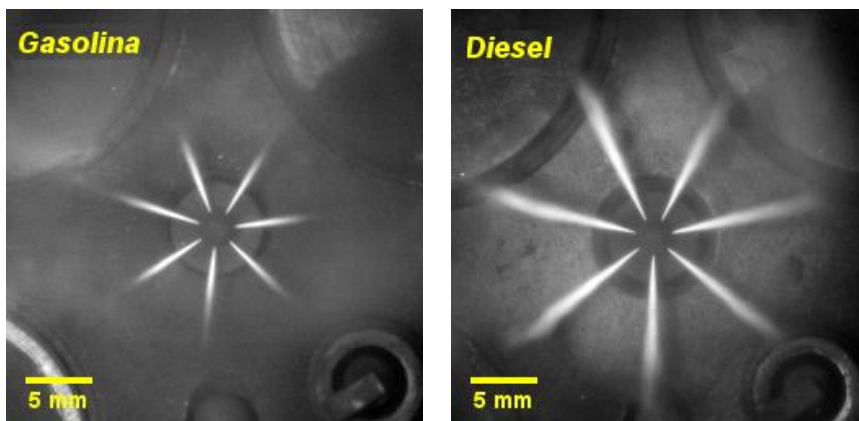


Figura 4.18: Imagen de MIE scattering de los 7 chorros dentro de la cámara de combustión en los ensayos de longitud líquida para Diesel y gasolina a 1200 bar, 25 kg/m^3 de densidad en cámara y para un tiempo de $350 \mu\text{s}$ después del SoI.

En la Figura 4.18 se muestran dos imágenes obtenidas mediante la técnica de dispersión de Mie para Diesel y la gasolina. En las imágenes se presenta un mismo instante de inyección para Diesel y la gasolina y para unas mismas condiciones en cámara y de presión de inyección. Estas son una muestra de las imágenes que posteriormente se han procesado para todos los casos realizados. En las imágenes, se puede observar claramente como para las mismas condiciones ambiente en la cámara

de combustión, misma presión de inyección e instante de tiempo la longitud líquida es mayor para el Diesel que para la gasolina. Como se comentó en el capítulo 3, en este trabajo ha sido utilizado el código de procesamiento de imágenes CALJET para la obtención final de la longitud líquida.

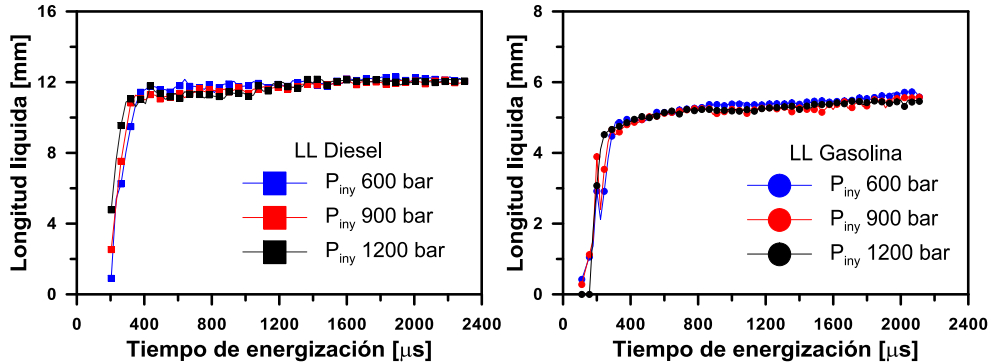


Figura 4.19: Longitud líquida máxima para el Diesel y la gasolina en condiciones de densidad constante (25 kg/m^3) y 3 presiones de inyección 600, 900 y 1200 bar.

En la Figura 4.19 se presentan los resultados de longitud líquida obtenidos a una densidad 25 kg/m^3 y diferentes presiones de inyección para el Diesel y la gasolina en función del tiempo. En todos los casos y para ambos combustibles aparece una primera zona transitoria de crecimiento de la longitud líquida hasta que llega a una segunda zona dónde esta se estabiliza. Como se puede observar no existen grandes diferencias debidas a la presión de inyección en cuanto a la longitud líquida máxima (LL máx.), independientemente del combustible utilizado. Diferentes estudios [34][29][52] muestran como la dependencia de la longitud líquida con la presión de inyección es muy baja tal y como aparece en los resultados experimentales de la presente tesis. Esto hecho sucede independientemente del tipo de combustible utilizado. En cambio, lo que sí se puede observar es una diferencia en longitud líquida entre los combustibles. Para unas mismas condiciones de ensayos: presión y temperatura en cámara de combustión, presión de inyección y únicamente variando el tipo de combustible, la diferencia entre la longitud líquida del Diesel y la gasolina en la zona estabilizada se aproximada a un factor dos, variando entre una longitud líquida máxima promedio de 5.2 mm en el caso de la gasolina y 11.8 mm en el caso del Diesel para las condiciones ensayadas.

La Figura 4.20 muestra las longitudes líquidas para Diesel y gasolina para una presión de inyección constante en diferentes inicios de inyección en función del tiempo. En este caso, tales inicios comprenden un rango de densidades entre 15 y 25 kg/m^3 , representativos de las condiciones de motor en combustiones parcialmente

premezcladas. En lo que respecta a la diferencia entre combustibles, los resultados siguen la misma tendencia que en el caso anterior, el Diesel tiene una longitud líquida mayor que la gasolina. Por otro lado se observa que ahora hay una estratificación de la longitud líquida para cada combustible debido a las diferentes condiciones en cámara que se encuentra el chorro, hecho que no sucedía con la modificación de la presión de inyección. Un inicio de inyección más cercano al punto muerto superior, implica unas condiciones en cámara de mayor densidad y mayor temperatura, y por consiguiente una reducción de la longitud líquida máxima. En la Figura 4.20, comparando longitudes para las mismas condiciones en cámara, la longitud líquida de la gasolina para el caso de $SoI = -14$ CAD tiene una LL máxima sensiblemente más corta que la del caso con $SoI = -19$ CAD. Igualmente sucede en los resultados del Diesel.

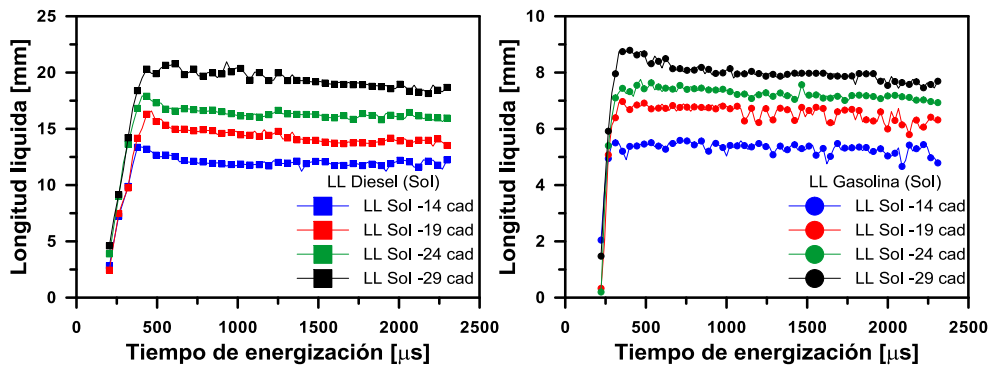


Figura 4.20: Longitud líquida máxima para Diesel y gasolina en condiciones de presión de inyección constante (600 bar) y 4 diferentes inicios de inyección (-14,-19,-24,-y -29 CAD antes de PMS).

Una vez presentados los resultados experimentales considerando su evolución temporal, se realiza un análisis de los resultados utilizando las zonas estabilizadas.

En la Figura 4.21 (izquierda) se muestran los resultados promediados de la longitud líquida máxima frente a la temperatura en la cámara de combustión obtenida mediante CALMEC. En ella se pueden observar dos resultados. Por un lado la diferencia en la longitud líquida entre el Diesel y la gasolina, mayor para el caso del Diesel, y por otro la disminución de esta en función del incremento de temperatura. En la misma figura (derecha) se muestra el ratio entre tales longitudes en función de la misma temperatura y se encuentra un ratio de longitudes líquidas con un factor de escala entre 2 y 2.4 para los casos del Diesel en comparación con los de la gasolina. En definitiva los resultados experimentales muestran que la longitud líquida de la gasolina tiene una menor longitud que la del Diesel y que en el rango de motor

estudiado en la presente tesis se encuentra dentro del rango anteriormente comentado (2-2.4).

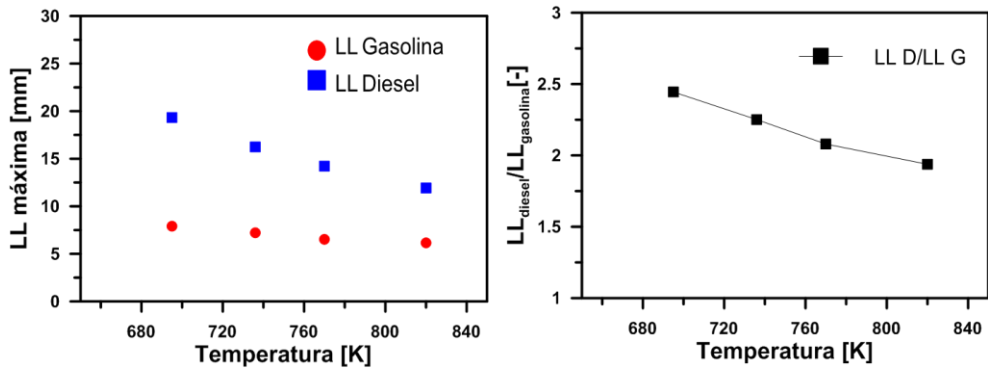


Figura 4.21: Longitud líquida máxima para el Diesel y gasolina en la zona estabilizada (izquierda) en función de la temperatura. Ratio entre las longitudes líquidas (derecha).

Este efecto observado en los resultados experimentales de longitud líquida está claramente relacionado con la evaporación del combustible. Como se vio en la caracterización física de los mismos, la presión de vapor es mucho más alta en el caso de la gasolina que del Diesel, del mismo modo la curva de destilación experimental de la gasolina también aparece por debajo de la curva del Diesel, con lo que el proceso de evaporación es mayor para las mismas condiciones de presión y temperatura y por consiguiente hay un proceso de evaporación sensiblemente más rápido que implica una reducción en la longitud líquida máxima. Así pues, ahora se profundiza en cuál es la influencia de este efecto, y la relación entre la evaporación y la longitud líquida.

Teniendo en cuenta la literatura, se puede afirmar que la longitud líquida se escala siguiendo la ecuación (4.11), donde d_{eq} es el diámetro equivalente, θ es el ángulo de chorro, $Y_{f, \text{evap}}$ indica la fracción másica de combustible evaporada y K es una constante. Así pues, aparece una dependencia con el ángulo del chorro, el diámetro equivalente y la fracción másica de combustible evaporada como indica García en su trabajo [34].

$$(4.11) \quad LL \propto \frac{k}{\tan(\frac{\theta}{2})} \cdot d_{eq} \cdot \frac{1}{Y_{f, \text{evap}}}$$

Observando cada uno de los términos que intervienen en la ecuación anterior, y los que intervienen en la ecuación (4.10) donde se define el diámetro equivalente,

se puede extraer de ambas que la longitud líquida tiene una dependencia lineal con el diámetro del orificio y con la raíz cuadrada del ratio de densidades combustible-aire. En este caso, comparando ambos combustibles, para una misma condición de operación y diámetro de tobera la diferencia es debida a la raíz del ratio de densidades que es aproximadamente un 6% mayor para el Diesel. Por otro lado la longitud líquida es inversamente proporcional a la tangente del semiángulo del chorro, que para un combustible y una tobera constante se puede suponer que únicamente dependen de la densidad del aire [29] y que como se ha visto en el estudio de penetración y ángulo del chorro, en unas mismas condiciones es prácticamente igual entre el Diesel y la gasolina. Por último, la longitud líquida depende de forma inversamente proporcional de la fracción másica de combustible evaporada ($Y_{f, \text{evap}}$) a la cual se alcanza la evaporación completa. Este último parámetro es en el cual se centra este análisis. $Y_{f, \text{evap}}$ depende de las condiciones del equilibrio termodinámico de la mezcla, es decir es función de la temperatura del combustible, de la temperatura del aire y en menor medida de la presión. El valor de $Y_{f, \text{evap}}$ se puede obtener como indica la ecuación (4.12) esta se encuentra incluida dentro del código DICOM y se detalla en el trabajo de García [34].

$$(4.12) \quad \frac{Y_{f, \text{evap}}}{1 - Y_{f, \text{evap}}} = \frac{h_{a, \infty} - h_a(T \text{ sat})}{h_{f, l}(T \text{ sat}) + \Delta h_{f, v}(T \text{ sat}) - h_{f, 0}}$$

Haciendo uso del código DICOM, se obtienen valores de la fracción másica de combustible evaporado para ambos combustibles (como ya se describió en el capítulo 3, isoctano como combustible de sustitución de la gasolina y hexadecano como sustituto del Diesel) para diferentes presiones y temperaturas. En la Figura 4.22 se presentan para una presión de 60 bar y diferentes temperaturas en cámara la fracción de combustible evaporada que comprenden un rango de densidades entre 16 y 34 kg/m³, recogiendo de este modo el rango experimental explorado en esta investigación.

Atendiendo a los resultados de la Figura 4.22 la fracción másica de combustible evaporada aumenta para ambos combustibles al aumentar la temperatura. En segundo lugar, la relación obtenida en este rango entre el hexadecano y el isoctano se encuentran entre 1.5 y 2.25. Si se tiene en cuenta el ratio de densidades que eran del 6-7% y del diámetro equivalente para ambos combustibles, y recordando que los resultados han mostrado unas diferencias en ángulo de chorro prácticamente igual entre ambos combustibles, se llega a la conclusión de que la longitud líquida depende fundamentalmente de la fracción másica de combustible evaporado.

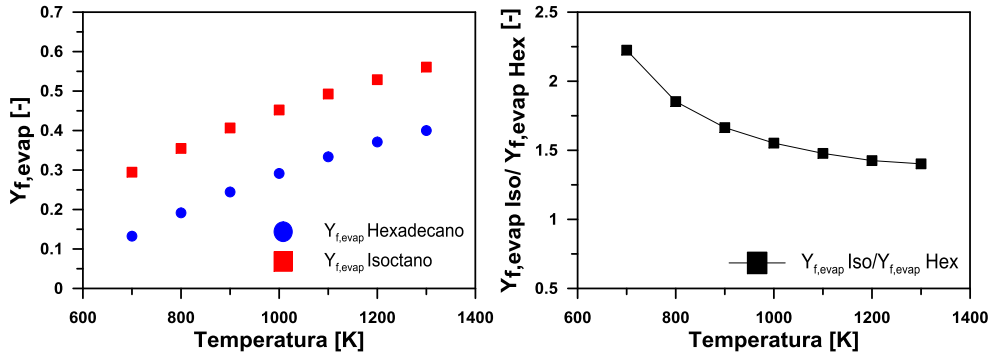


Figura 4.22: Fracción másica de combustible evaporada en función de la temperatura para el hexadecano y el isoctano (izquierda). Ratio entre las $Y_{f,evap}$ de los ambos combustibles (derecha).

Por otro lado, se pueden relacionar estos resultados simulados con DICOM con el ratio entre la longitud líquida del Diesel y la gasolina obtenidos experimentalmente mediante la ecuación (4.11). Si se tiene en cuenta el diámetro equivalente además de los resultados de la $Y_{f,evap}$ y comparamos el ratio experimental y el simulado en la zona de temperaturas representativas del motor monocilíndrico transparente se obtiene el resultado presentado en la siguiente la Figura 4.23, donde se muestra una comparativa de ratios experimentales y simulados.

En esta, se observa que la tendencia que presenta el ratio de fracción másica de combustible evaporada y longitud líquida, siguen lo comentado anteriormente, un descenso con el incremento de temperatura y una estrecha relación entre ambas. Igualmente se puede apreciar como el resultado experimental del ratio de longitudes líquidas promedio de la zona estabilizada, entre Diesel y gasolina, se ajusta a los resultados de longitud líquida simulados con el código DICOM (con hexadecano e isoctano) en el rango de estudio de la presente investigación.

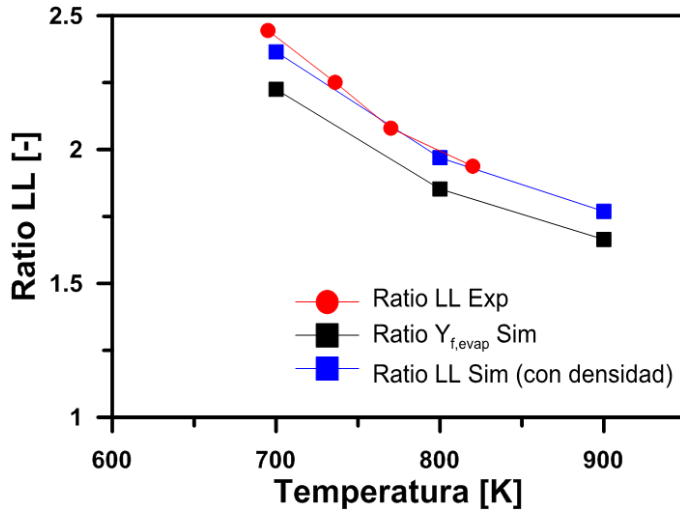


Figura 4.23: Comparativa de los ratios de longitudes líquidas experimentales y simulados mediante el código DICOM.

Así pues, las conclusiones más relevantes respecto a los estudios de longitud líquida son:

- El parámetro de mayor influencia en el escalado de la longitud líquida de un combustible es la fracción másica de combustible evaporada. Experimentalmente está relacionado con la presión de vapor, con lo que a una mayor presión de vapor una mayor fracción másica de fuel evaporada y por lo tanto una menor longitud líquida para unas mismas condiciones.
- El ratio de longitudes líquidas para el hexadecano y el isoctano teniendo en cuenta las diferencias en densidad de los combustibles y para el rango de motor (680-800 K) se ajusta adecuadamente con los valores obtenidos experimentalmente.

Los resultados experimentales y teóricos obtenidos hasta ahora indican que la longitud líquida de la gasolina es menor a la del Diesel y además que la evaporación de este es más rápida para las mismas condiciones. Pero, ¿qué efecto tienen tales características sobre el proceso de mezcla?, puesto que la longitud líquida de la gasolina en condiciones evaporativas es menor a la del Diesel el proceso de mezcla, ¿podría ser mejor debido a este hecho?.

Con el fin de comprender mejor este proceso se va a realizar el estudio en dos partes. Un primer estudio del proceso de mezcla durante el proceso de inyección y otro una vez finalizado este. De este modo en este segundo se podrá observar la inferencia de este en los procesos de combustión parcialmente premezclados que posteriormente serán estudiados.

4.5.3.1 Comparación del proceso de mezcla Diesel gasolina durante el proceso de inyección.

Considerando condiciones estacionarias durante el proceso de inyección, y considerando el diámetro equivalente como un parámetro estimador del proceso de mezcla, se presenta un desarrollo teórico para evaluar dicho parámetro en función de los resultados experimentales obtenidos. Las definiciones de diámetro equivalente, flujo de cantidad de movimiento y flujo másico se expresan de la siguiente forma:

$$(4.13) \quad d_{eq} = d_0 \cdot \sqrt{\frac{\rho_f}{\rho_a}}$$

$$(4.14) \quad \dot{M}_0 = \rho_f \cdot A_0 \cdot u_f^2$$

$$(4.15) \quad \dot{m}_0 = \rho_f \cdot A_0 \cdot u_f$$

Se puede reescribir ambas ecuaciones (4.14) y (4.15) como sigue:

$$(4.16) \quad \dot{M}_0 = A_0 \cdot 2 \cdot \Delta P$$

$$(4.17) \quad \dot{m}_0 = A_0 \cdot \sqrt{\rho_f} \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta P}$$

Además se tiene que la velocidad efectiva puede ser obtenida de los datos experimentales que han sido obtenidos en el presente estudio:

$$(4.18) \quad u_{eff} = \frac{\dot{M}_0}{\dot{m}_0}$$

Por otro lado, utilizando las ecuaciones (4.15) y (4.18) se puede reescribir el diámetro efectivo en función de la cantidad de movimiento y el flujo másico experimental como expresa la siguiente ecuación:

$$(4.19) \quad d_{eff} = \frac{\dot{m}_0}{\sqrt{\frac{\pi}{4} \rho_f \cdot \dot{M}_0}}$$

Finalmente, la combinación de la ecuación anterior con la del diámetro equivalente (4.13) y haciendo uso de los valores experimentales de flujo de cantidad de movimiento \dot{M}_0 y flujo másico \dot{m}_0 , el diámetro equivalente se pueden expresar como función de dichos parámetros:

$$(4.20) \quad d_{eq} = \frac{\dot{m}_0}{\sqrt{\rho_f}} \cdot \frac{1}{\sqrt{\frac{\pi}{4} \dot{M}_0}} \cdot \sqrt{\frac{\rho_f}{\rho_a}}$$

Que queda finalmente como expresa la ecuación (4.21):

$$(4.21) \quad d_{eq} = \frac{\dot{m}_0}{\sqrt{\frac{\pi}{4} \dot{M}_0 \cdot \rho_a}}$$

Por lo tanto, a la vista de la ecuación (4.21), si se tienen en cuenta los resultados experimentales de flujo de cantidad de movimiento y la de tasa de inyección obtenidos en este mismo capítulo para Diesel y Gasolina, el resultado es un menor diámetro equivalente para la gasolina, derivado de la menor tasa de inyección. Este hecho es debido a la menor tasa de inyección y mismos resultados de flujo de cantidad de movimiento experimental, todo esto para las mismas condiciones de densidad ambiente.

Así pues, un menor diámetro equivalente aparece con el uso de la gasolina, lo que indica otra vez que durante el proceso de inyección, debido únicamente a las diferencias físicas entre Diesel y gasolina, se obtiene un ligero mayor proceso mezcla para este combustible. Este parámetro es estimador del proceso de mezcla en condiciones estacionarias, por lo que teniendo en cuenta un evento de inyección experimental lo suficientemente largo y teniendo en cuenta los resultados teóricos obtenidos, se espera obtener un proceso de mezclado mayor con el caso de la gasolina. El objetivo ahora es cuantificar esa diferencia: *¿cuánto mayor es el proceso de mezcla para la gasolina?*

Para cuantificar esta diferencia en el proceso de mezcla se realizan simulaciones mediante el código DICOM. Para tal fin se utiliza en la simulación una tasa de inyección y de cantidad de movimiento experimental de 4000 μs , cuasi estacionaria, con el objetivo de obtener condiciones lo más estables posibles de inyección, y se usan unas mismas condiciones de presión y temperatura en cámara extraídas de un arrastre en motor monocilíndrico de investigación para ambos casos.

En la Figura 4.24 se presentan en la parte superior la evolución temporal de la tasa de inyección y las mediciones del flujo de cantidad de movimiento experimental utilizados en el cálculo, y en la parte inferior aparece la evolución temporal de la masa mezclada bajo dosado estequiométrico normalizado por la masa de

combustible inyectada en cada caso. En dicha figura se marcan una zona transitoria de aproximadamente 0.5 milisegundos y zona estabilizada de la tasa. Si se desprecian los efectos de los transitorios de la apertura y cierre de inyección, y se observa los resultados en la zona estabilizada, donde la tasa de inyección de la gasolina es menor que la del Diesel, se puede observar como en esta zona aparece una ligera diferencia de la masa mezclada bajo dosado estequiométrico para el Diesel y gasolina.

Si se seleccionan diferentes puntos de esa zona, en estas condiciones, la masa mezclada bajo dosado estequiométrico y normalizada por la masa inyectada es mayor para la gasolina lo que indica un proceso ligeramente más rápido de mezcla, aproximadamente de un 6% mayor para la gasolina que para el Diesel. Dicho valor de 6% es aproximadamente igual al resultado obtenido del desarrollo como ratio de los diámetros equivalentes, donde este se escala finalmente con la tasa de inyección que depende de la raíz del ratio de densidades que para las densidades del caso de estudio es del 13% lo que implica finalmente un ratio entre diámetros equivalente de 5.87 % menor para el caso de la gasolina.

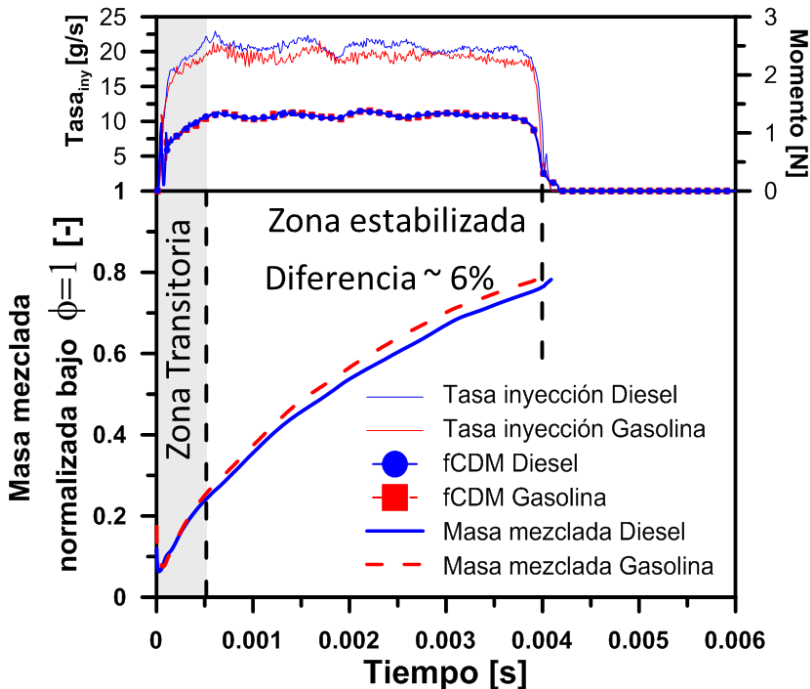


Figura 4.24: Evolución temporal de la masa mezclada bajo dosado estequiométrico normalizada respecto a la masa inyectada obtenida para el Diesel (hexadecano) y la gasolina (isooctano) en condiciones estacionarias.

Dichos resultados muestran que: en condiciones de tasa estabilizada el proceso de mezcla en el caso de la gasolina es de aproximadamente de un 6% más rápido (una mayor tasa de englobamiento) que en el caso del Diesel. Este resultado concuerda con el desarrollo teórico que indicaba que el proceso de mezcla se escalaba con el ratio de tasa de inyección, que como se ha comprobado se escala con la raíz del ratio de densidades entre ambos combustibles.

4.5.3.2 Comparación del proceso de mezcla en condiciones evaporativas una vez finalizado el proceso de inyección.

Una vez estudiado el proceso de mezcla durante el proceso de inyección se va a evaluar que sucede en el proceso de mezcla una vez ha finalizado este. Para ello se utilizará el código DICOM, que ha sido validado mediante los resultados de longitud líquida donde se ha observado que las tendencias son similares a las obtenidas experimentalmente.

En este caso se han realizado estudios en diferentes condiciones termodinámicas extraídas de arrastres experimentales del motor monocilíndrico de investigación utilizado en la presente tesis. Las entradas al código serán las presiones instantáneas y temperaturas derivadas del código CALMEC y los diferentes resultados experimentales de tasa de inyección. Tanto la propia tasa de inyección en función del tiempo como el coeficiente de velocidad de cada caso utilizado.

En la Tabla 4.9 se presentan los diferentes estudios realizados con el código DICOM. A modo de metodología, es importante resaltar que el cálculo se realiza en ambiente evaporativo no reactivo (sin proceso de combustión) y se inicializa en cada caso el cálculo desde el inicio de inyección correspondiente. En todos ellos se conserva constante la masa inyectada, en este caso se fija para ambos combustibles en 18 mg, representativa de baja carga del motor. Es importante remarcar que estos casos las tasas de inyección utilizadas son mucho más cortas (incluso para 600 bar de presión de inyección la tasa no supera el milisegundo para la inyección de 18 mg) de lo que eran las utilizadas en el caso de tasa estabilizada.

	P inyección [bar]	SoI [Cad]	Tiempo final de calculo [ms]
Diesel	600-900-1200	-14/-19/-24	0.5*
Gasolina	600-900-1200	-14/-19/-24	0.5*

Tabla 4.9: Matriz de ensayos realizados con el modelo DICOM para el estudio del proceso de mezcla después del final de inyección. (*tiempo extra de cálculo después del final de inyección)

Por otro lado, además de ser inyecciones representativas de procesos de combustión parcialmente premezclados, el uso de tasas más cortas permite realizar los cálculos una vez finalizado el proceso de inyección con una mejor resolución temporal sin incrementar excesivamente el tiempo de cálculo.

El parámetro utilizado para evaluar el proceso de mezcla una vez finalizado el proceso de inyección es la distribución de masas bajo dosado, es decir va a ser estudiado cómo se distribuye la masa inyectada y bajo que dosados se encuentra esta para un instante de tiempo t definido. En este caso dicho tiempo será constante para ambos combustibles, y se define como un valor de tiempo constante a partir del final de la inyección con un valor de 0.5 ms. Este valor de tiempo, definido para en el estudio entre el final de la inyección y tiempo final de cálculo se mantiene constante para poder evaluar única y exclusivamente el efecto sobre la mezcla de las propiedades físicas de los combustibles, como se ha realizado hasta ahora, y de los diferentes cambios termodinámicos que se presentan en los estudios paramétricos.

El tiempo utilizado puede ser representativo de tiempo extra de mezcla de combustiones parcialmente premezcladas en baja carga y está por encima del 50% de la duración de la tasa de inyección que es de aproximadamente 0.92 ms. Como se verá en la siguiente subsección, las diferencias químicas tienen una influencia capital en el proceso de mezcla, no por favorecer el englobamiento de aire sino por modificar el tiempo de retraso entre el inicio de la inyección y el del proceso de combustión, teniendo así el proceso de mezcla un tiempo extra para producirse que en esta parte del estudio no se ha tenido en cuenta.

En la Figura 4.25 se presentan dos gráficos, uno del resultado directo para un instante de tiempo obtenido con DICOM y un resultado después del post procesado del resultado directo.

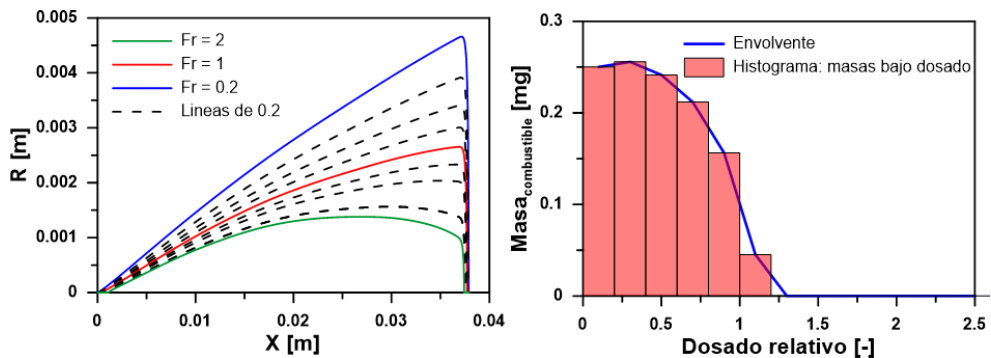


Figura 4.25: Descripción de la obtención de las distribuciones de masas bajo dosado a partir de los resultados de dosados de DICOM. Evolución espacial de dosados (izquierda) e histograma de masa bajo dosados (derecha).

La obtención de la distribución de masas bajo dosado se obtiene de la siguiente forma:

- El modelo DICOM tiene como una de sus salidas la evolución espacio-temporal de los diferentes dosados.
- Para un instante concreto se conoce como se han distribuido esos dosados en el espacio, como se puede observar en la Figura 4.25 (izquierda).
- Mediante un procesado es posible obtener en ese instante la masa mezclada bajo cada dosado y con ello generar un histograma de masas bajo dosado para cada “compartimento”. Figura 4.25 (derecha).
- Finalmente, uniendo los valores máximos de cada una de estas barras que forman el histograma se puede obtener un perfil de la distribución de masas bajo dosado para un instante temporal determinado.

Con este resultado y simulando diversas condiciones termodinámicas y de inyección mediante el código se pueden evaluar el efecto de tales variables sobre dichas distribuciones de masas bajo dosado. Los resultados obtenidos mediante este procedimiento son los que se muestran en las siguientes figuras de distribuciones de masa bajo dosado para un estudio paramétrico de la densidad en cámara, para la presión de inyección y comparando siempre ambos combustibles.

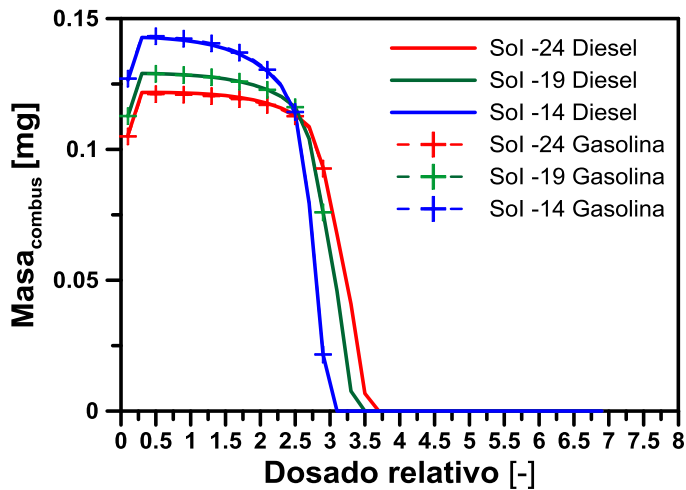


Figura 4.26: Distribución de masas bajo dosado para el Diesel y la gasolina a presión de inyección constante de 1200 bar y para distintos inicios de inyección.

En la Figura 4.26 se observa la distribución de masas bajo dosado para los dos combustibles en diversos inicios de inyección, que implican diferentes densidades

en cámara. Un inicio de inyección más adelantado implica una menor densidad en cámara en el inicio y en la evolución de esta una vez finalizada la inyección. Como resultado de esta diferencia en densidad, se obtiene que la distribución de masas para el SoI de -24 CAD es ligeramente más ricas que la de SoI -14 CAD donde el spray y la posterior mezcla aire-combustible ha transcurrido por un ambiente de mayor densidad. Este resultado muestra como una mayor densidad en cámara implica un mejor proceso de mezcla, ya que dejando evolucionar en las mismas condiciones la misma masa, en un instante determinado para los tres casos, la masa se distribuye bajo dosado más pobres. Por otro lado, otro resultado importante que se obtiene de la gráfica es que no se observan diferencias apreciables entre el hexadecano e isoctano en lo que refiere a la distribución de masas bajo dosado, las diferencias entre ambos son tan ligeras que no es posible apreciar cambios entre ambas distribuciones de masas bajo dosado debido a las diferencias en las características físicas de ambos. Este hecho es debido una vez finalizado el proceso de inyección el englobamiento de aire es tan rápido que las diferencias físicas entre combustibles son despreciables frente al efecto de tasa de englobamiento del aire de los alrededores como también muestra Musculus et al. [42][43] en sus resultados.

Además, las diferencias de mezcla debido a las diferencias en diámetro equivalente con tasas sin una clara zona estabilizada son mínimas, incluso entre combustibles donde se ha observado que en la zona estabilizada se puede encontrar un 6% de diferencia.

En segundo lugar se presenta un estudio paramétrico de distribuciones de masa bajo dosado con la variación de la presión de inyección. En este caso se sigue manteniendo constante la masa inyectada como en los casos anteriores y se fija un inicio de inyección constante para aislar los dos efectos buscados, los debidos a la modificación de la presión de inyección y la de los combustibles.

En la Figura 4.27 muestra el resultado del estudio comentado de presión de inyección, donde tres presiones, 600,900 y 1200 bar han sido las utilizadas. Una mayor presión de inyección, implica una cantidad de movimiento mayor, y por lo tanto supone un englobamiento de aire mayor y como consecuencia un proceso de mezcla más rápido. Así pues como se puede observar en la figura las distribuciones de masa bajo dosado 0.5 ms después del final de la inyección en el caso de 600 bar se distribuye bajo dosados más ricos que la que se obtiene con una presión de 1200 bar. En 600 bar encontramos distribuciones de masas no despreciables bajo dosados ricos, claramente por encima de 3.5 que es el máximo, por el contrario, para el caso de presión de inyección de 1200 bar. Como resultado se obtiene que una mayor presión de inyección implica una distribución de dosados mas pobres evolucionando el proceso de mezcla hasta el mismo instante temporal, y como en el resultado

anterior las diferencias físicas entre combustibles no parecen afectar de manera sustancial al proceso de mezcla.

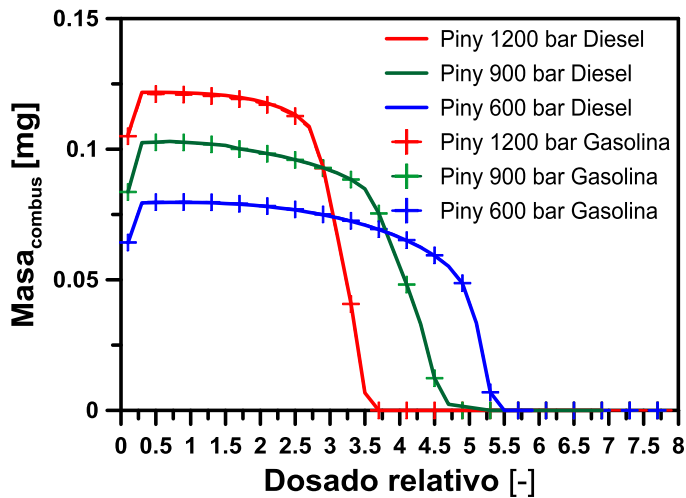


Figura 4.27: Distribución de masas bajo dosado para el Diesel y la gasolina con inicio de la inyección constante -24 para distintas presiones de inyección.

Finalmente, se puede extraer de los estudios de distribuciones de masas bajo que tanto una mayor densidad en cámara como una presión de inyección mayor proporcionan para ambos combustibles procesos de mezclas más favorables que distribuyen la misma masa bajo dosado más pobres.

En el rango estudiado el efecto de la presión de inyección es mayor que el efecto producido por los cambios de densidad. Es de destacar que para ambos combustibles las diferencias en el proceso de mezcla son mínimas o prácticamente inexistentes como también se aprecia en este último caso de presión de inyección. Como se ha comentado este hecho está relacionado con las tasas de inyección cortas, que no llegan a tener una zona estabilizada influyente y donde las diferencias entre las tasas de inyección entre el Diesel y la gasolina son bajas, los procesos de mezcla son aproximadamente iguales y se ven menos influenciados por la tasa de inyección.

4.6 Fenomenología del proceso de autoencendido

4.6.1 Introducción

Una vez estudiado el proceso de inyección y el proceso de mezcla aire-combustible, el siguiente paso temporal dentro del estudio de un proceso combustión es el autoencendido de la mezcla. En esta última sección se presenta un estudio de compresión del proceso de autoencendido para el Diesel y la gasolina en motores de encendido por compresión para combustiones homogéneas y parcialmente premezcladas. En ambos casos este hecho implica que dicho proceso de autoencendido se inicia una vez finalizado el proceso de inyección o de carga homogénea.

Como consecuencia de la mezcla aire-combustible formada según los procesos anteriormente descritos, cuando ha transcurrido un cierto tiempo desde el inicio de la inyección de combustible en la cámara de combustión, la mezcla comienza a no ser estable y entra en reacción debido a la presión y temperatura en la cámara de combustión y el contenido de oxígeno del aire [44]. Las reacciones que empiezan y que conducen a la liberación de calor aparecen inicialmente en aquellas zonas donde la mezcla que ha producido tiene unas condiciones de composición, presión y temperatura suficientes y apropiadas para el inicio de las reacciones químicas [45][46]. Suponiendo un dosado en el infinito reactivo, cuanto más homogénea es la mezcla, mayor es la proporción de mezcla que llega a esta composición reactiva en la cámara de combustión, mayor es la zona de física con tendencia al autoencendido y mayor la liberación de calor en ese instante. Finalmente se podría llegar a producir un autoencendido generalizado cuando la mezcla es completamente homogénea y las condiciones son iguales en cualquier punto de la cámara de combustión en lo que refiere a presión y temperatura.

En esta investigación los trabajos realizados se centran en las combustiones parcialmente premezcladas, aunque diversos autores afirman en diferentes trabajos experimentales, que fenómenos análogos ocurren en el autoencendido en mezclas homogéneas o parcialmente homogéneas y en el autoencendido de un chorro Diesel [47][48][49].

Hasta ahora no se ha tenido en cuenta las diferencias químicas entre el Diesel y la gasolina, ya que en los anteriores estudios su influencia era despreciable o no se tenía en cuenta en esa parte del estudio, no es el caso en los estudios del proceso de autoencendido donde esta es fundamental [50]. Uno de los principales parámetros que se estudian dentro de los diferentes trabajos de autoencendido que se encuentra

en la bibliografía es el tiempo de retraso [51]. Este tiempo es el que transcurre entre el inicio de la inyección y el de inicio del proceso de combustión.

En esta parte del trabajo se han incluido de forma general condiciones de baja carga y alto grado de premezcla, donde se espera que las fases de retraso al autoencendido en la combustión adquieran gran importancia. En este sentido, el tiempo de retraso es un parámetro fundamental relacionado directamente con la evolución de la fase de combustión premezclada ya que el instante donde se produce la ignición del combustible no sólo determina la posición de la liberación de calor en relación al inicio de inyección, sino que también determina en gran medida la cantidad de combustible que se encuentra entre los límites de autoencendido en el momento en el que este produce, cuanto ha sido posible mezclar y bajo que dosados. Es de vital importancia pues conocer cuál es este tiempo en cualquier proceso de combustión, sobre todo en aquellos procesos donde el inicio se encuentra desvinculado de la inyección, y donde el inicio está controlado únicamente por las condiciones termodinámicas en cámara de combustión, (no por un agente externo ni por el proceso de inyección) ya que determinarán las prestaciones y emisiones asociadas a dicho proceso de combustión.

En los estudios que ahora se presentan se evalúan los procesos de autoencendido desde diferentes perspectivas. En primer lugar procesos de autoencendido de mezclas completamente homogéneas desde un punto de vista teórico y mediante el uso de técnicas computacionales para la evaluación de los procesos cinético-químicos. Por otro lado proceso de combustiones parcialmente premezcladas, en este caso desde mediante un trabajo mucho más experimental, combinado con modelado 1D, y que mostrará los primeros resultados de procesos de combustión Diesel y gasolina parcialmente premezclados en motor de encendido por compresión.

Con este trabajo se pretenden obtener diversos resultados que amplíen los obtenidos hasta ahora con respecto al autoencendido, tales se describen a continuación:

- Evaluar la influencia de las diferencias químicas entre el Diesel y la gasolina en el proceso de autoencendido. (cinética química).
- Observar experimentalmente las diferencias en el proceso de autoencendido entre el Diesel y la gasolina.
- Visualizar el proceso de autoencendido y las características principales de las combustiones parcialmente premezcladas para dar una descripción temporal de este.

- Obtener una visión global del uso de la gasolina en motores de encendido por compresión en modos de combustión parcialmente premezclados.

La metodología seguida en esta subsección para la consecución de los objetivos se divide en 3 partes: una primera teórica, en la cual mediante la ayuda del código CHEMKIN se estudia el efecto de la cinética química en los procesos de autoencendido y en concreto la influencia de estos en los tiempos de retraso. Una segunda experimental donde se estudiarán estos tiempos de retraso en motor, donde además se realizará una descripción conceptual y visualización del proceso. En tercer lugar se evaluarán las principales diferencias en los procesos de combustión parcialmente premezclados con el uso de Diesel y gasolina.

Por último se presentarán las conclusiones obtenidas de los anteriores apartados interrelacionándolos con los posteriores capítulos de la tesis y las principales ventajas e inconvenientes de los modos de combustión parcialmente premezclados.

4.6.2 Estudio teórico del proceso de autoencendido

La cinética química ha sido ampliamente reconocida como una herramienta teórica fundamental en el análisis de los procesos químicos que intervienen en el proceso de autoencendido [52][53]. El estudio y la aplicación de la cinética química en el estudio del autoencendido ha servido tanto para proporcionar una herramienta fundamental en los estudios de simulación como para predecir muchas de las características o pasos intermedios, procesos químicos, que intervienen en el proceso de autoencendido. La oxidación de los combustibles, hidrocarburos, aplicados en motores de combustión interna es un proceso químico complejo que implica un gran número de reacciones en cadena y especies y de una serie de etapas intermedias y simultáneas difíciles de describir si no es con la ayuda de códigos específicos [54][55] como es el CHEMKIN utilizado en la presente tesis y descrito en el capítulo 3. El reciente e ingente interés de la comunidad científica ha hecho proliferar modelos de cinética química para la simulación del proceso de autoencendido en los motores de combustión interna y está conduciendo al desarrollo y la aplicación de modelos cinético-químicos en estudios como los autoencendidos de mezclas homogéneas, combustiones HCCI. Este tipo de combustiones se pueden modelar con estos códigos mediante reactores homogéneos o reactores multizona.

En el presente estudio, los combustibles utilizados en el código han sido el isoctano (C_8H_{18}) como combustible de sustitución de la gasolina y el n-heptano ($n-C_7H_{16}$) como combustible de sustitución del Diesel, ambos con características

químicas similares de los combustibles reales. En este caso el mecanismo utilizado en el programa de cálculo cinético es el de Jerzembek [56], que cuenta con 203 especies y 1071 reacciones. En primer lugar se presenta una validación del mecanismo de Jerzembek mediante la comprobación de tiempos de retraso del código y de datos experimentales en función de la temperatura para el isoctano y el n-heptano con dosado estequiométrico y con una fracción molar de O_2 $XO_2=21\%$.

La Figura 4.28 muestra tiempos de retraso de ignición del n-heptano y del isoctano obtenidos utilizando el mecanismo de Jerzembek [56] y comparándolos con los datos experimental de Cieski et al [55]. La representación muestra en escala logarítmica el tiempo de retraso frente a la temperatura. En este caso se han realizado simulaciones en reactores homogéneos con las condiciones anteriormente citadas para tres presiones diferentes en el caso del n-heptano y dos en el caso del isoctano. El acuerdo general entre los resultados experimentales y teóricos es muy alto sobretodo en la parte de alta temperatura, pero como se puede observar incluso en las zonas conocidas como de *Negative Temperature Coefficient* donde se observan unas diferencias aceptables entre los resultados experimentales y los resultados de CHEMKIN.

Una vez comprobada la validez del modelo en lo que refiere a la obtención de tiempos de retraso, en la presente tesis se ha realizado un estudio de estos tiempos en diferentes condiciones de presión, temperatura y dosados para evaluar los efectos de estos y sobre todo para evaluar y cuantificar diferencias en este proceso debidas al combustible.

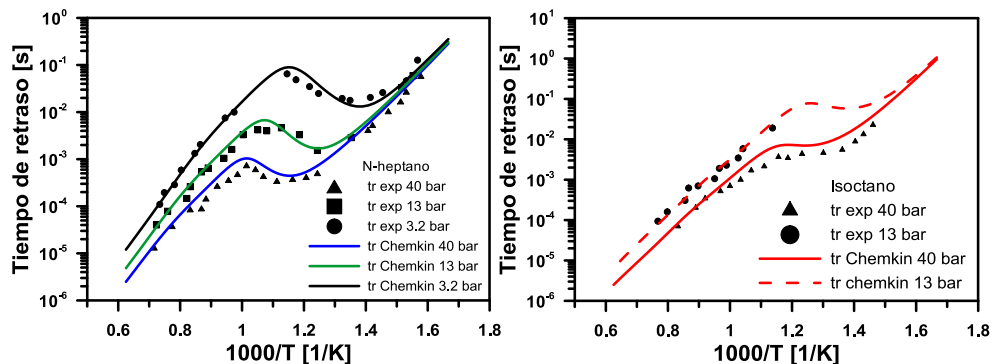


Figura 4.28: Tiempos de retraso experimentales y teóricos obtenidos con el mecanismo de Jerzembek para el N-heptano e isoctano mediante CHEMKIN y valores experimentales adaptados del trabajo de Cieski [55].

En la Tabla 4.10 se presentan el conjunto de condiciones para los diferentes reactores homogéneos simulados con el citado código para la obtención de los mapas de tiempos de retraso.

Combustible [-]	Fr [-]	Temperaturas [K]	XO₂ [%]	Presión [bar]
N-heptano	0.2-2.8	600-1200	21-10	50-100
Isoctano	0.2-2.8	600-1200	21-10	50-100

Tabla 4.10: Características de las simulaciones realizadas mediante el código CHEMKIN para la evaluación del tiempo de retraso.

Las condiciones que han sido propuestas para el estudio del autoencendido mediante el código CHEMKIN que muestra la Tabla 4.10 han sido definidas como representativas de procesos de combustión en motores de encendido por compresión. Según Payri y Desantes [57]. Las condiciones características asociadas a proceso de combustión en motores de encendido por compresión en lo que respecta a temperaturas en cámara se encuentran definidas entre los 800 y 1000 K valores que están incluidos en el rango de estudio al igual que las presiones en cámara de combustión que para los mismos autores se encuentran entre 50 y 90 bar que también se incluye en el estudio. En lo referente a los dosados que se incluye en el estudio, estos van desde condiciones muy pobres de $\Phi=0.2$ hasta dosados ricos de $\Phi=2.8$, este rango de dosados es utilizado por diferentes autores [53][56], como representativos de dosados en motor en combustiones parcialmente premezcladas y en los correspondientes estudios de cinética química [56]. Cada uno de los estudios se ha definido con un combustible, n-heptano o isoctano, una concentración de oxígeno y una presión para cada reactor. Las temperaturas y los dosados utilizados para cada uno de los reactores han sido realizados en pasos de $\Delta\Phi=0.1$ en lo que respecta al dosado y de $\Delta T=25$ K en lo que respecta a la temperatura, lo que aporta unos mapas de resultados que incluyen de 700 puntos (resolución de 700 reactores homogéneos por estudio).

En la Figura 4.29 se presentan los resultados obtenidos mediante el código CHEMKIN para la evaluación de los tiempos de retraso. En dicha figura se muestran resultados para distintas fracciones molares de O₂, de 21% y 10%, y diferentes presiones, 50 bar y 100 bar, además de las variables temperatura y dosado que han sido barridas. Además de las condiciones de cálculo de los reactores homogéneos comentadas anteriormente, uno de los principales criterios utilizados en el estudio es el criterio de autoencendido. En este caso se adopta el criterio de $\Delta T=400$ K que está ampliamente reconocido por la comunidad científica [56], es decir cuando el código detecta un incremento de temperatura de 400 K escoge ese instante de tiempo como

instante de inicio de la combustión, con lo que desde el inicio del proceso de cálculo indicará el tiempo de retraso.

Los resultados se presentan en mapas de dosado frente a temperatura, incluyendo en los mismos isolíneas de tiempo de retraso. En todos los mapas incluidos en la Figura 4.29 se ha tomado el valor 10 milisegundos como el límite máximo de tiempo para que se produzca el autoencendido dentro del reactor homogéneo. Se observa en todos los casos una reducción de los tiempos de retraso con el incremento de temperatura, existiendo zonas donde para un mismo dosado, con este incremento de temperatura el tiempo de retraso aumenta y desciende debido a la disociación y las zonas NTC. En el mapa A para el n-heptano, trazando una línea en 1000 K se pueden observar isolíneas de tiempo de retraso que presenta dicho efecto. Este hecho no se produce con el isoctano donde no se aprecia la existencia de esas zonas debida a la propia macroestructura de la molécula de isoctano y los mecanismos internos de las reacciones y especies no producen este tipo de reacciones endotérmicas que retrasan el autoencendido incluso cuando aumenta la temperatura como pasa con el n-heptano.

El resultado principal que se extrae del siguiente estudio, y primordial para esta investigación, es la diferencia en tiempo de retraso entre el n-heptano (Diesel) y el isoctano (gasolina), en todos los casos estudiados tanto la línea de tiempo de retraso de 10 ms como para las demás, son mayores los tiempos de retraso derivados del uso del isoctano. Independientemente del dosado, el isoctano no autoenciende por debajo de los 760 K y el n-heptano por debajo de los 680K. Como era de esperar, la cinética química si tiene una gran influencia en el autoencendido y por consiguiente en el tiempo de retraso según sea el combustible utilizado.

Además de este resultado se ha evaluado la influencia de la concentración de oxígeno y de la presión sobre el tiempo de retraso. En primer lugar se evalúa el efecto de la concentración de oxígeno O_2 . Si se observa el grupo de mapas (A) frente al (B) donde se ha reducido la concentración de O_2 (21% a 10%) se ve el gran efecto que tiene sobre el tiempo de retraso en el caso del isoctano, desplazando la línea de 10 ms por encima de los 880K, es decir que para las mismas condiciones se necesita ahora una temperatura mínima 200 K mayor. Como es conocido, un descenso en la fracción molar de oxígeno, como puede suceder en motor debido por ejemplo a un aumento del EGR, provocará un aumento del tiempo retraso. Si se realiza la comparación en este grupo (B) entre isoctano y n-heptano se observa como aún más acuciantemente el tiempo de retraso del isoctano es mayor al del n-heptano.

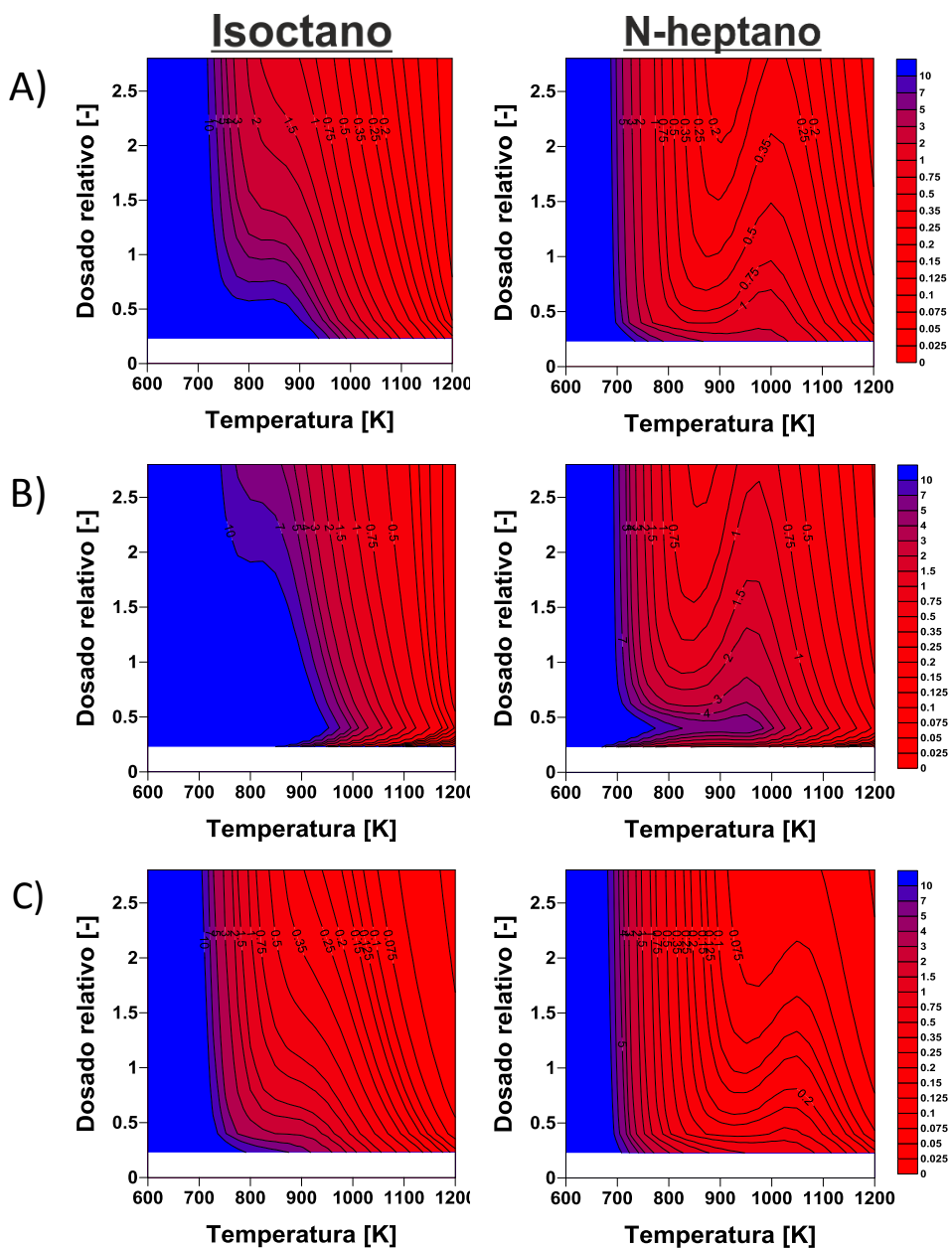


Figura 4.29: Mapas de tiempo de retraso en función del dosado relativo y la temperatura (tiempo retraso en ms). De arriba abajo los grupos son: $XO_2=21\%$ y 50 bar (A), $XO_2=10\%$ y 50 bar (B) y $XO_2=21\%$ y 100 bar (C).

En segundo lugar se compara el grupo (A) frente al grupo (C), en este caso se varía entre 50 bar y 100 bar, donde puede ser observado el efecto de la presión. Al contrario que con la concentración de O_2 el aumento de la presión reduce ligeramente los tiempos de retraso en ambos combustibles, claramente se puede apreciar que el efecto de esta variable sobre el proceso de autoencendido es mucho menor que el efecto que tiene la concentración de oxígeno. De todos modos, es de remarcar las ligeras diferencias que se encuentran debidas a la presión en el caso del isoctano con bajos dosado y bajas temperaturas, específicamente en la zona de 800-900 K y $\Phi=0.2-0.7$, donde si se observa una reducción del tiempo de retraso más notable.

4.6.3 Evolución espacio-temporal del proceso de autoencendido en combustiones parcialmente premezcladas

Una vez evaluada la importancia de la cinética química dentro del proceso de autoencendido de manera teórica y con la ayuda del modelado químico anteriormente comentado, en la siguiente sección se evaluará este proceso pero desde un punto de vista puramente experimental. Para ello se realizan ensayos en el motor monocilíndrico transparente inyectando Diesel y gasolina con el fin de evaluar el autoencendido, los tiempos de retraso y el proceso de combustión en condiciones reales parcialmente premezcladas.

En un caso se evaluarán los procesos de combustión en isocondiciones termodinámicas y en otro caso para condiciones de misma presión media indicada. Estos ensayos darán pie por un lado a volver a evaluar el proceso de mezcla estudiado anteriormente mediante el modelo DICOM donde ahora el tiempo de cálculo se verá modificado por el tiempo de retraso real obtenido en motor, con lo que se verán afectadas las distribuciones de masas bajo dosado, y por otro lado a evaluar y estudiar las diferencias en la combustión parcialmente premezclada según el tipo de combustible. Por último y dentro de esta misma subsección se evaluará el potencial de las combustiones parcialmente premezcladas con el uso de la gasolina y algunos de los problemas intrínsecos de las mismas.

En primer lugar se van a presentar resultados de autoencendido de mezclas parcialmente premezcladas obtenidos en motor transparente. De forma conjunta se muestran tanto resultados del procesado de la señal de presión como de las imágenes obtenidas de dicho proceso. El montaje utilizado para esta parte del estudio es el descrito en el capítulo 3 sección 3.4.2 La configuración motor es la versión transparente descrita en el mismo capítulo, en el proceso se utiliza el modo de ensayos de *skipe fire mode* donde se inyecta 1 de cada 30 ciclos para poder mantener isocondiciones termodinámicas en cámara y para mantener las ventanas de acceso

óptico limpias el mayor tiempo posible. La matriz de ensayos realizada se muestra en la Tabla 4.11, en esta se pueden observar las principales características de tales ensayos.

Combustible [-]	SoI [CAD]	Masa inyectada [mg/cc]	XO₂ admisión [%]
Gasolina	-24	21	18%
Diesel	-24	21	18-11%

Tabla 4.11: Matriz ensayos del estudio de autoencendido en combustiones parcialmente premezcladas más visualización para el Diesel y la gasolina.

Para la realización de estos, se presentan en la Tabla 4.12 las características bajo las cuales se ha ensayado en el motor monocilíndrico transparente de investigación.

Características	
Temperatura admisión [C°]	45
Presión de admisión[bar]	1.6
Presión de escape [bar]	1.8
Relación de compresión [-]	14.8
Tobera inyección [μm]	97
Presión de inyección [bar]	900
Régimen de giro [rpm]	750

Tabla 4.12: Características de funcionamiento del motor transparente para la realización de los ensayos de autoencendido.

En lo que respecta a las imágenes obtenidas en esta parte del estudio, en este caso se dispondrá de resultados de luminosidad natural y del radical OH. Las características utilizadas en el estudio se presentan en la Tabla 4.13 y corresponden a las diferentes configuraciones utilizadas en las cámaras rápidas y filtros utilizados.

Estudio [-]	Tiempo exposición [μs]	Resolución [píxeles]	N° imágenes [fps]	Relación [pixel/mm]	Filtro [nm]
Natural	20	512X512	12000	8.12	-
OH*	50	512X512	6000	6.72	310±10

Tabla 4.13: Características del sistema de adquisición de imágenes.

En la Figura 4.30 y Figura 4.31 muestran la comparación del proceso de combustión parcialmente premezcladas para el Diesel y la gasolina en isocondiciones termodinámicas y en un proceso de misma presión media indicada.

En ambas figuras se representan las siguientes señales: (de arriba abajo y de izquierda a derecha) En la **sub-figura (A)** la señal de tasa de inyección, las intensidad acumulada de la luz obtenida de la luminosidad natural, la señal de temperatura sin quemar, las señales de RoHR y por ultimo las curvas de presión en cámara de ambas figuras. En la parte derecha se presentan curvas de distribuciones de masas bajo dosado calculadas para los tiempos de retraso obtenidos de dichos procesos de combustión, **sub-figura (B)**. En la parte inferior han sido incluidas imágenes representativas del proceso de combustión. En este caso se representan imágenes de luminosidad natural **sub-figura (C)** y del radical OH **sub-figura (D)** para ambos combustibles, ambos tipos de imágenes cuentan con su escala de intensidad lumínica correspondiente. En las propias imágenes se incluye el instante temporal en ángulo de giro del cigüeñal del cual proceden.

En primer lugar en la Figura 4.30 se muestran los resultados del proceso de combustión PPC para ambos combustibles y en isocondiciones termodinámicas. En lo referente a los resultados derivados de la señal de presión instantánea, se observa que tanto en el caso de la presión como en el caso de la temperatura, en su evolución en la cámara de combustión es exactamente igual hasta el instante de inicio de la combustión. Desde el cierre de válvulas las condiciones termodinámicas evolucionan de igual forma en todos los ensayos realizados, así que las condiciones que el combustible encuentra dentro de la cámara son iguales en todos los casos. Este hecho es sumamente importante cuando se pretende estudiar el efecto que tiene sobre el proceso de combustión únicamente las diferencias debidas al combustible, evitando que cualquier otra variable perturbe los resultados del estudio.

Una vez finalizado el proceso de inyección y encontrándose en este caso dentro de la cámara la misma fracción molar de oxígeno para ambos combustibles, el autoencendido se produce pocos microsegundos después de finalizar este en el caso del Diesel. Por el contrario la gasolina como se puede observar tal instante de inicio de la combustión sucede varios milisegundos (grados de giro de cigüeñal) después del final de la inyección. Tal resultado indica la diferencia en tiempo de retraso para isocondiciones termodinámicas debido a la propia diferencia entre las propiedades químicas del Diesel y la gasolina. Como se vio en la sección 4.6.2 de este mismo capítulo, la cinética química es la que controla mayoritariamente el autoencendido y como se ve en el resultados experimental tiene un importancia capital ya que la diferencia en tiempo de retraso entre uno y otro es de aproximadamente 5 ms para las mismas condiciones en cámara.

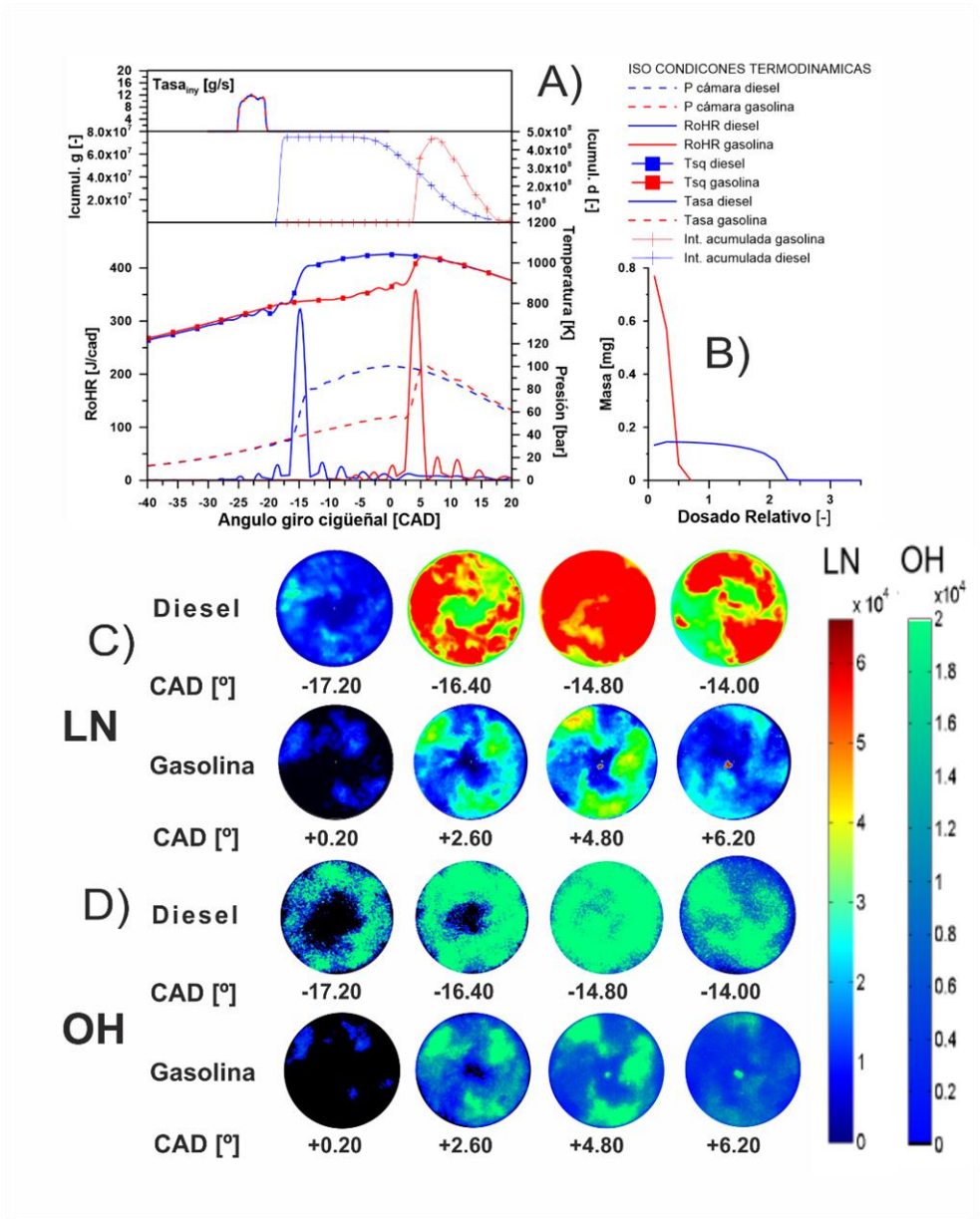


Figura 4.30: Proceso de combustión parcialmente premezclada en iso-condiciones termodinámicas. Señales derivadas de la señal de presión, distribuciones de masa bajo dosado e imágenes de luminosidad natural y del radical OH y para ambos combustibles.

En ambos casos el proceso de combustión se inicia unos instantes después del final de la inyección, pero el tiempo es muy diferente y varía debido a las diferencias químicas entre los combustibles.

En la Tabla 4.14 se presentan los resultados de los tiempos característicos, inyección y tiempo de retraso experimentales para ambos combustibles. Debido a la diferencia en tiempo de retraso entre ambos, el proceso de mezcla que tiene lugar en un caso y en otro es claramente diferente. Si se realiza un estudio de la distribución de masas bajo dosado donde ahora el tiempo final de cálculo está determinado por el tiempo entre el inicio de la inyección y el de la combustión experimentales, el resultado, como se observa en la gráfica de la Figura 4.30 B), es diferente al obtenido anteriormente cuando únicamente se tenía en cuenta las diferencias físicas entre ambos combustibles. En este caso, para el combustible Diesel el proceso extra de mezcla una vez finalizada la inyección es sumamente corto, y por lo tanto las distribuciones de dosado que se encuentran en la cámara de combustión se encuentran en un alto porcentaje distribuidas bajo dosado ricos. No ocurre lo mismo en el caso de la gasolina, donde debido al tiempo extra que se obtiene con el uso de este combustible, la distribución de masa bajo dosado se encuentra bajo dosados mucho más pobres, en este caso por debajo de 0.6 de dosado relativo, resultado que concuerda con lo mostrado por Benajes et al [59].

Características	
Duración inyección [ms]	1.04
Tiempo retraso Diesel [ms]	1.37
Tiempo retraso gasolina [ms]	5.8

Tabla 4.14: Duración del proceso de inyección, tiempo de retraso del Diesel y la gasolina para los casos de estudio en isocondiciones termodinámicas.

Una vez iniciada la combustión, parece interesante comparar el proceso de en función del tiempo para ambos combustibles. En este caso combinando diferentes resultados, la tasa de liberación de calor (RoHR) derivada de la señal de presión y obtenida mediante el código de diagnóstico de la combustión CALMEC y por otro lado las imágenes de luminosidad natural, radical OH y la intensidad acumulada de la primera de estas. Ambos procesos de combustión son procesos de corta duración y de liberación de calor rápida como lo son las combustiones HCCI y PPCI ampliamente detalladas en el capítulo 2. Por otro lado se puede observar como existe una diferencia en el centrado de la combustión, en este caso determinado por el

CA50¹⁶, de aproximadamente 20 grados de giro de cigüeñal, donde en el caso de la gasolina este se encuentra aproximadamente en 5 CAD después del punto muerto superior.

También se ha observado como de forma general, debido a la corta de duración y a la rápida liberación de calor en los procesos parcialmente premezclados el CA50 se encuentra cercano al instante de inicio de la combustión, con lo que el tiempo de retraso es determinante en el aspecto del centrado de la combustión.

La liberación de calor máxima es un superior para la gasolina debido en por un lado al mayor poder calorífico de esta y por otro a al centrado de la combustión en el ciclo motor. En ambos casos la duración de la combustión, definida en este estudio como CA90-CA10, es prácticamente la misma encontrándose alrededor de los 7.5 grados, así como también los son las señales de presión en cámara y temperaturas sin quemar máxima alcanzadas. La diferencia en presión media indicada en estos casos es de aproximadamente 1.7 bar, mayor en este caso para el proceso de combustión PPC con gasolina. Si se observa la señal de intensidad acumulada, en ambos casos el crecimiento se produce de forma muy rápida, al igual que el crecimiento de la tasa de liberación de calor. En estos caso se puede observar como los valores una vez llegado al máximo (en el caso del Diesel simula una zona estable por estar radiando luz en el máximo del rango dinámica de la cámara) de intensidad son sensiblemente menores en el caso de la gasolina, este hecho es debido principalmente a la menor luz irradiada por la combustión de la gasolina. En este proceso la homogeneidad de la mezcla es mucho mayor que en el caso del Diesel debido al tiempo extra de mezcla que permite obtener zonas con dosados locales más pobres.

Dichos resultados de intensidad lumínica se pueden corroborar con los mostrados en la secuencia de imágenes del proceso. En la parte inferior de la Figura 4.30C) se presentan cuatro imágenes de distintos instante temporales del proceso de combustión. Si se compara las imágenes obtenidas en el rango de la luminosidad natural en cualquiera de los instantes representados, la intensidad de luz es mayor en el caso del Diesel. Tanto en el instante inicial como en los siguientes, la luz emitida por dicha combustión es mayor y es debido a los dosado ricos o ligeramente ricos que se encuentran en la cámara una vez iniciado el proceso de combustión. Estos en

¹⁶ El CA50 se define como el ángulo de giro de cigüeñal en el cual se alcanza el 50% de la liberación de calor. En este todo el estudio se presenta el CA50 referenciado desde el punto muerto superior. CA10 o CA90 se definen del mismo modo para el 10 y el 90% de la liberación del calor respectivamente.

el caso del Diesel en el instante del SoC se encuentran como máximo bajo dosados 2.5 como se puede observar en la Figura 4.30 B). Este hecho junto con la alta temperatura de la combustión, debido a los mayores dosados locales, proporciona una combustión con un mayor contenido en hollín y por lo tanto de alta luminosidad. En la imagen de máxima RoHR establecida en -14.8 CAD antes del PMS para el Diesel se puede observar que prácticamente toda la cámara de combustión se encuentra con un máximo de luminosidad, en cambio en el instante de máxima RoHR para la gasolina se observa como la combustión es más estratificada en diferentes zonas y no se observa una combustión tan generalizada y de tan alta luminosidad. Esto es debido a que en el caso de la gasolina los dosado en la cámara de combustión son más pobres como se ha demostrado en la Figura 4.30 B).

En las imágenes obtenidas del radical OH, mediante el filtro interferencial en la longitud de onda de corte de 310 nm, se observan claras diferencias entre ambos procesos. Como se explicó en la sección 3.4.2.2 del capítulo 3 este radical aparece en procesos de combustión en condiciones cerca del estequiométrico o ligeramente ricos y de elevada temperatura. En el instante inicial -17.2 CAD y +0.2 CAD respectivamente, ya se observa como el radical OH aparece con una mayor intensidad en el caso del Diesel que en el de la gasolina donde únicamente se puede observar en ciertas zonas iluminadas en la cámara de combustión. Además, en ese caso, prácticamente en toda la periferia de la cámara de combustión se puede observar la misma intensidad de luz, cuando en el caso de la gasolina únicamente unas pequeñas zonas contienen reacciones que emiten luz en tal longitud de onda. El progreso en el caso de la combustión del Diesel incrementa en intensidad hasta llegar a un máximo al igual que en el caso de luminosidad natural, indicativo de una combustión de alta temperatura. Solo ciertas zonas en el caso de la gasolina llegan a niveles altos de luminosidad aunque inferiores en todo caso a lo obtenido por el Diesel. Una vez completado el proceso de combustión premezclada en isocondiciones termodinámicas se pasa a continuación a detallar un segundo proceso de combustión parcialmente premezclado para el Diesel con una fracción molar de oxígeno mucho menor, en este caso del 11%, en la cámara de combustión promoviendo obtener un proceso de combustión comparable en presión media indicada al del caso de la gasolina de referencia.

En la Figura 4.31 se presentan los resultados del estudio experimental citado de misma presión media indicada. Como en el caso anterior, hasta el inicio de la combustión tanto la señal de presión y temperatura sin quemar transcurren de manera conjunta, indicando una vez más que las condiciones en cámara para el proceso de mezcla son exactamente las mismas. Debido a la menor fracción molar de oxígeno, el tiempo de retraso aumenta hasta el autoencendido del Diesel y esto provoca una redistribución en las de masa bajo dosado.

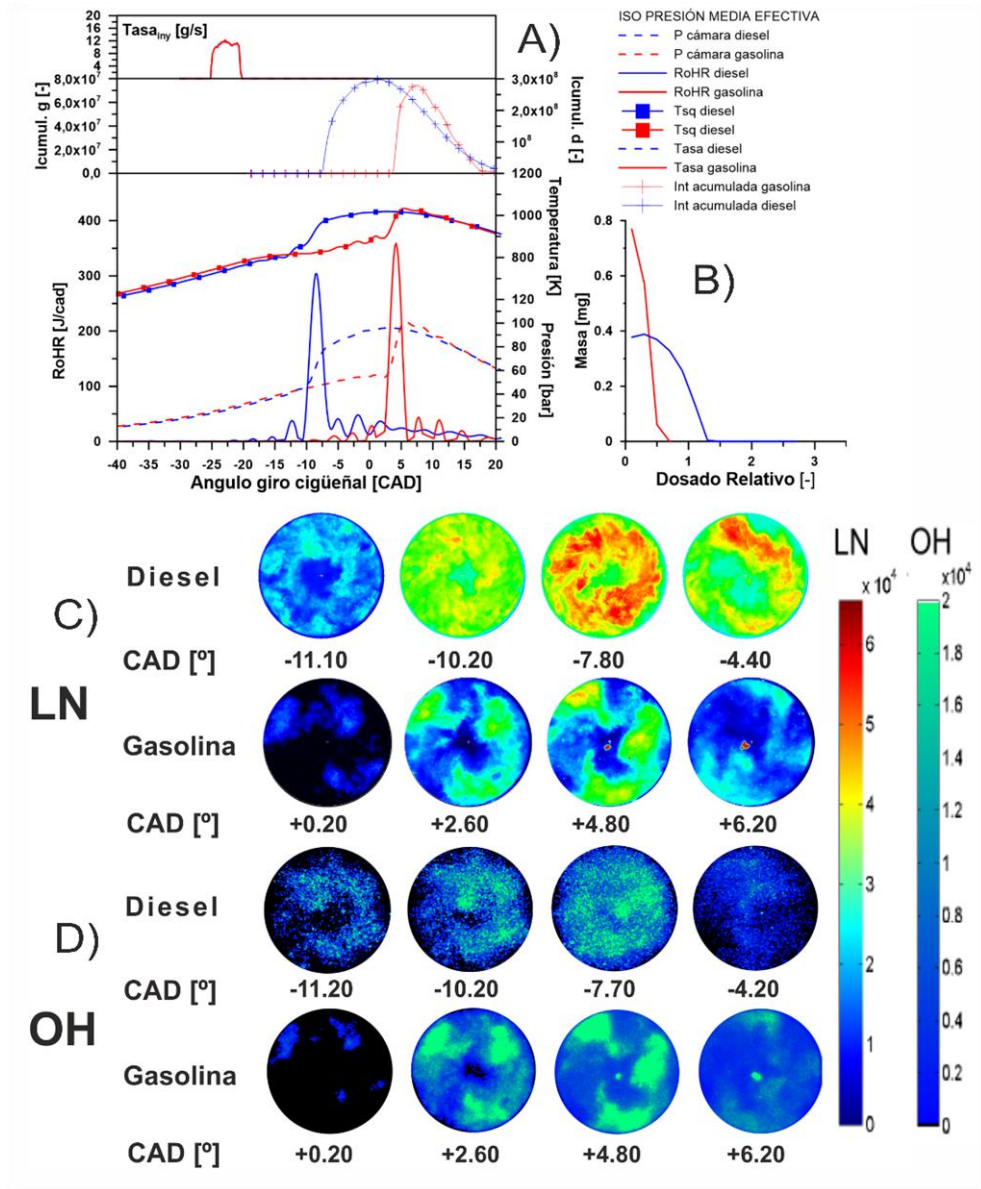


Figura 4.31: Proceso de combustión parcialmente premezclada con **la misma PMI**. Señales derivadas de la señal de presión, distribuciones de masa bajo dosado e imágenes de luminosidad natural y del radical OH para ambos combustibles.

En este caso, el proceso extra de mezcla después del final de la inyección, se alarga dando como resultado una distribución más homogénea y de dosados más pobres en la cámara de combustión como se puede observar Figura 4.31 B), donde ahora el dosado máximo que se aprecia en el estudio es de $\phi=1.45$ frente al $\phi=2.45$ del caso anterior.

En la Tabla 4.15 se observan los tiempos de retraso de los diferentes procesos de combustión presentado en este estudio. Se puede apreciar que, incluso bajando la fracción molar de oxígeno en la cámara de combustión sensiblemente, el tiempo de retraso de la gasolina sigue siendo mayor al del Diesel.

Una vez iniciado el proceso de combustión los cambios en la reactividad perturban a dicho proceso. Por un lado la RoHR se desplaza hacia zonas más cercanas al punto muerto superior. El tiempo hasta que se produce el autoencendido se incrementa y por tanto para un mismo instante de inicio de inyección resulta un posicionamiento de la combustión más cercano al PMS. El valor máximo sigue siendo menor al de la gasolina. Sigue habiéndose inyectado la misma masa de combustible pero de un poder calorífico inferior, y la duración de la combustión se incrementa ligeramente como se aprecia Figura 4.31 A). La luz integrada disminuye debido a que en este caso tanto los dosado como las temperaturas se han reducido en la cámara debido a la menor concentración de oxígeno.

Características	
Duración inyección [ms]	1.04
Tiempo retraso Diesel [ms]	2.9
Tiempo retraso gasolina [ms]	5.8

Tabla 4.15: Duración del proceso de inyección, tiempo de retraso del Diesel y la gasolina para los casos de estudio con misma PMI.

Considerando ahora los resultados obtenidos de las imágenes, en el caso de la luminosidad natural si se compara estos con los resultados del caso anterior, el descenso en zonas de alta intensidad luminosa en la cámara de combustión ha disminuido sensiblemente para el caso del Diesel. Incluso en el instante de máxima RoHR (-7.8 CAD) la intensidad en la cámara es sensiblemente inferior a lo encontrado en el anterior estudio. Lo mismo sucede con las imágenes del radical OH Figura 4.31 D), donde si se compara con los resultados anteriores las zonas de alta reactividad han disminuido. Este hecho es debido al descenso en la reactividad que ha permitido tener, un tiempo extra de mezcla proporcionando dosados más pobres y una menor temperatura en el proceso de combustión.

Si se compara entre los combustibles en la Figura 4.31, los resultados de la luz natural siguen siendo mayores en el caso del Diesel incluso con una fracción molar de O_2 más baja, 11% en este caso, que con el caso de gasolina. Incluso bajo dosados más pobres como los generados por una menor reactividad y una mayor homogenización las imágenes obtenidas del proceso PPC Diesel siguen teniendo una clara zona central donde la intensidad es mayor.

En lo que respecta al radical OH los resultados son más similares entre ambos combustibles cuando se tiene la misma presión media indicada. El descenso de temperatura y la distribución de la masa inyectada bajo dosado más pobres implica una menor diferencia entre la intensidad del radical OH entre los dos combustibles, esto se refleja en la intensidad recogida sensiblemente menor.

Así pues, de los casos presentados y comparando el proceso de combustión entre ambos combustibles en condiciones premezcladas se puede observar como las diferencias químicas entre el Diesel y la gasolina son las que controlan el autoencendido y el proceso de combustión. Tales diferencias afectan a los tiempos de retraso e implican diferentes tiempos extra de mezcla entre final de inyección e inicio de la combustión, dando lugar a combustiones de mayor o menor grado de premezcla y por consiguiente combustiones que se producen bajo dosados más o menos ricos. Este último efecto se puede observar claramente en las imágenes obtenidas y en los niveles de intensidad lumínica acumulada. Además, el instante donde se libera el calor “*phasing*” dentro del ciclo de motor también viene definido por este tiempo de retraso, y en este caso los procesos suceden en tiempos muy diferentes, y como es sabido, es fundamental para una buena eficiencia tener la liberación de calor en posiciones angulares cercanas al PMS, ligeramente en la carrera de expansión. Finalmente la duración de la combustión es en ambos casos prácticamente la misma, característico de procesos de combustión parcialmente premezclados.

4.6.3.1 Problemática del uso de la gasolina en modos de combustión PPC

Como se puso de manifiesto en el capítulo 2, una de las problemáticas no resueltas aun por la comunidad científica con el uso de combustibles de bajo índice de cetano en modos de combustión parcialmente premezclados es el del control ciclo a ciclo, dispersión cíclica y el del sincronizado la liberación de la liberación calor con el ángulo de giro de cigüeñal para obtener una mejor eficiencia de la combustión en los diferentes grados de carga del motor.

Uno de los parámetros utilizados normalmente para la evaluación de la dispersión cíclica dentro de un modo de combustión es el coeficiente de variación de

la presión media indicada $CoVPMI^{17}$. Este valor que se obtiene como el ratio entre el valor promedio y la desviación estándar de la PMI en valor porcentual es un indicador de la dispersión o variación de los diferentes proceso de combustión. En la Figura 4.32 se representan los coeficientes de variación de la PMI en función de la propia presión media indicada obtenida de dicho proceso de combustión, para el Diesel y la gasolina, representando un promedio de cinco repeticiones de ensayo por punto y cien ciclos grabados por punto.

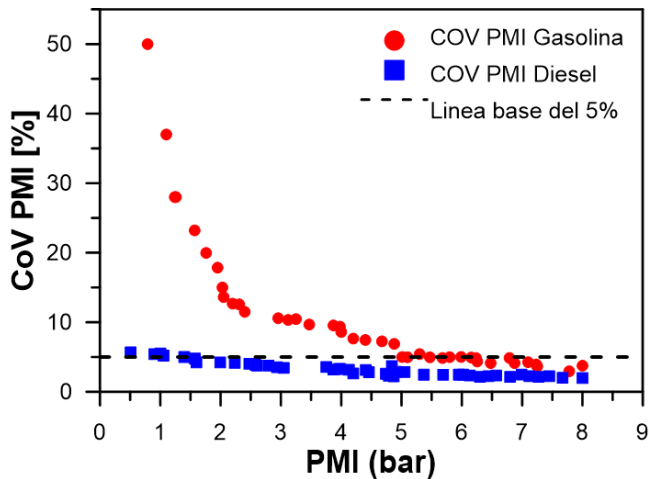


Figura 4.32: Valores experimentales de coeficiente de variación de la PMI para Diesel y gasolina en condiciones de combustión parcialmente premezcladas.

Todos los casos representados en la figura son extraídos de procesos de combustión parcialmente premezclados pero bajo distintas condiciones de operación, en ningún caso combustiones han sido incluido resultados con procesos de combustión por difusión. Estos estudios han sido propuestos con el único fin de promover la comparativa de entre el Diesel y la gasolina, no se han tenido en cuenta los resultados de las posibles emisiones de la configuración PPC Diesel en todo el rango ni las ingentes cantidades de EGR necesarias para obtener los diferentes puntos. En general se han encontrado las mismas problemáticas que han sido expuestas en el capítulo de revisión bibliográfica.

¹⁷ $CoVPMI$: Coeficiente de variación de la presión media indicada. Este parámetro es comúnmente utilizado para la evaluación de la dispersión cíclica en motores de combustión interna alternativos.

Así pues, en la gráfica se marca con línea discontinua la línea base del 5% de coeficiente de variación de la de la presión media indicada como referencia de estabilidad de la combustión, dicho valor es utilizado por otros autores [44][57][58]. Es interesante observar como en el caso de la gasolina por debajo de 6 bar de PMI el valor de coeficiente de variación es muy superior al límite propuesto y por el contrario el Diesel se mantiene por debajo de tal límite en la práctica totalidad del rango.

Dicho resultado viene determinado por la dificultad al autoencendido de la gasolina (alto índice de octano) en determinadas condiciones de presión y temperatura en cámara. En las de baja carga, como ya se observó en los resultados del capítulo 2 sección 2.5 y 2.6 ya se observó esta problemática en la literatura en los trabajos de Johansson. Así pues, en estas condiciones el tiempo de retraso se extiende tanto que para un cierto punto las condiciones locales de mezcla se pueden encontrar tan pobres que se encuentren fuera de límites de autoencendido para cualquiera de las condiciones termodinámicas de temperatura y presión, que se encuentran dentro de la cámara de combustión [59]. Como dichos procesos están controlados por las condiciones termodinámicas en la cámara de combustión y por la cinética química asociada al combustible, el control del inicio y de la liberación de calor dentro del ciclo de motor es un problema no es fácil de resolver. Para el caso del Diesel, esta baja dispersión únicamente indica que ciclo a ciclo la repetividad en la presión media indicada es mayor, y esto es debido a que las temperaturas existentes en la cámara y la reactividad promueven siempre el proceso de autoencendido (menor índice de octano), pero siguen sin tenerse el control del instante y de la liberación de calor como ya se comentó anteriormente.

4.7 Conclusiones

A lo largo del presente capítulo se ha desarrollado un estudio completo de los diferentes subprocesos que intervienen en el completo desarrollo del proceso combustión. En cada uno de ellos, se ha realizado una comparación de los resultados debido a las diferencias entre los combustibles Diesel y gasolina. Mediante una metodología de trabajo que, a pesar de tener un enfoque sencillo en todas sus fases, es capaz de aislar las variaciones introducidas con el uso de ambos combustibles en cada sección y con ello obtener resultados por un lado de variables estudiadas y por otro del efecto de los combustibles sobre estos.

Se ha podido desarrollar un análisis de las características asociadas al uso de la gasolina en procesos de combustión premezclados en comparación con el Diesel.

Desde la caracterización de los combustibles hasta el proceso de autoencendido en combustiones parcialmente premezcladas pasando por los efectos del uso de estos combustibles en el proceso de inyección y el de mezcla han sido analizados en esta parte del trabajo.

Así pues en este capítulo y mediante el uso de la citada metodología se han revelado los siguientes fenómenos destacables:

- En primer lugar se ha analizado los resultados derivados del uso de la gasolina en sistemas de inyección *common rail* de alta presión. De los diferentes estudios realizados ya sea en el estudio de la evolución temporal de la tasa de inyección como el de las diversas variables frente a valores de tasa promedios de la zona estabilizada, se ha observado como la tasa de inyección en isocondiciones (presión de inyección contrapresión y tiempo de energización) es menor en el caso de la gasolina, y que tal diferencia se escala con la raíz del ratio de densidades. Con respecto al efecto del combustible sobre el flujo de cantidad de movimiento, se observa como los resultados para el Diesel y la gasolina son prácticamente iguales, el coeficiente de momento es similar en ambos casos y se observa como los coeficientes de velocidad y área se compensan de manera que el efecto del combustible sobre el fCDM es despreciable en todo el rango utilizado.
- En segundo lugar se ha analizado el proceso de mezcla aire-combustible de manera experimental y teórica, además de en diferentes condiciones para ambos combustibles. Se ha estudiado la macroestructura del chorro en condiciones no evaporativas, el proceso de mezcla en condiciones evaporativas, de este último proceso por un lado se estudió que sucede durante el proceso de inyección mediante tasas cuasiestacionarias y por otro lo que ocurre al finalizar este con tasas de inyección cortas. En condiciones no evaporativas, como principales resultados se observó que entre ambos combustibles las diferencias son despreciables en cuanto a penetración y ángulo de chorro, si se observan las tendencias esperables frente a cambios en la presión de inyección y contrapresión (densidad). En lo referente al proceso de mezcla se realiza un desarrollo teórico donde se observa que el diámetro equivalente es menor en el caso de la gasolina, hecho que implica un mejor proceso de mezcla. Tales diferencias se pueden escalar con la tasa de inyección en estabilizado que a su vez dependía de la raíz del ratio de densidades, y así se obtuvo un valor 6% más de mezcla para el caso de la gasolina como estimador porcentual. Este resultado ha sido comprobado mediante el uso del DICOM con tasas de larga duración donde se apreció la misma tendencia. Finalizado este estudio, se realizó uno en condiciones

evaporitas donde han sido presentados resultados experimentales de longitud líquida de ambos combustibles. En ellos se observa una gran diferencia entre el uso de uno y otro combustible existiendo una reducción de la longitud líquida máxima en todos los casos estudiados para la gasolina de alrededor de 2.4 veces la longitud líquida máxima del Diesel. Estos resultados se han mostrado coherentes con los obtenidos con el código 1D DICOM. Una vez finalizado el proceso de inyección el estudio del proceso de mezcla se centró en las distribuciones de masas bajo dosado. En estos casos los dosados se distribuían muy semejantes para ambos combustibles. Este hecho se relaciona con la influencia de la estabilización de la tasa que no se observa cuando estas son de corta duración. Finalmente y realizando otra vez estudios de distribuciones en condiciones evaporativas se vuelve a encontrar que incluso teniendo una gran diferencia en longitud líquida y $Y_{f, \text{evap}}$, el proceso de mezcla es muy semejante entre ambos combustibles, si al menos, como hasta esta parte del estudio, no se tiene en cuenta la influencia de la química en el proceso de mezcla.

- En tercer lugar se ha estudiado el proceso de autoencendido y proceso de combustión parcialmente premezclada para ambos combustibles. Se ha realizado un primer estudio teórico donde se ha puesto de manifiesto la importancia de la cinética química en los procesos de autoencendido. Se ha evaluado mediante un código (CHEMKIN) el efecto de diferentes variables físicas sobre el tiempo de retraso al autoencendido y observado el potencial que tiene este para la evaluación de los procesos de autoencendido donde los procesos químicos tienen un papel fundamental. Los resultados han mostrado que el isoctano tiene unos tiempos de retraso en todos los casos superior al del Diesel y que por lo tanto a isocondiciones termodinámicas proporcionará un tiempo extra de mezcla mayor al del Diesel. Así pues, el proceso de mezcla en procesos PPC no se ve afectado por el proceso mismo, como se ha visto en la sección anterior, si no por el tiempo extra entre el final de inyección e inicio de la combustión que proporciona las características del combustibles, permitiendo una mejor homogenización de la mezcla y bajo dosado más pobres.

Finalizado este primer estudio, mediante el uso combinado de técnicas ópticas y análisis del diagnóstico de la combustión se describió y realizó una comparación entre los procesos de combustión parcialmente premezcla para ambos combustibles y sus principales diferencias. El mayor tiempo de retraso, que se ha encontrado mediante el modelado cinético químico, ha sido hallado de la misma forma experimentalmente. Tanto en isocondiciones termodinámicas como en condiciones de misma presión media indicada, el

proceso de combustión con gasolina, debido al mayor tiempo de retraso, ha producido combustiones bajo dosados más pobres y en un mejor centrado de la combustión en el ciclo de motor, resultados que se pudieron observar en las tasas de liberación de calor. En lo referente a las imágenes de luz natural y del radical OH, se ha podido corroborar la menor intensidad de luz y de zona de alta reactividad en todos los casos con el uso de la gasolina, incluso en el caso de condiciones de muy baja reactividad para el Diesel.

Una vez finalizado este primer capítulo de resultados, introductorio pero de vital importancia para conocer los fundamentos del uso de la gasolina y su influencia en los diferentes procesos de combustión en motores de encendido por compresión, el planteamiento del siguiente capítulo de la presente tesis se centra en describir el nuevo modo de combustión desarrollado y analizado en este trabajo, primero desde un punto de vista de análisis y descripción de los efectos y principales características de este y en segundo lugar con una primera estimación de las prestaciones y emisiones de dicho modo de combustión.

4.8 Bibliografía

- [1] Kalghatgi, G.T., Risberg, P., Ångström, H.E. Advantages of Fuels with High Resistance to Auto-Ignition in Late-Injection, Low-Temperature, Compression Ignition Combustion. SAE Technical Paper 2006-01-3385, 2006.
- [2] Kalghatgi, G., Hildingsson, L., and Johansson, B. Low NO_x and low smoke operation of a diesel engine using gasoline-like fuels, Proceedings of the ASME Internal Combustion Engine Division 2009 Technical Conference, ICES2009-76034, 2009.
- [3] Hildingsson, L., Kalghatgi, G., Tait, N., Johansson, B. Fuel Octane Effects in the Partially Premixed Combustion Regime in Compression Ignition Engines, SAE Technical Paper 2009-01-2648, 2009.
- [4] UNE-EN 228 Combustibles para automoción. Combustibles sin plomo requisitos y metodos de ensayo.
- [5] UNE-EN 590 Combustibles para automoción. Combustibles para motor Diesel requisitos y métodos de ensayo.
- [6] ASTM D1298-99 standard test method for density, relative density (Specific Gravity), or API gravity of Crude Petroleum and Liquid Petroleum Products by Hydrometer Method.

- [7] Payri, R., Salvador, F.J., Gimeno, J., Bracho, G. The effect of temperature and pressure on thermodynamic properties of Diesel and biodiesel fuels. *Fuel*, Vol.90, pp. 1172-1180, 2011.
- [8] ASTM D445-045 Standard test method for kinematic viscosity of transparent and opaque liquids (and the calculation of dynamic viscosity).
- [9] ASTM D86 Standard test method for distillation of petroleum products at atmospheric pressure.
- [10] Vargaftik, N.B. Handbook of physical properties of liquids and gases. Pure substances and mixtures. Pag: 694-696.
- [11] García, J. M. (2006). El proceso de combustión turbulenta de chorros diesel de inyección directa. Barcelona: Editorial Reverté S.A.
- [12] Payri, R., Garcia A., Domenech, V., Durrett, R., Plazas, A.H. An experimental study of gasoline effects on injection rate, momentum flux and spray characteristics using a common rail diesel injection system. *Fuel*, vol 97, pp. 390-399, 2012.
- [13] Payri, R., Tormos, B., Gimeno, J., BrachoG., The potential of Large Eddy Simulation (LES) code for the modeling of flow in diesel injectors . *Mathematical and Computer Modelling*, Vol. 52, Issues 7-8, pp. 1151-1160, 2008.
- [14] Gimeno, J.(2011). Estudio de la inyección Diesel mediante la medida de flujo de cantidad de movimiento. Barcelons: Editorial Reverté S.A.
- [15] Payri, R., García, J.M., Salvador, F.J., Gimeno, J. Using spray momentum flux measurements to understand the influence of diesel nozzle geometry on spray characteristics. *Fuel*, Vol. 84, pp. 551–561, 2005
- [16] Correas, D. (1998). Estudio teórico experimental del chorro libre Diesel isoterma. Tesis Doctoral, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos. Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 1998.
- [17] Arregle, J. (1997). Análisis de la estructura y dinámica interna de chorros Diesel. Tesis Doctoral, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos. Universidad Politécnica de Valencia, Valencia.
- [18] Siebers, D. Liquid-phase fuel penetration in Diesel sprays. SAE Paper 1999-01-0509, 1999.
- [19] Siebers, D. Scaling Liquid-Phase Fuel Penetration in Diesel Sprays Based on Mixing-Limited Vaporization". SAE Paper 980809, 1998.

- [20] Arcoumanis, C. Gavaises, M. Linking nozzle flow with spray characteristics in a Diesel injection system. *Atomization and sprays* Vol.8, n°3, pp. 307-347, 1998.
- [21] Lefèbvre, A. *Atomization and spray*. CRC, 1988.
- [22] Pastor, J.V, Arregle, J, Palomares, A. Diesel spray image segmentation with a likelihood ratio test. *Appl Opt.*, Vol. 40, n° 17, pp. 2876-85, 2001.
- [23] Macian, V, Payri, R, Garcia, A, Bardi, M. Experimental evaluation of the best approach for diesel spray images segmentation. *Experimental Techniques*, Vol. 36, Issue 6, pp. 26-34, 2012.
- [24] Desantes, J.M., Payri, R., Salvador, F.J., Gil, A. Development and validation of a theoretical model for diesel spray penetration. *Fuel*, vol. 85 (7-8), pp. 910-917, 2006.
- [25] Hay, P. Jones, P.L. Comparison of the various correlations for spray penetration. SAE paper 720776, 1972.
- [26] Wakuri, Y., Fujii, M., Amitani, T.; Tsuneva, R. Studies of the penetration of a fuel spray in a diesel engine , *J. Soc. Mech. Eng.* 3, 123–130, 1960.
- [27] Hiroyasu, H., Arai, M. Structures of fuel sprays in diesel engines, SAE Paper 900475, 1990.
- [28] Hiroyasu, H., Arai, M., Shimizu M. Break-up length of liquid jet and internal flow in a nozzle. ICLASS-91, Gaithersburg, Maryland; 1991.
- [29] Naber, J., Siebers, D.L., Effects of gas density and vaporisation on penetration and dispersion of Diesel sprays. SAE paper 960034, 1996.
- [30] Wakuri Y, Fuji M, Amitani T, Tsuneya R. Studies of the penetration of a fuel spray in diesel engine, *Bull JSME*; Vol.3, n° 9, pp. 123-30, 1960.
- [31] Desantes, J.M., Payri, R., Garcia, J.M., Salvador, F.J. A contribution to the understanding of isothermal diesel spray dynamics. *Fuel*, Vol. 86, Issues 7–8, pp. 1093-1101, 2007.
- [32] Dent, J.C. A basis for comparison of various experimental methods for studying spray penetration. SAE paper 710571, 1971.
- [33] Desantes, J.M., Payri, R., Garcia, A., Manin, J. Experimental Study of Biodiesel Blends' Effects on Diesel Injection Processes. *Energy & Fuels* Vol. 23, pp. 3227–3235, 2009.

- [34] Sazhin, S.S., Feng, G., Heikal, M.R. A model for fuel spray penetration. *Fuel*, Vol. 80, pp. 2171-2180, 2001.
- [35] Payri, R., Gimeno, J., Bardi, M., Plazas, A.H. Study liquid length penetration results obtained with a direct acting piezoelectric injector. *Applied Energy*, Vol. 106, pp. 152-162, 2013.
- [36] López, J.J. (2003). Estudio teórico-experimental del chorro libre Diesel no evaporativo y de su interacción con el movimiento del aire. Tesis Doctoral, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos. Universidad Politécnica de Valencia.
- [37] Salvador, F.J.(2003) Estudio teórico -experimental de la influencia de la geometría de toberas de inyección Diesel sobre las características del flujo interno y del chorro. Tesis Doctoral, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos. Universidad Politécnica de Valencia.
- [38] Hatori, H., Narumiya, K., Tsue, M., Kadota, T. Photographical Analysis of Initial Breakup Process of Diesel Spray. In *Proceedings of the Thiesel 2002 Conference on Thermo- and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines*, pp. 33-43, Valencia, Sep 2002.
- [39] Smallwood G. J. y Gulder  O. L. Views on the Structure of Transient Diesel Sprays. *Atomization and Sprays*, Vol. 10, pp. 355-386, 2000.
- [40] Levy, N., Amara, S., Champoussin, J.C., Guerrassi, N. Non-Reactive Diesel Spray Computations Supported by PDA Measurements. *SAE Paper 970049*, 1997.
- [41] Pastor, J.V, García-Oliver, J.M., Nerva, J.G., Giménez, B. Fuel effect on the liquid-phase penetration of an evaporating spray under transient diesel-like conditions. Vol. 90, Issues 11, pp. 3369-3381, 2011.
- [42] Musculus, M.P.B., Kattke, K. Entrainment waves in diesel jets. *SAE Paper 2009-01-1355*, 2009
- [43] Musculus, M.P.B., Miles, P.C., Pickett, L.M. Conceptual models for partially premixed low-temperature diesel combustion *Progress in Energy and Combustion Science*, Vol.39, Issues 2-3, pp 246-283, 2013.
- [44] Heywood, J. (1988). *Internal combustion engines fundamentals* (1ª edición). Estados Unidos: McGraw-Hill Inc.
- [45] Taylor, C. (1994). *The Internal Combustion Engine in Theory and Practice*. The M.I.T. Press.

- [46] Yeh, C. N., Kamimoto, T., Kobori, S., Kosaka H. 2-D imaging of fuel vapor concentration in a Diesel spray via Exciplex-based fluorescence technique". SAE Paper 932652, 1993
- [47] Kamimoto, T., Kobayashi, H. Combustion Processes in Diesel Engines". Prog. Energy Combust. Sci., Vol. 17, pp. 163-189, 1991.
- [48] Aggarwal, S.K. A Review of Spray Ignition Phenomena: Present Status and Future Research. Prog. Energy Combust. Sci., Vol. 24, pp. 565-600, 1998.
- [49] Edwards, C.F., Siebers, D.L., Hoskin, D.H. A Study of the Autoignition Process of a Diesel Spray via High Speed Visualization. Transactions of the SAE, Vol. 101 n° 3, pp. 187-204, 1992. SAE Paper 920108.
- [50] Pischinger, F., Reuter, U., Scheid, E. Self ignition of Diesel sprays and its dependence on fuel properties and injection parameters. J. Eng. For Gas Turbine and Power, Vol. 110, pp. 399-404, 1988.
- [51] Novella, R. (2009). Análisis del potencial de los ciclos Atkinson y Miller en un motor Diesel de cilindrada media. Influencia sobre el proceso de inyección-combustión y la formación de emisiones contaminantes. Tesis Doctoral, DMMT. Universidad Politécnica de Valencia.
- [52] Baumgarten, C., Mixture Formation in Internal Combustion Engines. Ed. Springer. Berlin. Heidelberg. New York. 2006.
- [53] Cook, D.J., Pitsch, H., Chen J.H., Hawkes E.R., Proc. Combust. Inst. Vol. 31 pp. 2903–2911, 2007.
- [54] Pitz, W.J., Cernansky, N.P. Dryer, F.L, Egolfopoulos, F.N., Farrell, J.T., Friend, D.G., Pitsch, H. SAE 2007-01-0175, 2007.
- [55] Ciezki, H.K., Adomeit, G., Combust and Flame vol 93 pp 421–433 (1993)
- [56] Jerzembeck, S., Petersa, N., Pepiot-Desjardins, P., Pitsch, H., Laminar burning velocities at high pressure for primary reference fuels and gasoline: Experimental and numerical investigation. Combustion and flame, Vol. 156 pp. 292–301, 2009.
- [57] Payri, F., Desantes, J.M. Motores de combustión interna alternativos. Editorial Reverte. 2011.
- [58] Stone, R. (1999). Introduction to internal combustion engines. Macmillan.
- [59] Benajes, J., Novella, R., García, A., Domenech, V., R Durrett. An Investigation on Mixing and Auto-ignition using Diesel and Gasoline in a Direct-Injection Compression-Ignition Engine Operating in PCCI Combustion Conditions. SAE International Journal of Engines 2011-37-0008.

Capítulo 5

Análisis del modo de combustión parcialmente premezclado asistido por bujía

Contenido

5.1	Introducción.....	227
5.2	Estructura general del capítulo. Metodología.....	228
5.3	Evaluación del efecto de la asistencia por bujía en combustiones PPC..	229
5.3.1	Estudio del potencial de la asistencia por bujía	232
5.4	Descripción espacio-temporal del modo de combustión SAPPC	239
5.4.1	Metodología para abordar el estudio del modo de combustión. Justificación del ciclo seleccionado	239
5.4.1.1	Combinación del diagnóstico de la combustión e imágenes de luminosidad natural y radicales OH y CH.....	239
5.4.1.2	Espectrografía para el análisis del proceso de combustión..	240
5.4.2	Justificación de un ciclo representativo del modo de combustión	242
5.4.3	Fenomenología general del proceso de combustión SAPPC	244
5.5	Estudio de la influencia de diferentes <i>settings</i> sobre el modo de combustión SAPPC	263
5.5.1	Influencia de la cantidad de combustible inyectada.....	264
5.5.2	Influencia del inicio de la inyección	272
5.5.3	Influencia de la presión de inyección.....	279
5.5.4	Influencia de la fracción molar de oxígeno.....	286

5.6 Estudio de las emisiones y prestaciones del modo de combustión SAPP	293
5.6.1 Introducción	293
5.6.2 Metodología general del estudio de emisiones y prestaciones.....	294
5.6.3 Resultados de emisiones y prestaciones del modo de combustión SAPP	295
5.7 Conclusiones	304
5.8 Bibliografía	307

5.1 Introducción

Atendiendo tanto a la revisión bibliográfica realizada en el capítulo 2 como a los resultados finales del capítulo 4, se ha puesto de manifiesto en ambos casos tanto una serie de beneficios así como ciertas problemáticas y retos por resolver dentro de los modos de combustión parcialmente premezclados en motores de encendido por compresión.

Por un lado, el uso de combustibles de bajo índice de cetano en dichos modos de combustión aporta, de manera general, una serie de mejoras respecto a los mismos mediante el uso de combustible de mayor reactividad como el Diesel. En primer lugar una modificación del *phasing*,¹⁸ diferente intrínsecamente de la combustión Diesel PPC, debido las características químicas del propio combustible que retrasan el proceso de autoencendido. Una ligera mejora en el consumo, debido a procesos de combustión más rápidos incluyendo una mejora en el rendimiento térmico como se observa en los estudios realizados por la universidad de Lund [1]. Además diferentes estudios muestran buenos resultados en cuanto a las emisiones contaminantes, con bajas emisiones de NOx y despreciables de hollín [1][2].

Por otro lado se han encontrado problemas con el uso de combustibles de bajo índice de cetano en el control del inicio de la combustión y en el *phasing* de la misma en diferentes cargas y regímenes. Además también se han revelado como críticos los problemas de dispersión cíclica en baja y media carga y el ruido de la combustión [2][3].

Con la intención de paliar parte de los problemas subyacentes en estos modos de combustión PPC y el de generar conocimiento básico, en esta investigación se presenta el uso de un sistema auxiliar (sistema de encendido con bujía de alta liberación de energía) para mejorar el control del inicio de la combustión, *phasing* y el ruido de este tipo de combustiones. De manera concreta en este capítulo se va a evaluar el potencial de la asistencia con bujía en los modos de combustión parcialmente premezclados, se va a describir y analizar la fenomenología del nuevo modo de combustión, se van a evaluar los efectos de diferentes variables termodinámicas y motor sobre dicho modo de combustión y por último se van destacar los principales resultados con respecto a los resultados de emisiones y prestaciones.

¹⁸ Phasing: Centrado del proceso de combustión con respecto al ciclo motor.

Finalizada esta pequeña introducción, en el presente capítulo se persiguen como objetivos particulares:

- Evaluar y analizar el potencial del uso de la asistencia con bujía para reducir la problemática del control del inicio, dispersión cíclica y ruido de la combustión en modos parcialmente premezclados.
- Dar una descripción detallada del nuevo modo de combustión, espacial y temporal, mediante el uso combinado del diagnóstico de la combustión, el uso de imágenes del proceso de combustión y la espectrografía.
- Analizar el efecto que tienen sobre el modo de combustión la variación de diferentes *settings* y parámetros motorísticos.
- Evaluar de forma exploratoria las emisiones y prestaciones del modo de combustión SAPPCC.

5.2 Estructura general del capítulo. Metodología

Con el fin de responder a los objetivos planteados, el presente capítulo se divide en cuatro apartados diferentes. En primer lugar se presenta la evaluación del efecto de la asistencia por bujía en los modos de combustión PPC. En una segunda sección se describe ampliamente la fenomenología y fases del modo de combustión. En tercer lugar, una sección en el cual se estudia la influencia de diferentes variables motorísticas y termodinámicas sobre el mismo. Finalmente en la última sección se realiza un primer estudio exploratorio de las emisiones del modo de combustión desarrollado. En todas ellas se sigue una metodología general que ahora se va a describir. De manera conjunta cada una de ellas cuenta con diferentes metodologías específicas que se describirán en los apartados correspondientes.

El objetivo principal de cualquier metodología de ensayo es el definir los caminos a seguir durante la realización de los ensayos de tal forma que se pueda abordar de manera apropiada los objetivos que previamente han sido planteados y con el mayor éxito posible. Así pues la metodología que se va a desarrollar a continuación está definida de forma que permite aislar y facilitar la comprensión de los diferentes estudios que se van realizar en este capítulo de manera que sea fácil observar y estudiar la influencia de cada una de las variables que componen el estudio.

En el presente capítulo se utilizan de forma combinada diferentes fuentes de información tanto experimental como teóricas. No obstante se puede decir que la gran mayoría de estudios son experimentales y se realizan en el motor

monocilíndrico de investigación descrito en el capítulo 3 en su versión transparente. Dicho motor proporcionará la posibilidad de obtener imágenes del proceso de combustión de manera combinada con la de la señal de presión instantánea en cámara que permitirá realizar el estudio del diagnóstico de la combustión que será fundamental en esta parte de la presente tesis.

Una de las principales premisas durante la realización de los ensayos es asegurar que las condiciones termodinámicas en la cámara de combustión sean lo más parecidas posible entre un ciclo y otro en el instante de realizar y estudiar el proceso de combustión, más aun si cabe en estudios de comprensión básico con visualización del proceso. Para ello, además de mantener constantes tanto los ajustes de control de motor como las variables medias tales como la temperatura del aire en la admisión y la temperatura del aceite y del agua, para la realización de los ensayos el procedimiento que se ha realizado de forma general se denomina *Skipped fire mode*. Este método o procedimiento implica realizar una combustión cada “n” ciclos de motor aparece desarrollada en diferentes publicaciones [4][5]. De esta forma, durante los “n” ciclos siguientes a la combustión el motor es arrastrado por el freno, de modo que este únicamente admite y expulsa aire, consiguiendo establecer las condiciones de temperatura que se tenían antes de darse la combustión para el siguiente ciclo.

Mediante este procedimiento se asegura que durante la realización de los diferentes estudios, los comportamientos observados, son resultado exclusivamente de la modificación de la variable en cuestión y no de otras variables que pueden afectar al proceso [6][7]. Además esta estrategia es de vital importancia en los estudios de visualización de la combustión en motor, con respecto a las posibilidades de visualización a través de las ventanas del acceso óptico. Mantener con buena visibilidad el mayor tiempo posible debido a un menor ensuciamiento, permite realizar un mayor número de ensayos hasta que se hace indispensable la necesidad de su limpieza, con el consiguiente paro del motor y pérdida de tiempo en montaje y desmontaje así como puesta a punto de las condiciones de contorno del mismo. Esta estrategia de trabajo es inviable con estudios del proceso de combustión en todos los ciclos donde rápidamente se produce el ensuciamiento de los diferentes accesos ópticos.

5.3 Evaluación del efecto de la asistencia por bujía en combustiones PPC

Esta primera sección de resultados tiene por objeto determinar la influencia que tiene la bujía sobre el modo de combustión PPC. Para ello se muestran los

principales efectos que se consiguen con ella, mayor estabilidad en la combustión, refiriéndose esta a la obtención de una menor dispersión en los resultados ciclo a ciclo, mayor control temporal y espacial del proceso de combustión, lo que tiene como resultado una mejor liberación del calor durante el ciclo del motor (*phasing* de la combustión) y una reducción en el *knocking* o picado (*ringing intensity*¹⁹ en este trabajo [8][9]). Estas tres características son precisamente algunas de las problemáticas y carencias de estos nuevos modos combustión observados tanto en el capítulo 2 como en los estudios de autoencendido del capítulo 4 y que se pretenden mitigar en la presente tesis.

En esta sección se pretende evaluar, para distintos grados de carga, el potencial de la asistencia por bujía en combustiones parcialmente premezcladas. La metodología seguida se basa en evaluar resultados promedios del estudio del proceso de combustión derivados de la señal de presión para distintos ciclos entre casos con y sin la asistencia por bujía. Finalmente se van a presentar qué ventajas ofrece en el rango de baja y media carga en cuanto a control, *phasing*, dispersión cíclica y *knocking*.

La Tabla 5.1 muestra los parámetros mantenidos constantes utilizados en el motor transparente durante la realización de los estudios de combustión con y sin asistencia por bujía.

Además del ensayo representado para la observación del efecto de la asistencia por bujía, en esta sección se van a presentar diferentes resultados de estudios paramétricos. Estos se van a mostrar en valores promedios derivados de proceso de combustión y serán utilizados para la validación en media y baja carga que de la combustión PPC con y sin asistencia por bujía. En este caso se modifican la masa inyectada, el inicio de inyección y la presión de inyección manteniendo constante los demás valores que se exponen en la Tabla 5.1 para tener una visión de conjunto del proceso.

Haciendo uso del código de diagnóstico CALMEC, se obtienen diferentes parámetros que describen el proceso de combustión que ha tenido lugar [9]. De todos ellos, en esta sección se han seleccionado aquellos que mejor describen la influencia de la bujía en el modo de combustión en cuanto a mejora de prestaciones y control. PMI (Presión Media Indicada), parámetro que da cuenta de la calidad de la

¹⁹Ringing intensity: Es el parámetro trazador del ruido debido al proceso de combustión, en este caso derivado del *knocking*, utilizado en la presente tesis. Está basado en el gradiente máximo de presión de diferentes ciclos y la temperatura en la cámara de combustión. Queda completamente definido en [9].

combustión en cuanto a prestaciones, es decir, una mayor PMI significará un mayor trabajo obtenido en el ciclo de motor, el CA10 que indica el ángulo del ciclo en el cual se ha liberado el 10% de energía total generada durante el proceso de combustión. Este parámetro es estimativo del control sobre inicio de la combustión y también será utilizado para el cálculo del tiempo extra de mezcla. Comparando dicho parámetro para sucesivos ciclos en combustión se determina si la forma en la cual se libera la energía es similar. También se presenta la FeCE (*Fuel Energy Combustion Efficiency*) definida en el capítulo 3, como eficiencia del proceso de combustión que pone de manifiesto la cantidad total de combustible que ha sido quemada respecto al total inyectado. Finalmente se presentara la duración del proceso de combustión definido como (CA10-CA90).

Parámetros	
Combustible	Gasolina
Índice de Octano	98
<u>Inyector</u>	
Diámetro orificio [μm]	97
Numero de orificios [-]	7
<u>Motor</u>	
Régimen de giro [rpm]	750
Temperatura de admisión [K]	343
Presión admisión [bares]	1.6
Presión escape [bares]	1.8
Concentración de oxígeno [%]	18
<u>Inyección CR y descarga bujía</u>	
Presión de inyección [bar]	600
Inicio de inyección [CAD]	-19
Instante asistencia bujía [-]	EoI
Masa inyectada [mg/cc]	18

Tabla 5.1: Características generales del ensayo utilizado para el estudio de la combustión PPC sin bujía y con bujía.

En lo que respecta a los resultados integrados de las imágenes se van a presentar dos resultados en esta parte del estudio. Por un lado la intensidad total acumulada por el ciclo de combustión que permite evaluar la intensidad entre diferentes ciclos (un estimador integrado como puede ser la PMI), por otro lado el tiempo de retraso luminoso que indica el tiempo entre el inicio de la inyección hasta que se ha liberado el 25% de la intensidad de luz total en cámara y que permitirá trazar el inicio de la combustión desde un resultado derivado de la luz emitida por la propia combustión.

5.3.1 Estudio del potencial de la asistencia por bujía

Con el objetivo de evaluar cuáles son los principales efectos de la asistencia por bujía en modos de combustión parcialmente premezclados, se presentan a continuación una serie de resultados donde se puede apreciar el efecto sobre dicho proceso de combustión de la asistencia o no asistencia por bujía. A partir de los obtenidos del capítulo 4 y con los conocimientos adquiridos sobre los modos de combustión PPC y su principales problemáticas, se van a evaluar los resultados sobre un punto seleccionado de baja carga. El caso de estudio es el que se ha mostrado en la Tabla 5.1 de 18 mg/cc (aproximadamente 25% de la carga), del cual se realizan 20 repeticiones del proceso de combustión, con y sin el uso de la asistencia por bujía.

La Figura 5.1 presenta para ambos casos los parámetros comentados en el apartado 5.2 de metodología derivados del diagnóstico de la combustión. De la misma manera la Figura 5.2 presenta los resultados comentados anteriormente respecto a las variables medias derivados de las imágenes del proceso de combustión estudiado. En estas figuras, en el eje de abscisas se incluye el número de ciclos de estudio, mientras que en el eje de ordenadas (coexistiendo diversos ejes), se representan las distintas variables estudiadas. Además se añade una línea (asociada al eje del parámetro CA10) que indica el instante en el cual se hace saltar el arco eléctrico entre los electrodos de la bujía y que es el encargado de iniciar el proceso de combustión.

La Figura 5.1 se compone de dos gráficas, una gráfica en la parte superior de los 20 ciclos sin el uso de bujía y otra en la parte inferior con el uso de la asistencia por bujía. Analizando en primer lugar la gráfica de combustión PPC sin asistencia, se aprecia que el valor de la PMI y FeCE es nulo para algunos de los ciclos. Esto se debe a que las condiciones del proceso de combustión que se presenta se encuentran en la frontera entre que el proceso de combustión progrese o se pare.

Como se comentó en el capítulo 2, las condiciones locales de mezcla son vitales para el progreso o no del proceso de combustión [3][10]. En los casos de baja carga, como afirman diferentes autores [3][11][12], los procesos de combustión parcialmente premezclados no son capaces de progresar por si mismos debido a los bajos dosados, tanto globales como locales, que se generan en estos casos, es decir no es posible que se inicie el proceso de combustión debido únicamente a las condiciones de presión y temperatura en el cilindro y a los campos de dosados generados por el proceso de inyección y de mezcla aire-combustible.

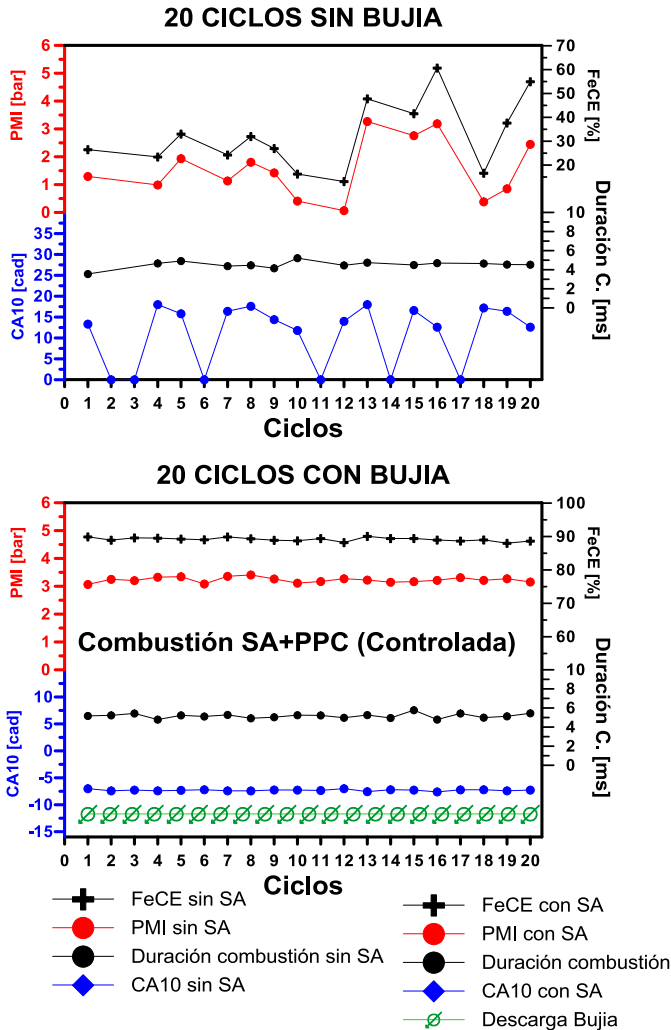


Figura 5.1: Parámetros derivados del diagnóstico de la combustión a partir de la señal de presión para combustiones PPC (20 repeticiones) sin (arriba) y con (abajo) el uso de asistencia por bujía.

En los caso de baja carga, existen casos límite entre que el proceso progrese o no. En estos debido a que las condiciones locales generadas hacen que se produzca dicho autoencendido de la mezcla y por lo tanto haya proceso de combustión o no suceda. Se puede apreciar en la Figura 5.1 que tanto los valores de PMI como los de CA10 que se obtienen son de combustiones con una alta dispersión cíclica y sin ningún tipo de control sobre el instante del inicio de la combustión. Prácticamente

en ningún caso se podría afirmar que el coeficiente de variación de la PMI o el control sobre el inicio del proceso de combustión son aceptables. Además si se observa los valores de FeCE, se puede comprobar cómo, incluso en los casos que se ha producido la combustión, la cantidad de combustible que ha sido liberada como energía para el ciclo está, en el mejor de los casos, en el 70-75%, valores que se escapan de los límites aceptables en un proceso de combustión eficiente. En la mayoría de estos casos se producen proceso de autoencendido de una duración media de la combustión de aproximadamente 4 ms.

Por el contrario, al hacer uso de la asistencia por bujía en un proceso de las mismas características que en el caso anterior, en todos los casos se obtiene que dicho proceso se lleve a cabo, se inicie en el momento deseado y además que sea un proceso de combustión controlado ciclo a ciclo. Se obtienen valores positivos de PMI con un rendimiento de la combustión cercano al 90-94% en la mayoría de los casos y con un valor de coeficiente de variación de estos parámetros por debajo del 4,5%. Si se observa el CA10 de estos veinte ciclos, se observa como el tiempo entre el inicio de la descarga y el CA10 es prácticamente constante en todos los casos, se hace patente de esta manera que la bujía está promoviendo y controlando el inicio del proceso de combustión. La duración de la combustión es mayor a la de los casos en los que si se produjo el autoencendido sin asistencia por bujía, aproximadamente 0.5 ms más.

El hecho de que para este caso sí se dé la combustión en todos los ciclos se explica debido a que, aun siendo el dosado global en la cámara de combustión pobre ($Fr=0.37$ de baja carga) en ambos casos, se dan condiciones locales dentro de la cámara de combustión, debido a la estratificación, donde aparecen dosados alrededor del estequiométrico. Justo instantes después al final del proceso de inyección, existen distintas zonas en la cámara de combustión, cercanas a localmente a las zonas de influencia de los 7 *sprays* que forma el inyector, que poseen mezclas aire-combustible con dosado locales ligeramente ricos.

Esto sucede también en la zona cercana a la bujía que se encuentra en la trayectoria de uno de los *sprays*, así en el momento que salta el arco eléctrico que inicia el proceso de combustión, la zona cercana a la bujía se encuentra con unas condiciones locales que si permiten el inicio del proceso de combustión. A su vez, el progreso de este proceso afectará a que el autoencendido se produzca más fácilmente como se desarrollará en el estudio del modo de combustión. Por consiguiente el proceso de combustión PPC en general, depende de la distribución de dosados locales en la cámara y de las condiciones termodinámicas, debido a ello y a que el dosado relativo global es bajo, se puede producir el apagado de llama si las condiciones locales no permiten el progreso, explicando los valores de FeCE, PMI y dispersión cíclica obtenidos en el caso de no utilizar asistencia por bujía.

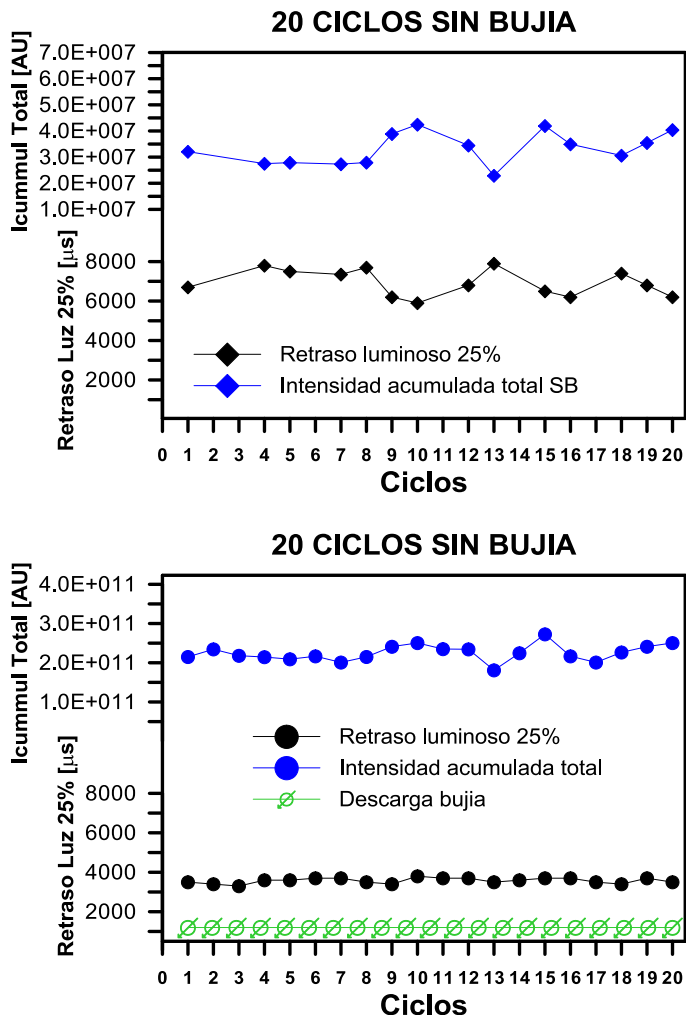


Figura 5.2: Parámetros derivados del procesado de las imágenes de luminosidad natural para combustiones PPC (20 repeticiones) sin y con el uso de asistencia por bujía.

La Figura 5.2 presenta los resultados integrados a partir de las imágenes obtenidas de cada uno de los veinte ciclos estudiados anteriormente. En estas se representan dos gráficas, con y sin el uso de la asistencia por bujía. Como resultado se presentan la intensidad acumulada y el tiempo de retraso luminoso.

Como se aprecia en la parte superior de la Figura 5.2 la dispersión entre ciclos en lo que refiere a la luz se comporta de la misma manera que los resultados derivados de la señal de presión en los casos de no asistencia. Con la asistencia por bujía se observa un control sobre el instante en el que se ha liberado el 25% de la luz total que se libera en el ciclo así como el de la luz total integrada.

Es remarcable que los niveles de intensidad total son mayores en los casos de asistencia por bujía. Este hecho es debido a tres factores, los dosados en los que se produce parte del proceso de combustión con el uso de la bujía son más ricos, lo que implica una emisión de luz más intensa. Se incrementa la temperatura en cámara con respecto a los casos presentados anteriormente, con lo que hay muchísima más radiación de las especies que allí se encuentran. Por último en los casos sin asistencia por bujía que consigue progresa la combustión, los dosados locales son más mucho más pobres debido a que el tiempo extra de mezcla que tiene en baja carga es mayor.

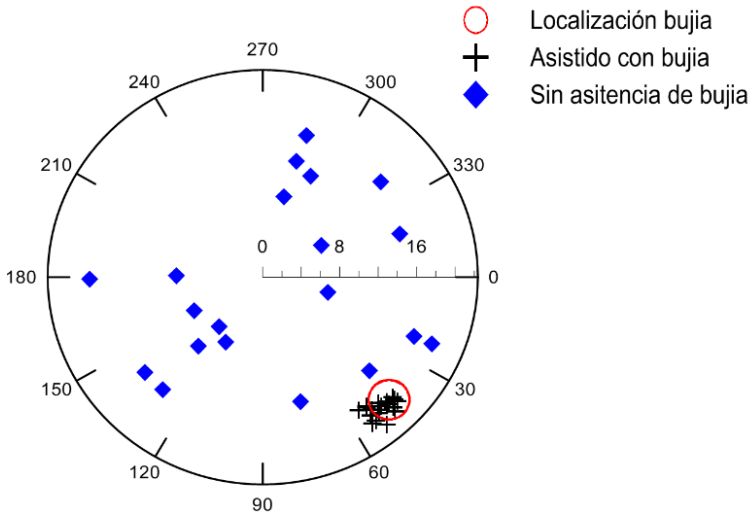


Figura 5.3: Distribución de las agrupaciones de píxeles luminosos que marcan la posición espacial dentro de la cámara de combustión del inicio del proceso de combustión sin y con asistencia por bujía.

Por último la Figura 5.3 presenta la posición de los primeros píxeles luminosos una vez finalizado el proceso de inyección, y después de la descarga de la bujía. Estos grupos de píxeles presentan la posición espacial donde se encuentra el inicio de la combustión. Como se puede comprobar en dicha figura en los casos sin bujía tal concentración de píxeles luminosos se encuentra dispersos en toda el área de la cámara, por el contrario, los casos en que la bujía inicia dicho proceso se encuentran

en la zona de influencia de la misma. Este hecho es la constatación de que tanto espacial como temporalmente es la bujía la que controla el inicio del proceso de combustión PPC en estos casos.

A modo de ampliar la validez de dichos resultados a una extensión mayor de grados de carga se realizan las gráficas de la Figura 5.4. En esta figura se presentan valores de coeficiente de variación de la PMI, diferencia entre el final de la inyección y el CA10 del proceso de combustión y de *ringing intensity* (como marcador del *knocking*). En los tres casos se presenta con círculos los valores relativos a los casos de combustión PPC sin asistencia por bujía y mediante cruces los de asistencia por bujía. En la segunda y tercera grafica únicamente se ha representado puntos cada medio bar de PMI, con su valor promedio y desviación típica extraída de las diferentes repeticiones de ese mismo punto.

En relación a los resultados de control y dispersión cíclica, con los valores del coeficiente de variación de la PMI así como los valores de tiempo entre final de inyección y CA10 se puede observar como la reducción de estos es considerable en baja carga y no despreciable en media. Debido al hecho de que la combustión se controla espacial y temporalmente con la descarga de la bujía, el proceso de combustión en bajas cargas ocurre incluso en ocasiones donde simplemente sin la asistencia de la misma, la combustión no se inicia, como se ha observado en la Figura 5.1. Se observa una reducción de la COV de la PMI muy significativa hasta 5 bar así como una reducción sustancial en tiempos de retraso y dispersión en los mismos. Además es importante destacar también el efecto que tiene sobre el ruido de la combustión. La liberación de parte del calor en una primera etapa de la combustión reduce sensiblemente el ruido en estos casos. Se puede observar como en los resultados de *ringing intensity* la diferencia apreciable desde muy bajas cargas y se hace más notable en altas cargas donde los autoencendidos comienzan a ser potencialmente perjudiciales para el motor.

A la vista de los resultados, se puede concluir que la asistencia por bujía tiene potencial para resolver parte de la problemática observada en las combustiones parcialmente premezcladas con combustibles de bajo índice de cetano: inicio del proceso, control cíclico y de *phasing* de la combustión además de reducir el nivel de *knocking*. Por otro lado, el hecho de incluir un elemento externo para controlar este inicio provoca una modificación en el proceso de combustión original. Dicha modificación genera un nuevo concepto de combustión, parcialmente premezclada pero iniciada por asistencia por bujía, que como tal será estudiado y evaluado en la siguiente sección de esta investigación.

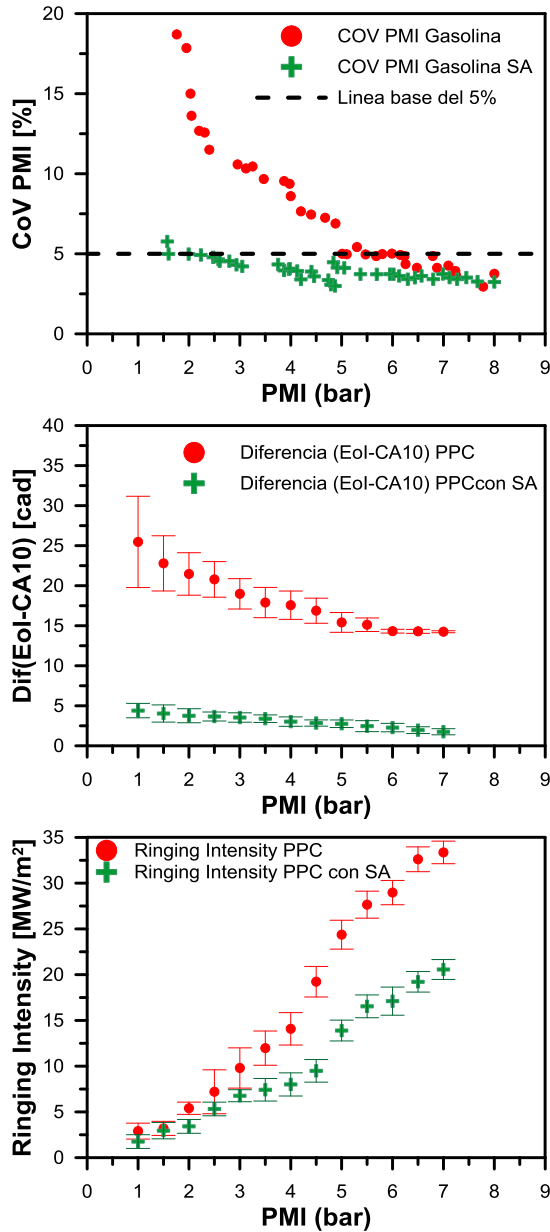


Figura 5.4: Coeficiente de variación de la PMI, diferencia entre EoI y CA10 e intensidad de picado entre una combustión gasolina PPC sin y con bujía respecto a la PMI*. (La PMI de 7.5 bares máxima representada es un 45% de la carga del motor con relación de compresión 14.8)

5.4 Descripción espacio-temporal del modo de combustión SPPC

Una vez evaluado el potencial de la asistencia por bujía sobre el modo de combustión PPC con el uso de gasolina, se realiza una descripción de los fenómenos fundamentales que se intervienen en este nuevo modo de combustión. Tomando como referencia uno de los casos concretos de los descritos en la sección 5.3 se van a desarrollar y analizar las principales características del proceso de combustión SPPC (*Spark Assisted Partially Premixed Combustion*) y los distintos procesos que coexisten en este desde un punto de vista teórico como experimental. Para este se hace uso tanto del código de diagnóstico de la combustión CALMEC como de las diferentes técnicas ópticas que permitirán estudiar la luz natural, visualizar los radicales CH y OH al igual que la espectrografía de dicho modo de combustión.

5.4.1 Metodología para abordar el estudio del modo de combustión. Justificación del ciclo seleccionado

Se presenta a continuación la metodología específica utilizada en esta parte de la investigación así como una justificación de la elección de un ciclo representativo para realizar la descripción espacio temporal del modo de combustión.

5.4.1.1 Combinación del diagnóstico de la combustión e imágenes de luminosidad natural y radicales OH y CH

A través del procesado de la señal de presión instantánea en la cámara de combustión y a partir de los datos obtenidos empleando la herramienta de diagnóstico de la combustión, se pueden obtener diferentes datos tanto de variables instantáneas como promediadas de resultados ciclo a ciclo. A diferencia de los resultados presentados en la sección 5.3, donde primaba el interés por conocer los efectos generales del uso de la bujía, en este estudio es de vital importancia conocer los resultados del proceso de combustión durante su evolución en el tiempo y en el espacio, así pues en este caso las señales se presentaran en la mayoría de los casos en función del tiempo. Por un lado, a partir de la señal de presión instantánea en motor se representaran la propia presión, la temperatura sin quemar y tasa de liberación de calor RoHR (todas definidas en la sección 3.3.1 de descripción del código de diagnóstico de la combustión). Además, se va presentar como instante de control sobre la bujía la señal de intensidad de la descarga en el secundario de la misma. Por otro lado, se presentaran diferentes señales instantáneas obtenidas del procesado de las imágenes de luminosidad natural. En este caso serán la intensidad

lumínica acumulada en cada instante en la cámara de combustión, el área de la llama y por último una velocidad aparente que relaciona el crecimiento del área respecto al perímetro en función del tiempo (la metodología completa se explica en el capítulo 3 sección 3.4.2).

En esta parte de la investigación el uso de las técnicas ópticas ha sido fundamental para una mejor comprensión de los procesos que ocurren dentro de la cámara de combustión. Además de las imágenes de luminosidad natural, se han realizado ensayos de motor donde se han obtenido imágenes mediante el uso de filtros interferenciales y cámaras rápidas intensificadas para obtener imágenes en una longitud de onda específica. En lo referente a estas imágenes, los estudios se han centrado en obtener información de los radicales CH y OH que como indican diferentes autores [13][14][15] son capaces de aportar información sobre los sucesos en ciertos procesos como los que se describen en esta investigación. La metodología se comentó detalladamente en la sección 3.4.2.2 capítulo 3.

Así pues, para diferentes instantes temporales se presenta una secuencia del conjunto de imágenes obtenidas en ese espacio temporal para que el lector pueda observar el comportamiento del proceso de combustión a la vez que tiene en mente los cambios en las señales de presión temperatura y liberación de calor y así poder interrelacionar ambas en aras de una mejor descripción conceptual.

5.4.1.2 Espectrografía para el análisis del proceso de combustión

Finalmente, en este mismo estudio se incluye una técnica óptica más para la mejor comprensión del modo de combustión SAPP, la espectrografía. Esta técnica permitirá corroborar o discernir sobre ciertos aspectos que tienen lugar en los procesos de este modo de combustión, debido a la relación entre la aparición de ciertas especies en diferentes posiciones de la cámara de combustión y tiempos característicos del proceso de combustión que permiten evaluar de qué procesos pueden tratarse. En la literatura, se comenta como diferentes radicales y especies químicas se identifican como buenos trazadores de las etapas de una reacción de combustión con presencia de hidrocarburos.

Seguramente, como cita Gaydon [16]: *“la distinción más importante entre una combustión y cualquier otra reacción química es la aparición de una llama visible, es decir que emite luz. Por consiguiente es natural esperar que las investigaciones sobre la calidad y cantidad de luz emitidos por las llamas serán parte importante del estudio de los procesos de combustión”* con lo que es de relevancia el estudio de la luz emitida en un proceso de combustión, mucho más si

cabe en un proceso nuevo del cual a priori no se conocen en detalle el conjunto de sus características de emisión de luz y espectros fundamentales.

Con cierta experiencia el estudio del espectro puede ayudar a distinguir entre diferentes tipos de llamas, condiciones de quemado y características específicas de zonas locales en combustión [16][18]. En este estudio se va a utilizar esta técnica exactamente con ese objetivo. Con el conocimiento de la aparición de ciertos espectros en ciertas zonas de la cámara de combustión y conociendo de otros estudios [16][19][20] cuales son los espectros esperables en ciertos tipos de proceso de combustión [19].

En esta investigación se va a evaluar y mostrar en cada conjunto de imágenes el espectro correspondiente a una zona o zonas específicas de la cámara de combustión para un instante concreto. Como se explicó en el capítulo 3 en la sección 3.4.2.3, debido a las limitaciones de la óptica del espectrógrafo utilizado, la zona espacial de la cual es posible recoger la luz con este sistema y así evaluar sus espectros es reducida y se han de realizar estudios por diferentes zonas de la cámara de combustión [21] para obtener información de cada una de ellas. El tamaño de las regiones es de 79x16 pixeles y tienen un área de 13,5x2.7mm. Se han estudiado diferentes regiones de la cámara, de todas ellas en la presente investigación se mostrarán las que aparecen en la Figura 5.5. En las diferentes figuras de la descripción del modo de combustión se va a referenciar dichas zonas.

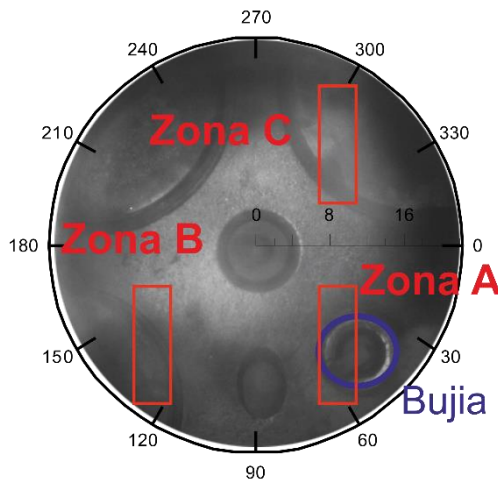


Figura 5.5: Zonas de muestreo de espectro de radiación analizadas en la investigación. Zona A de influencia de la bujía, Zona B de crecimiento de la combustión parcialmente premezclada, Zona C de combustión altamente premezclada.

5.4.2 Justificación de un ciclo representativo del modo de combustión

Como se ha comentado anteriormente la descripción del modo de combustión se realizará de un ciclo seleccionado dentro de un punto con unas condiciones representativas del modo de combustión SAPPC. En la Tabla 5.2 se presentan las principales características del ensayo utilizado de referencia en todos los estudios de evaluación y descripción del modo de combustión.

En este trabajo de investigación se justifica la utilización de un ciclo referencia para la descripción del modo respecto cualquiera de los otros obtenidos. Para ello se evalúan bajo las mismas condiciones de ensayos diferentes repeticiones para observar su repetitividad en valor promedio y desviación estándar. Los resultados muestran que la dispersión entre ensayos es muy baja tanto en señales instantáneas como integradas, como se puede observar en la Figura 5.6.

Parámetros	
Combustible	Gasolina
Índice de Octano	98
Masa inyectada [mg/cc]	18
Temperatura de admisión [K]	343
Presión admisión [bar]*	1.6
Presión escape [bar]*	1.8
Concentración de oxígeno [%]	18
Inicio de inyección [CAD]	-19
Instante asistencia bujía [-]	EoI
Presión de inyección [bar]	600

Tabla 5.2: Características del ensayo del ciclo de referencia utilizado para la descripción del modo de combustión.

En la parte superior de la Figura 5.6 se observan los resultados instantáneos, tanto derivados de la señal de presión como de las imágenes. En este caso se representan tanto la RoHR del proceso de combustión como la intensidad de luz natural acumulada de este mismo proceso. En ambos casos se observa que tanto el ciclo elegido como el promedio son prácticamente iguales debido a que la dispersión en el modo de combustión es muy baja y que la metodología de ensayos descrita anteriormente asegura condiciones termodinámicas repetitivas ciclo a ciclo.

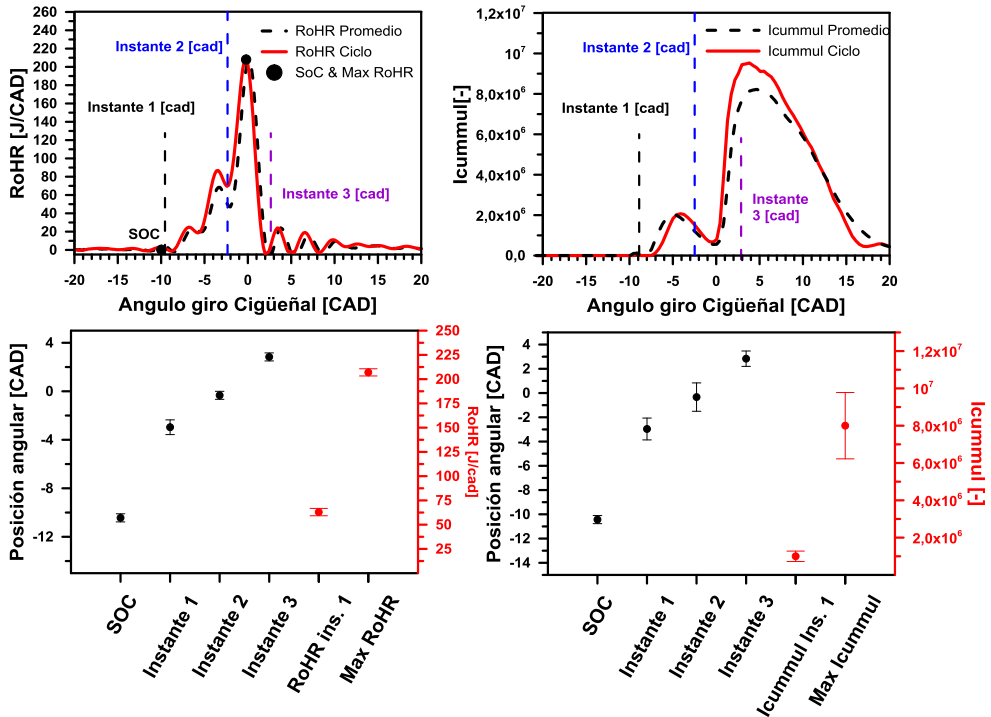


Figura 5.6: Resultados instantáneos y promedios de la señal de presión y del procesado de las imágenes de 30 repeticiones del mismo punto de ensayo.

Por otro lado en la parte inferior se señalan diferentes instantes característicos de este proceso de combustión. Se evalúan el promedio y la desviación estándar con respecto a cada uno de los puntos característicos del mismo. Además se encuentran referenciados angularmente para una mejor comprensión. También se observa en este caso que la dispersión entre ciclos es muy baja tanto para los resultados de imágenes como los derivados de la señal de presión.

Finalmente en la parte inferior junto con los resultados de posición angular se encuentran valores de RoHR e intensidad acumulada de dos instantes del proceso de combustión, instantes 1,2 y 3 y de máxima liberación de calor. Incluso en estos casos la desviación respecto al promedio es muy baja, únicamente el punto de máxima intensidad acumulada varía con respecto al valor promedio. En este caso, dicha variable se ve muy afectada y es especialmente sensible a la historia del proceso en la información recogida en cada uno de los píxeles y que afectan finalmente al valor estudiado (Icummul).

Este hecho esta debido a que depende de la integración de la luminosidad de todos los pixeles de la cámara y que en la cual una ligera diferencia en alguna parte del proceso, por ejemplo un incremento de temperatura o una mayor concentración de radicales, amplifica el resultado total en gran medida, como se puede observar en el resultado de máxima Icummul, aunque el proceso de combustión no haya variado significativamente como se observa en ese mismo instante en el valor máximo de RoHR, entre el valor promedio y del ciclo elegido.

De acuerdo con los resultados presentados parece pues que la elección de un ciclo para el estudio del proceso de combustión en función del tiempo y el espacio (dentro de la cámara de combustión) queda justificada de manera que entre los ciclos estudiados las diferencias son mínimas y no van a afectar a las conclusiones que se extraigan sobre el modo de combustión utilizando uno de estos.

5.4.3 Fenomenología general del proceso de combustión SAPPCC

A continuación se presenta sobre un ciclo representativo un estudio pormenorizado, tanto temporal como espacial, del proceso de combustión SAPPCC (*Spark Assisted Partially Premixed Combustion*) con el fin de describir todos los procesos y fenómenos que en este ocurren.

Cabe remarcar, que para todos los ciclos utilizados se sigue la metodología descrita en la sección 5.2. Por otro lado se ha seleccionado como referencia un punto del cual acaba de ser justificada su validez. Además, en el estudio se realizan diversos ensayos por condición de operación debido a las dificultades para recoger toda la información en un único estudio y montaje óptico.

Concretamente se hacen tres tipos de montaje en los cuales se repiten todas las características de condición de operación. Así pues las señales que corresponden exactamente al mismo ciclo son en este caso las que recogen señal de luminosidad natural y del radical OH con señales derivadas del diagnóstico de la combustión, los dos restantes estudios son para la obtención de la espectrografía y del radical CH, donde además en ambos casos además se recoge luminosidad natural y señal de presión en cámara.

Durante la descripción del modo de combustión se hará referencia en repetidas ocasiones a distintos instantes temporales relevantes dentro del propio proceso de combustión. Además dichos instantes servirán también para separar por bloques tal estudio y permitirá una mejor comprensión del mismo.

A tal efecto se presenta en primer lugar la Figura 5.7 para mostrar dichas fases del modo de combustión. Para ello se utiliza el ensayo de referencia seleccionado, la señal de RoHR y la señal de HRL, características de este tipo de combustión, en función del ángulo y se marcan sobre estas los diferentes instantes y fases relevantes de dicho proceso. Dichos instantes no están elegidos al azar, debido a los procesos físico-químicos y la propia fenomenología general del proceso, la combustión se divide claramente en dos procesos de combustión diferenciados que dan lugar a dos fases fundamentales, Fase 1, de combustión parcialmente premezclada con crecimiento o progreso por frente de llama, y Fase 2, de autoencendido de mezcla parcialmente premezclada del resto de la cámara de combustión. Ambas fases, como se verá posteriormente cuentan con otros subprocesos de interés que serán descritos como partes de estas dos fases principales del modo de combustión SAPPC.

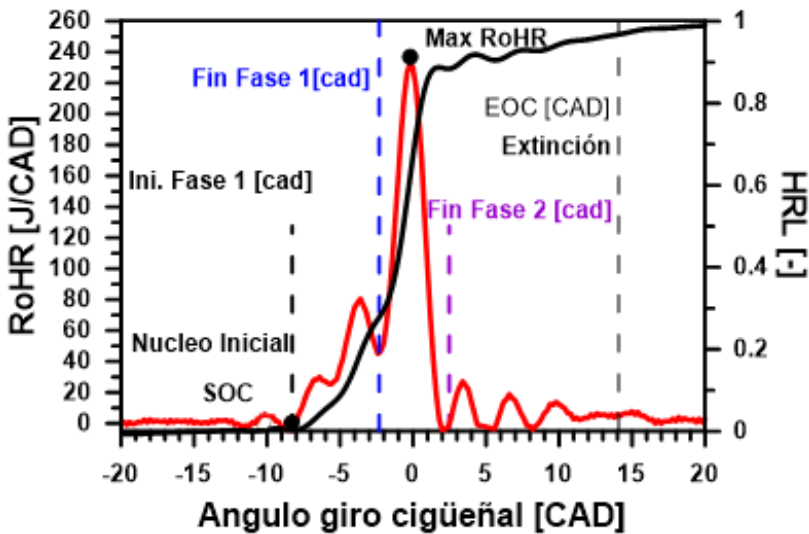


Figura 5.7: Nombres de las distintas fases presentados sobre RoHR y HRL sobre el caso de referencia para la descripción del modo de combustión SAPPC. Inicio de la combustión SoC, inicio de la primera fase IF 1, fin de la primera fase FF 1, fin de la fase 2 FF 2 y extinción.

La Figura 5.7 muestra la RoHR y la HRL adimensional del proceso de combustión SAPPC. En primer lugar se puede observar el inicio de la combustión en -9.57 CAD iniciado por la descarga de la bujía (-10.33 CAD), este será el punto que servirá como instante inicial del estudio de la combustión SAPPC y coincide con el momento de la descarga de la bujía. Aunque indique únicamente un instante, en este caso además formará parte de un global al cual se pasará a llamar núcleo inicial del proceso de combustión. Este se enmarca instantes de tiempo muy cercanos a la

descarga de la bujía y espacialmente dentro de la cámara de combustión en un lugar muy concreto, llamado zona de influencia de la bujía. Con este núcleo se inicia una primera fase (IF 1), esta fase tendrá como instantes fundamentales el inicio y el final de la misma y transcurre desde la formación del núcleo inicial hasta que se produce un cambio brusco en la pendiente de la RoHR que marcará el final de dicha fase.

El mismo instante de final de dicha fase indica el inicio de la segunda fase (tercer instante de estudio) que también cuenta con tres puntos característicos, el de inicio de la segunda fase (IF 2), el de máxima liberación de calor y el final de la misma (FF 2). Una vez finalizado se evaluará por último la extinción del proceso de combustión donde se dará por terminado en el ángulo correspondiente a la liberación de calor del 95% (CA95).

La Figura 5.8 muestra los resultados principales, tanto procedentes del diagnóstico de la combustión (arriba) como de la imágenes de luminosidad natural (abajo), del ciclo seleccionado para la descripción del modo de combustión SAPPC en función del ángulo de giro del cigüeñal. Los resultados derivados del análisis del diagnóstico de la combustión que se presentan son la presión en cilindro, la temperatura sin quemar y la RoHR.

Además en esta misma gráfica, se presentan en la parte superior la tasa de inyección y la intensidad del secundario de la descarga en la bujía. En la parte inferior de la Figura 5.8 se muestran, la intensidad acumulada de la luz y el área de la combustión así como un cálculo de la velocidad aparente de la combustión obtenida de las imágenes de luminosidad natural, todas ellas se han definido en la sección 3.4.2 del documento.

En cada una de las siguientes partes del estudio de dicho proceso, es decir en cada una de las fases que a continuación se pasa a describir, se hará referencia al conjunto de resultados presentados en dicha figura. En estas se comentarán los resultados derivados de las imágenes en relación con los instantes o fases de estudio y a los cambios que en éstas se observan relacionándolos con la tasa de liberación de calor, presión y temperatura obtenidas del proceso de combustión.

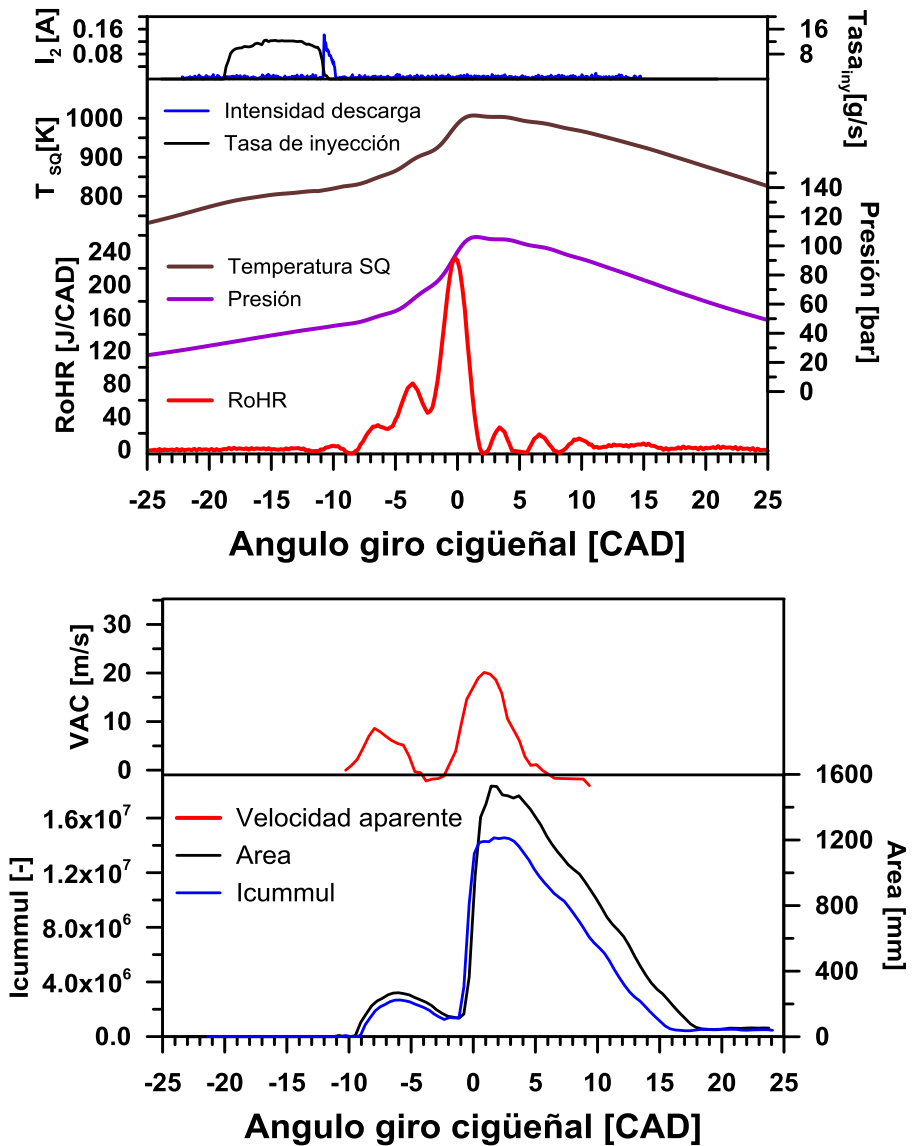


Figura 5.8: Resultados obtenidos del ciclo de combustión en función del ángulo de giro del cigüeñal seleccionado para señales procedentes del diagnóstico de la combustión (arriba) y del estudio de las imágenes de luminosidad natural (abajo).

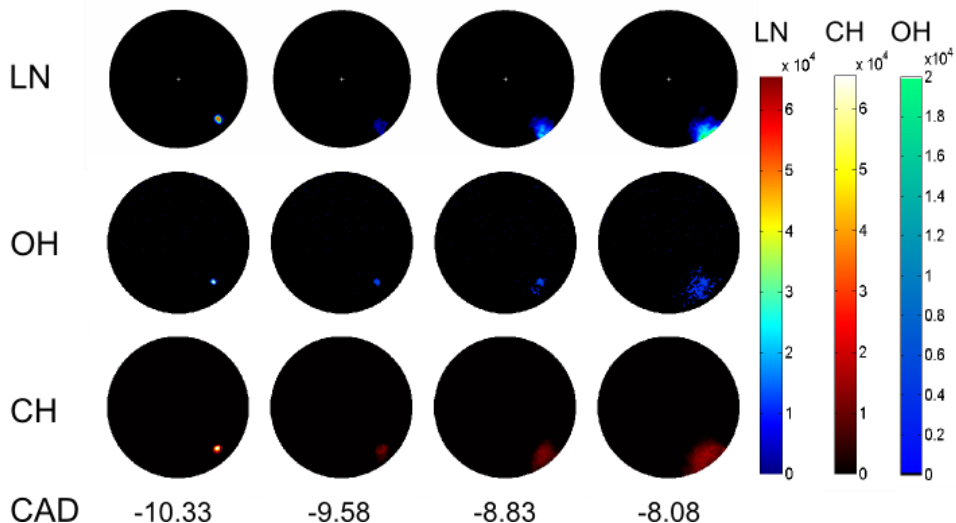
FASE I: Núcleo inicial

Figura 5.9: Secuencia de imágenes de LN (luminosidad natural) radical OH y CH correspondientes a los instantes iniciales del proceso de combustión, núcleo inicial.

Dentro de la primera fase del modo de combustión SAPPC, se encuentra un instante fundamental de este nuevo modo de combustión que es el de la descarga de la bujía. Para el estudio de esta parte se presentan las imágenes de luminosidad natural, del radical CH y OH en la Figura 5.9. Los resultados de la espectrometría de esta parte del estudio se realizan en la zona de influencia de la bujía (Zona A), aproximadamente en el instante -10 CAD que se encuentra como resultado promedio de todas las descargas realizadas en estas condiciones es donde temporalmente se realiza el estudio y en la Figura 5.10 se puede observar como este instante seleccionado es representativo.

El núcleo inicial del proceso de combustión SAPPC corresponde exactamente a la descarga de la bujía y los instantes iniciales justo después de esta. Especialmente es el subproceso dentro de las fases del modo de combustión más localizado y que afecta a una menor área de la cámara de combustión. Para el ciclo estudiado el núcleo inicial comprende entre -10.33 y -8.08 CAD antes de PMS.

Finalizado el proceso de inyección, como se puede observar en la Figura 5.8, en ese instante se lleva a cabo el primer evento, fundamental y que marca el inicio del proceso de combustión. Entre los electrodos de la bujía se produce en forma de

arco eléctrico, una liberación de energía eléctrica (no menor de 70 mJ) que iniciará el proceso de combustión de la mezcla que se encuentra en el volumen, de aproximadamente de 2.5 mm^3 , entre los electrodos de esta. El proceso de descarga y formación del arco eléctrico en alta densidad y en condiciones de premezcla son complejas debido a que ambos tienen efecto sobre este que dificultan el establecimiento del arco y del consiguiente inicio del proceso de combustión [16].

En primer lugar el proceso de ignición comienza con la formación de una columna o canal de plasma entre los electrodos de la bujía, que una vez generado un número de electrones libres e iones entre estos se genera una ruptura del dieléctrico que forma el aire entre los electrodos. Este proceso, que tiene una duración del orden de nanosegundos, inicia en el aire entre los electrodos, en este caso mezclado con combustible y con alta densidad, un proceso que conlleva una alta liberación de energía no visible. Una vez la disposición de los electrones en esa zona es la apropiada, se establece un arco (esta se conoce como fase de arco) eléctrico que genera una gran luminosidad, y que se puede observar perfectamente en la Figura 5.9. En el instante -10.33 CAD, se puede observar en todas las imágenes como aparece en la posición de la bujía una zona con alta luminosidad, saturada de luz, debido al proceso de formación del plasma y arco entre los electrodos.

De toda la energía suministrada por la bujía, únicamente una fracción de esta es la utilizada para iniciar el proceso de combustión. Entre los electrodos y muy cercanos a estos, para que dicho proceso ocurra, es necesario disponer de una mezcla aire-combustible dentro de límites de inflamabilidad que debido a las altas temperaturas generadas ($T > 6000\text{K}$) por el arco eléctrico comenzarán a producir reacciones exotérmicas que llegan a producir una llama en esa zona específica. Esta primera llama es la que comenzará el proceso de combustión y la que permitirá controlar temporal y espacialmente el proceso de combustión.

Siguiendo con evolución temporal de esta fase, en la Figura 5.9 se aprecia como después del proceso de inicio de alta luminosidad se empiezan a observar que en la zona de influencia de la bujía comienza el crecimiento de un pequeño frente de llama. En este primer subproceso a partir del volumen inicial donde se ha generado la llama se propaga un frente de llama hacia los productos sin quemar que envuelven la zona reactiva mientras en el resto de la cámara de combustión se sigue produciendo el proceso de mezcla aire-combustible. El efecto en los inicios de la combustión, es prácticamente inapreciable en la señal de presión y por consiguiente en los demás resultados derivados. En la Figura 5.8 no se observan cambios significativos de las señales derivadas del diagnóstico de la combustión. Únicamente se puede llegar a observar como la temperatura sin quemar varía ligeramente debido, a los procesos de evaporación del combustible que se están produciendo en ese instante en la cámara de combustión y que el código de diagnóstico CALMEC tiene

en cuenta. En cambio, es de remarcar como aproximadamente en el instante de -8 CAD ya se está produciendo un cambio tanto en la luz acumulada y el área que detecta el procesado de las imágenes y que es, aunque ligeramente, más sensible al que se está produciendo en esta primera fase con respecto a la presión, temperatura y liberación de calor.

Como se puede observar la luz de estos procesos es visible como muestra la Figura 5.9. En dicha zona se está capturando señal tanto de la luminosidad natural debida al propio proceso de combustión, como a la luz que emiten los diferentes radicales, el hollín en el visible, el radical CH, en este caso mayoritariamente debido a la reactividad presente (por quimioluminiscencia) en esa zona y por temperatura, y por otro lado del radical OH que si marca que se está produciendo un proceso de combustión con dosados estequiométricos o ligeramente ricos y con elevada temperatura, eso sí de manera muy localizada.

Dada la importancia de este primer instante y para una mejor comprensión de los procesos que en este ocurren, se presentan los resultados de los espectros encontrados en este instante. En este caso se estudian los resultados obtenidos de la espectrografía referentes a la Zona A (descrita en la Figura 5.5), zona de influencia de la bujía y zona fundamental en este inicio de la primera fase, núcleo inicial.

Antes de evaluar los resultados de la espectrografía cabe destacar que en la Figura 5.9, en el primer instante de estas, y para las tres imágenes presentadas (LN, CH y OH) la luz en esta zona satura los límites establecidos de luminosidad para cada una de ellas. Este hecho es debido a la generación del plasma por la alta intensidad de la descarga eléctrica producida por la bujía y la rotura del dieléctrico en el aire con alta densidad.

Esta estructura de plasma sobre aire mezclado con hidrocarburos posee unas características definidas respecto los espectros en los cuales irradia. Tales indicadores o marcadores de este tipo de procesos han sido estudiados por otros autores como Tornatore y Sementa [18], los cuales encuentran como radicales característicos de esta fase los radicales CN, NH, Cx y OH. Tornatore explica que: *los radicales que mejor trazan los inicios por descargas eléctricas de alta energía son la presencia de CN y NH debido a la interacción sobre el plasma de las mezclas de aire e hidrocarburos existentes en esa zona en el momento de la descarga.*

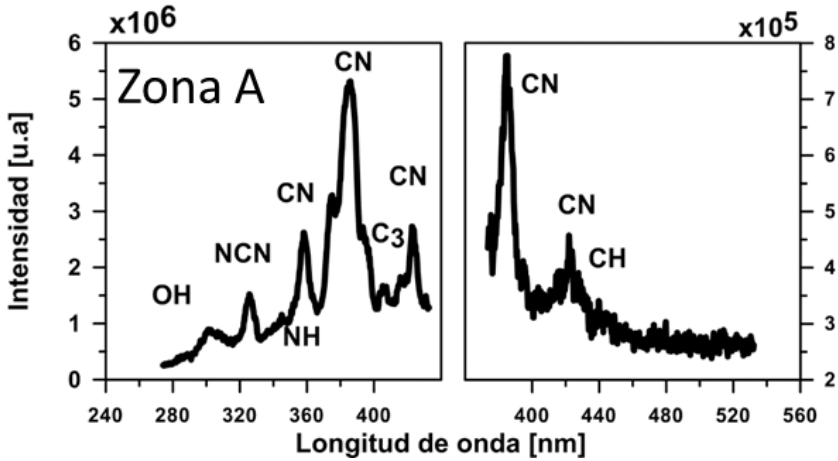


Figura 5.10: Espectro a diferentes longitudes de onda recogida por el espectrógrafo en el instante de descarga de la bujía (-10.33 CAD) y en la posición espacial Zona A.

En este caso como se observa en la Figura 5.10 la presencia de los picos más destacables de estos radicales en las longitudes de onda en ultravioleta de 321nm y 388nm CN y 360 NH y también en la banda de luminosidad natural que confirman la presencia de dichos radicales al igual que sucede en los estudios comentados. Resultados que corroboran el inicio del proceso debido a la presencia de una premezcla entre los electrodos de la bujía y como debido a la generación de plasma entre los electrodos de la bujía se inicia este proceso de combustión.

De forma general el final del núcleo inicial se considera el momento en el que se observa un cambio en la pendiente en la señal de presión y en la liberación de calor, en este caso se produce -8 CAD antes del PMS. A partir de este punto se considera que comienza el siguiente proceso de la fase 1, progreso de frente de llama parcialmente premezclado.

FASE 1: Combustión parcialmente premezclada. Progreso del frente de llama

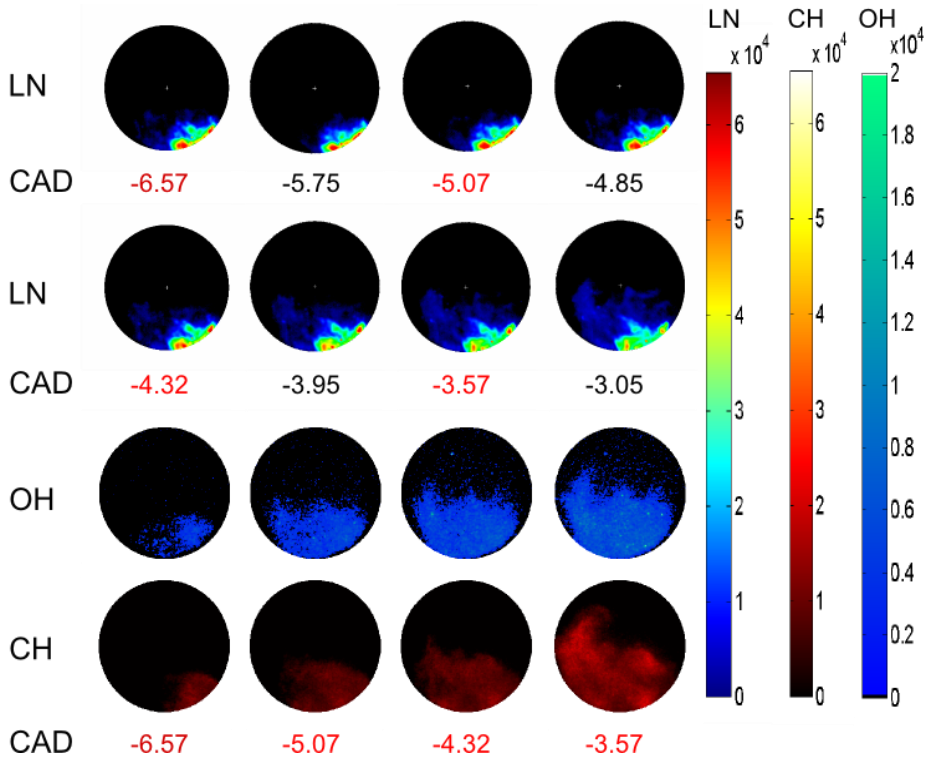


Figura 5.11: Secuencia de imágenes de LN (8 imágenes) y radical OH y CH correspondientes a los instantes iniciales del proceso de combustión, combustión parcialmente premezclada.

Una vez establecido el núcleo inicial, si se generan las condiciones necesarias en una zona determinada de la cámara para que un frente de llama progrese, es decir, que existe una mezcla en las cercanías de dicho núcleo de productos sin quemar en unas condiciones de presión, temperatura y dentro de límites de inflamabilidad, dicha llama progresará.

La siguiente parte de la descripción expone los procesos del crecimiento del frente de llama en un proceso parcialmente premezclada que da nombre a la primera fase de la combustión SAPP. Dicho progreso se establecerá sobre condiciones en cámara de mezcla no homogénea, que evoluciona en su grado de mezcla a la vez que lo hace el frente de llama, es decir coexisten dos procesos, el del frente de llama y el

del proceso de mezcla en el resto de la cámara de combustión mientras el frente de llama no alcanza dicha zona.

La Figura 5.11 muestra en este caso, y de manera más detallada en luminosidad natural, la secuencia de crecimiento del frente de llama para el ciclo del caso de estudio a partir de lo que se ha definido como núcleo inicial. Este crecimiento progresivo de la luz desde la zona de la bujía y en la dirección del *swirl*, se ve correspondido con el consiguiente aumento de presión, temperatura y RoHR que se puede apreciar en la Figura 5.8. Este aumento es progresivo durante esta fase, conforme avanza el frente de llama mayor es la superficie de este con lo que está en contacto también con una mayor superficie de mezcla sin quemar y por consiguiente se va incrementado la masa quemada en dicho proceso aumentado presión, temperatura en la cámara de combustión y la RoHR. Se puede apreciar también en la Figura 5.8 como tanto el área de la llama como la intensidad acumulada tienen un crecimiento acorde con el proceso que está teniendo lugar en la cámara de combustión y que se complementa lo que se está observando en las imágenes de la Figura 5.11 al igual que sucede con la velocidad aparente de combustión en la cual se observa un crecimiento hasta 10-12 m/s en esta primera fase.

En las imágenes obtenidas a través de la cámara intensificada y los filtros interferenciales para los radicales de CH y OH se puede observar como la reactividad en la zona donde progresa el frente de llama es alta comparada con la del resto de la cámara. En primer lugar hay reactividad debido al incremento de temperatura en la zona donde se ha iniciado el núcleo inicial y ahora progresa el frente de llama y a los productos quemados y que se siguen quemando de esta primera parte del proceso de combustión. La intensidad de esta no es muy alta en ninguno de los dos radicales pero se observan zonas que no aparecen en las imágenes de la luminosidad natural que indican procesos quimio luminiscentes por reacciones cerca del frente de llama y debidos a los gradientes de dosados que va encontrando este en su progreso dentro de la cámara de combustión. Se puede observar en las imágenes del CH, obtenidas mediante un filtro interferencial de 430 nm, como además del crecimiento en el área que aparece dentro de la cámara de combustión la intensidad de la luz registrada crece, debido en primer lugar a que las pre reacciones cerca del frente de llama aumentan claramente llegando a un máximo en el final de esta fase y debido en parte a un efecto, que es la emisión del hollín.

Dichos resultados se complementan con los obtenidos mediante la espectrografía que se presentan en la Figura 5.12 durante el instante de progresión del frente de llama parcialmente premezclada. El espectro en la zona A (Figura 5.5) alrededor de la zona de influencia de la bujía se asemeja ahora a la emisión continua de un cuerpo negro, es decir monótona creciente en la zona de las longitudes de ondas aquí representadas. Es de remarcar la aparición en esta zona del pico de 310

de OH. Como se puede observar en las imágenes del radical OH el crecimiento de la intensidad y el área ocupada por la luz que emite este radical crece al igual que el frente de llama como consecuencia del proceso de combustión que está teniendo lugar en primer lugar en dosado ligeramente ricos y en segundo como resultado de la producción de hollín en dichas zonas.

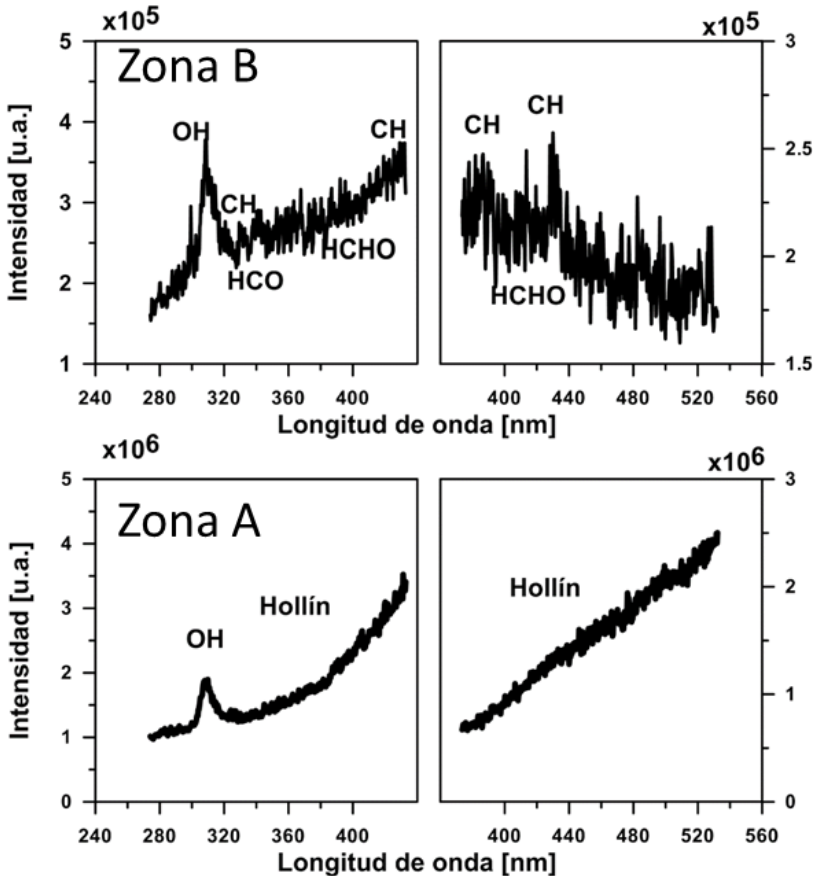


Figura 5.12: Espectro a diferentes longitudes de onda recogida por el espectrógrafo en el instante (-3.5 CAD) de progreso de frente de llama y en la posición espacial Zona B (arriba) y Zona A (abajo).

Por el contrario en la Zona B como se puede apreciar en la Figura 5.12, contiene un espectro compuesto mayoritariamente de radiación quimio-luminiscente que indican los picos de CH y OH que se pueden observar en la misma figura.

Además de los picos intensos de 310 y 430 (aunque de una menor intensidad $\times 10^5$ que el hollín) hay una banda prácticamente continua desde 270 hasta 520 (en el rango visible). Esta banda es normalmente atribuida a los HCO (banda de Vaidyal [16][21][22]) y a los radicales HCHO (banda de Emelus [16][18][22]), ambos son representativos y trazadores de las transiciones entre procesos de combustión de baja a alta temperatura y de pre reacciones. De acuerdo con las imágenes de luminosidad natural y del radical CH y OH la combustión en la zona estudiada se encuentra en zona de los inicios del frente de llama activo y de la zona de mezcla sin quemar pero altamente reactiva debido a la cercanía de las altas temperaturas y pre reacciones. En la propagación de frente de llamas premezcladas o parcialmente premezcladas están involucrados de manera general tanto la transmisión de calor desde los productos quemados hacia los no quemados y la difusión de radicales libres especialmente de OH y H desde la zona de frente de llama hacia la zona que se está precalentando y donde están sucediendo la pre reacciones con lo que la aparición de dichos radicales indica la gran reactividad de la zona contigua al frente de llama y en la dirección del movimiento del *swirl*.

Un fenómeno que se repite en todos los estudios realizados y que ocurre temporalmente en el final de la primera fase y el inicio de la segunda es un ligero descenso tanto de la RoHR como del crecimiento del área de la llama y la intensidad de la misma. Como se verá después también en los diferentes estudios paramétricos, en este instante del proceso se produce una ligera desaceleración del frente de llama y una mínima contracción del área que se puede apreciar tanto en los resultados de las imágenes de la Figura 5.8 como en las imágenes de los dos instantes consecutivos. Este hecho puede ser debido a que el frente de llama este llegando a zonas de dosado mas pobres que reducen sensiblemente su velocidad de progresión como se aprecia en la velocidad aparente de combustión, además se reduce el área calculada y la intensidad debido a que los productos quemados empiezan a emitir menos luz y con menor intensidad debido a un ligero descenso o mantenimiento de la temperatura en la cámara de combustión. En esos cortos instantes de tiempo parece que se produce un ligero retraso físico-químico entre el final del avance del frente de llama y el proceso de autoencendido generalizado y que se muestra tanto en la imágenes como en la RoHR, la presión y la temperatura muestran un punto de inflexión antes del cambio de pendiente que se producirá pocos instantes después por dicho proceso de autoencendido.

FASE 2: Autoencendido “controlado” de la mezcla parcialmente premezclada

La segunda fase del proceso de combustión es la correspondiente a la de alta premezcla y en la cual se produce el proceso de autoencendido. Dicho proceso comienza en el momento que las condiciones en cámara de combustión de presión, de temperatura y de mezcla son las apropiadas para que con la masa que ha sido inyectada en la cámara de combustión, y que no se ha consumido en la primera fase, se produzca un proceso de autoencendido.

A diferencia del crecimiento progresivo que ha tenido la combustión en el proceso parcialmente premezclado por frente de llama, este segundo está caracterizado por ser generalizado en la cámara de combustión y más corto en el tiempo.

Al igual que los procesos de combustión de mezclas completamente homogéneas o parcialmente homogéneas como las combustiones HCCI (normalmente inyección en puerto) o PCCI, los fenómenos de mezcla y tiempo de retraso físico y químico comienzan desde el momento en que la inyección del combustible se inicia en la cámara de combustión y finalizan en el momento del autoencendido. Durante este transcurso, en los casos de inyección directa como es el caso de la presente tesis, estos procesos se modifican en el momento en el que la cantidad de movimiento aportada por el chorro de inyección termina incrementando el proceso de mezcla como explican Kook et al. [23] debido al efecto de la *wave entrainment*, entrada de aire por la cola del chorro.

Como se comentó en el capítulo 4 en la sección 4.6, además en estos procesos de combustión, debido al uso de gasolina tal tiempo de retraso se alarga por el poder antidetonante de la gasolina. Así pues el proceso de combustión se encuentra en este instante dividido espacialmente en una zona donde se ha iniciado el proceso de combustión por un agente externo y otro que ha crecido en forma de frente de llama en la dirección del *swirl*. Este último guiado por los dosados reactivos que ha ido encontrado. Por último el resto de la cámara de combustión, que sigue con en proceso de mezcla del resto del combustible.

Así pues debido al aumento de presión y de temperatura que experimenta la cámara de combustión debido a los procesos que se desarrollan a raíz de la primera fase, se produce un proceso de autoencendido, controlado por los efectos de esta, de un importante gradiente de presión, alta tasa de liberación de calor y temperatura.

Dichos procesos se pueden observar en la Figura 5.8 donde una vez llegado a una presión (alrededor de 80 bar) y temperatura sin quemar (aproximadamente de

900 K) la RoHR tiene un cambio de pendiente brusco característico de procesos de autoencendido, donde se libera gran cantidad de calor en un corto espacio de tiempo.

En esta misma figura se puede observar el cambio en el área de la llama que en unos instantes llega a ocupar completamente la cámara de combustión, la intensidad acumulada en la cámara que crece hacia su máximo y también la velocidad aparente de la combustión que cambia de tendencia hacia el máximo de velocidad. En esta fase se encuentra el valor máximo de presión y con ello la máxima temperatura en cámara de combustión y la RoHR del proceso de combustión.

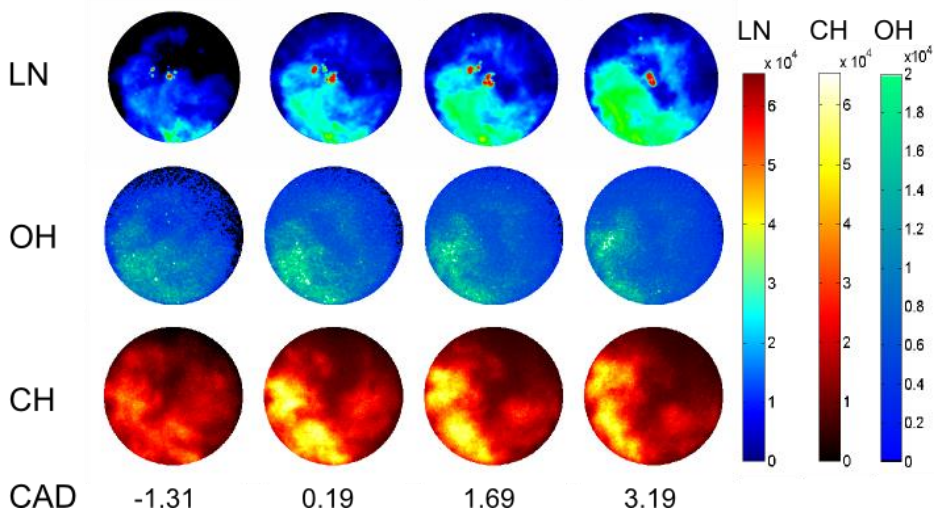


Figura 5.13: Secuencia de imágenes de LN y radical OH y CH correspondientes a los instantes iniciales del proceso de autoencendido.

Los resultados derivados de la señal de presión se complementan espacialmente con los resultados de las imágenes. En la secuencia de imágenes que se muestra en la Figura 5.13 se puede observar claramente como entre los pasos de tiempo de -1.3 y 0.19 CAD la luminosidad pasa de estar en parte de la cámara de combustión, exactamente hasta donde ha progresado el frente de llama de la primera fase, a ocupar prácticamente por completo la cámara de combustión.

En las imágenes de luminosidad natural se puede observar la secuencia de autoencendido perfectamente, ya que la luz visible va indicando donde se está produciendo y como progresa en cada instante el proceso de combustión dentro de la cámara de combustión.

Tanto las imágenes del radical OH como las del CH trazan las prereacciones previas al instante de autoencendido. En la imagen inicial del ciclo (-1.31 CAD), gran parte de luz zonas iluminadas en estas imágenes no aparecen en las de luminosidad natural, es decir no son visibles por una cámara no intensificada. La quimioluminiscencia en toda ella ya es alta en el instante justo antes de iniciar el proceso de autoencendido reflejado en el cambio de presión y en la RoHR.

Tanto del radical CH que marca la quimioluminiscencia de las reacciones previas al autoencendido así como marca la aparición del radical OH debido a las temperaturas que se están generando, son claros indicativos de la transición entre fases. Es de remarcar que únicamente en estos instantes, donde en las imágenes de luminosidad natural no se aprecia luz, y si en las de ambos radicales, son las únicas en las que se puede afirmar con seguridad que la luminosidad del radical CH proveniente de las prereacciones en cámara. En conjunto, se puede observar como en este instante están claramente expuestas las condiciones previas características para que se produzca el proceso de autoencendido del resto de la mezcla.

Dicho autoencendido aparece reflejado en las tres imágenes siguientes (0.19, 1.69, 3.19 CAD después de PMS) donde en todos los casos se puede observar como las reacciones ocupan prácticamente el conjunto de la cámara de combustión. La zona donde el frente de llama ha finalizado espacial y temporalmente antes del autoencendido. Esta es la zona de mayor intensidad en todos los casos, esto es debido a la luminosidad que producen los productos de la combustión de las reacciones que allí han ocurrido bajo dosados más ricos y mayores temperaturas que las del proceso que está teniendo lugar en toda la cámara. Las zonas donde se ha producido el autoencendido son ligeramente menos intensas de luz, debido a los dosado más pobres y menores temperaturas. Estas zonas han tenido un mayor tiempo para producir la mezcla aire-combustible y han generado dosados más pobres, y acompañados de una menor temperatura los procesos desembocan en una radiación de luz menos intensa.

Como en las demás fases se realizó un estudio de la espectrografía en diferentes zonas de la cámara de combustión. En la Figura 5.14 se presentan los resultados de dos zonas, Zona B²⁰ de final de frente de llama y alta luminosidad y de la Zona C de autoencendido para el instante 0.2 CAD.

²⁰ Zona B: Mirar Figura 5.5. Al igual que (la Zona C) corresponde a una zona de estudio del espectrógrafo. Zona B zona de frente de llama situada a la izquierda de la bujía, y la Zona C en la parte superior correspondiente a una zona opuesta y donde se visualiza el autoencendido.

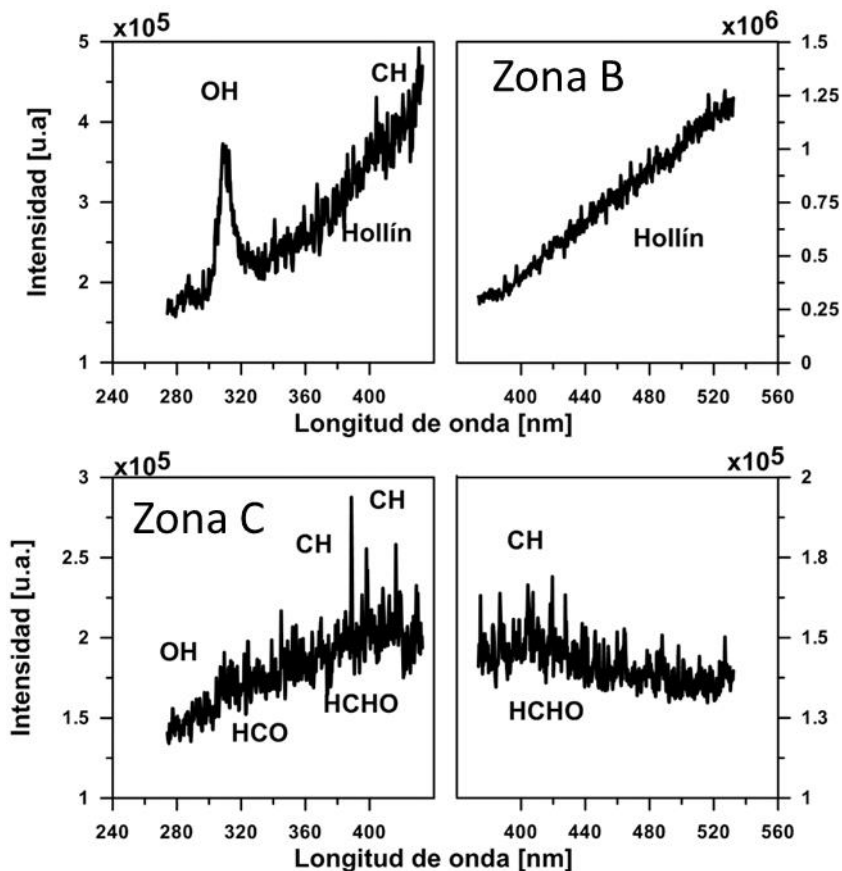


Figura 5.14 Espectro registrado para el instante 0.2 cad después de PMS. Zona B (arriba) de combustión parcialmente premezclada, y zona C (abajo) de autoencendido.

En los resultados correspondientes al espectro encontrado en la zona B (arriba), aparece tanto las marcas de alta intensidad OH y CH con la línea espectral característica de cuerpo negro debida al hollín, exactamente igual que los que se aprecia en las imágenes en esa zona. Por otro lado, en la Zona C donde se ha observado que el frente de llama no ha llegado, los radicales que allí se observan son picos de CH y OH y también HCO y HCHO [21] parecidos a los encontrados en las fronteras de la zona B en la primera fase de la combustión delante del frente de llama y que como escribe Gaydon [16] son característicos de procesos de autoencendido o procesos de la mezcla sin quemar cercanos a la zona de reacción de un frente de llama de combustiones de hidrocarburos. Las reacciones que se producen en el autoencendido de una mezcla prácticamente homogénea son de baja producción de

hollín y de menor intensidad como se observa también en las imágenes de luminosidad natural y radical CH y OH con respecto a las que se han producido en el frente de llama parcialmente premezclado de la primera fase.

Así pues, la aparición de los radicales en la espectrografía realizada en la zona C de los instantes propuestos para esta fase y los demás resultados de las imágenes concluyen que los procesos que están teniendo lugar en la cámara de combustión son característicos de los procesos de autoencendido. Por el contrario, los resultados de la zona B, donde ha crecido el frente de llama producido por la primera fase de esta combustión, son característicos de dichos procesos donde se observa el pico de alta reactividad del OH y el espectro continuo característico del hollín.

FASE 2: Extinción

Una vez finalizado el proceso de alta liberación de calor correspondiente con la fase de autoencendido, como en todo proceso de combustión, se produce la extinción del mismo.

En la figura inicial (Figura 5.8) de la descripción del proceso de combustión SAPPC se puede observar como a partir de 4 CAD después del PMS la tasa de liberación de calor baja a mínimos manteniendo los típicos rebotes debidos a proceso de combustión rápida [24] y de alta liberación de energía que se encuentran en procesos de combustión como los HCCI, PPC gasolina [25][26] y los HCCI asistidos por bujía [26]. La presión y la temperatura sin quemar descienden de manera gradual desde el máximo que acaban de alcanzar, pero la gran mayoría del combustible ha sido quemado entre la primera fase y en el proceso de autoencendido (como indica la RoHR), en este caso el 95% del total. En la fase de extinción se libera parte de la pequeña cantidad de combustible que haya podido quedar en la cámara de combustión, en el caso del ciclo presentado al 97% se finaliza el proceso.

La Figura 5.15 muestra las imágenes del proceso de extinción desde 6.95 hasta 14.47 CAD después de PMS. Se puede apreciar como los radicales OH y CH bajan su intensidad, tal descenso está relacionado con el hecho de que ya no se están produciendo de manera general reacciones ni de alta temperatura ni con dosado ligeramente ricos.

No están transcurriendo prereacciones ni aparecen radicales quimio-luminiscente, en este instante en la cámara de combustión hay radiación residual de los productos de la combustión por las altas temperaturas en el cilindro y algún proceso aislado de combustión de combustible que no se haya quemado

anteriormente como puede ser los pequeño *spots*²¹ luminosos que aparece en la zona cercana al inyector y que queman en procesos como pequeñas difusiones como marca la alta intensidad de esa zona de la imagen, tanto en la luminosidad natural como en el radical CH.

Finalmente en la secuencia de imágenes se ve claramente el descenso en la intensidad de la luz, este es indicativo de que el proceso de combustión se está extinguiendo y la luz emitida por el proceso de combustión se reduce debido al descenso en parte a que el combustible ya ha pasado a ser un conjunto de productos de la combustión y la temperatura se ha reducido. Tanto en el área de la llama, en la intensidad como en la velocidad aparente de combustión se observa el descenso, desde su máximo producido unos instantes después del máximo de la liberación de calor, que corresponde al proceso de extinción del proceso de combustión SAPPC.

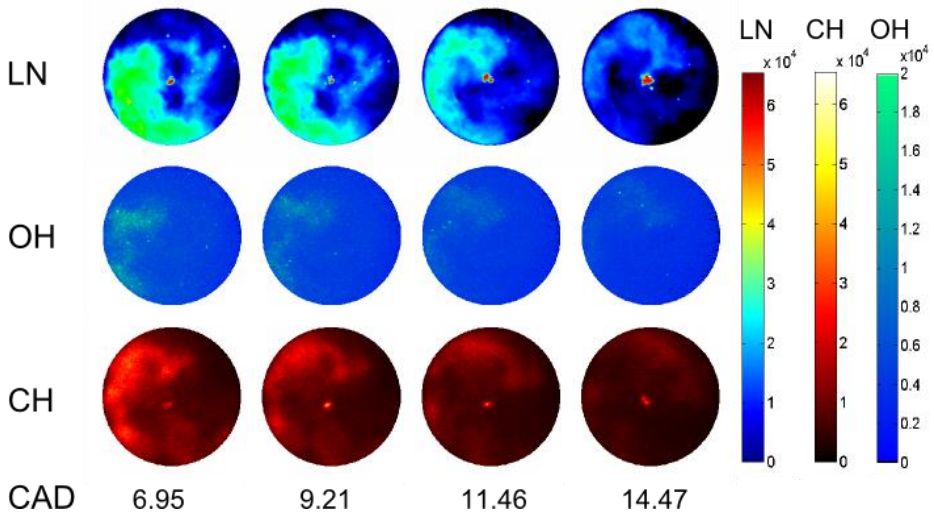


Figura 5.15: Secuencia de imágenes de LN y radical OH y CH correspondientes a los instantes finales del proceso de combustión, extinción.

En la Figura 5.16 se observan los espectros en dos zonas de la cámara de combustión en los cuales han transcurrido dos procesos diferentes. Por un lado la Zona B donde tuvo se tuvo un proceso de combustión parcialmente premezclada quemado por frente de llama y la zona C donde se produjo el autoencendido de la

²¹ Spot: Punto o mancha, en este caso luminosa, que aparece en alguna parte de la imagen debido a procesos de combustión diminutos muy localizados.

premezcla más homogénea. En el instante 11.5 CAD después de PMS y en la zona B el espectro medido que se observa es un amplio pico de OH en 310 nm y radiación de banda ancha que se extiende hasta el rango visible debido a las altas temperaturas que aun residen en la cámara de combustión y a los productos de la combustión de la fase 1.

Por otro lado en la zona C donde se ha producido el autoencendido se observan trazas del característico CO-O producido por la oxidación de HCO y HCOH después de un proceso de autoencendido. Una vez finalizada la extinción, se da por terminado el proceso de combustión SAPPCC.

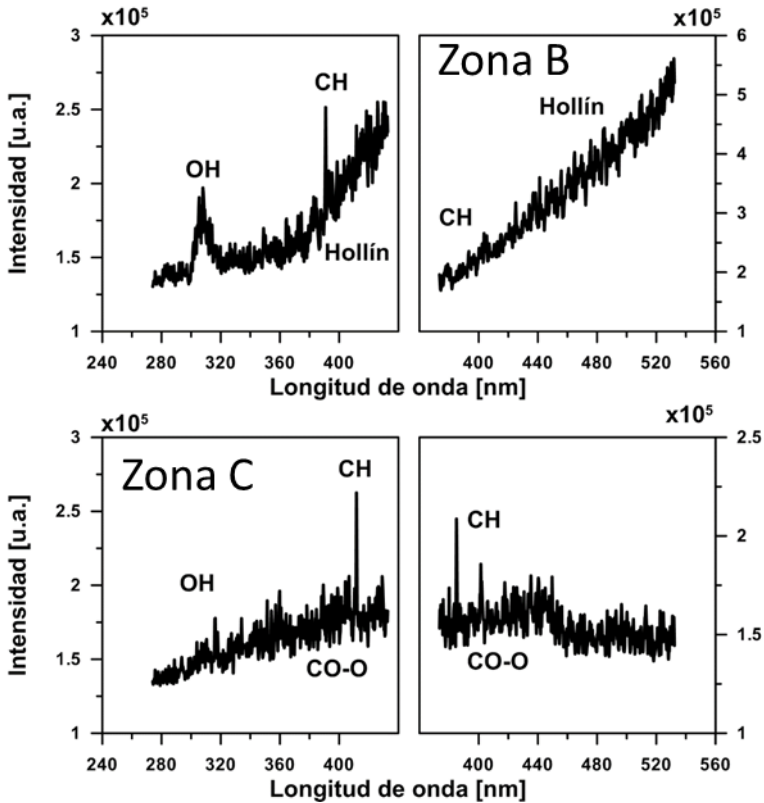


Figura 5.16: Espectro registrado para el instante 11.5 cad despues de PMS, (extinción). Zona B (arriba) de combustión parcialmente premezclada, y zona C (abajo) de autoencendido.

A modo de resumen, y de presentar los resultados de los estudios paramétricos del efecto de las condiciones termodinámicas sobre el modo de combustión, se presentan las principales características del mismo y sus fases en la Tabla 5.3

Proceso	Sub proceso	Característica
1ª Fase	Núcleo inicial	Descarga eléctrica en la bujía
1ª Fase	Progreso de frente de llama	Crecimiento progresivo de la llama en dirección del <i>swirl</i>
2ª Fase	Autoencendido	Fuerte cambio de pendiente en la RoHR y alta luminosidad
2ª Fase	Extinción	Descenso de todas las señales termodinámicas y en luminosidad

Tabla 5.3: Fases y características principales del proceso de combustión SAPPC.

5.5 Estudio de la influencia de diferentes *settings* sobre el modo de combustión SAPPC

Una vez descrito el modo de combustión con detalle y las distintas fases de dicho proceso, para lograr una mejor comprensión de este, cabe preguntarse cómo afectan a dicho proceso la modificación o variación de diferentes parámetros y cuál es su respuesta frente a estos.

De la descripción del modo de combustión SAPPC se extrae la importancia de las condiciones termodinámicas y las condiciones locales para la evolución del proceso de combustión, ya que estas son fundamentalmente las que controlan el proceso. Para que se produzcan cada una de las fases, los diferentes subprocesos dependen fuertemente, además de la temperatura y presión, de la premezcla y de las distribuciones de dosado y campos de velocidad locales que se hayan generado. En el siguiente estudio se evaluarán modificaciones en las fases y en el propio modo de combustión debido a la modificación de la masa inyectada, el ángulo de inicio de la inyección, la presión de inyección y la fracción molar de oxígeno en la cámara de combustión.

Así pues, el objetivo principal que se persigue en la siguiente sección es: Estudiar y evaluar la influencia de la variación de las condiciones termodinámicas y *settings* de motor sobre el modo de combustión SAPPC y sus fases.

En esta parte de la investigación se pretende, para una mejor comprensión del modo de combustión, aislar los efectos que tienen sobre este cada uno de las variables estudiadas. Además, los estudios de esta sección se presentaran separados físicamente según el correspondiente estudio paramétrico. En cada uno de ellos se van a mostrar resultados tanto derivados del diagnóstico de la combustión como de las imágenes del proceso, conjuntamente con los principales resultados de efectos sobre las fases anteriormente descritas y las tendencias generales sobre el modo de combustión de la variable estudiada. En cada uno de ellos se va a evaluar el efecto por separado respecto al modo de combustión a modo tratar de incrementar el conocimiento sobre el mismo.

5.5.1 Influencia de la cantidad de combustible inyectada

En el siguiente estudio se pretende evaluar la influencia de la masa inyectada sobre el modo de combustión y los principales efectos sobre las dos fases principales del proceso de combustión SAPP. Resulta interesante analizar el comportamiento del modo de combustión con respecto a la masa inyectada debido a que los efectos de la misma, además de a las condiciones locales, modifican las condiciones globales. Dosados globales más o menos ricos según la masa inyectada sea mayor o menor, hecho que tendrá una importancia capital en el modo de combustión.

La matriz de ensayos que se ha realizado en este estudio es la que ahora se presenta en la Tabla 5.4, con las variables medias de los principales parámetros de motor y las diferentes masas utilizadas para el estudio paramétrico. En este caso las masas seleccionadas varían dejando constante la masa de aire desde baja carga hasta el 50% de carga del motor en su versión transparente.

Al igual que en la descripción fenomenológica, los estudios en función del tiempo de las señales de motor se realizaran sobre un ciclo únicamente.

Dicho ciclo, es representativo del conjunto de ensayos realizados en esa condición de operación. Debido a que la modificación de la masa inyectada tiene mucha influencia en los modos de combustión PPC en lo referente a estabilidad y repetitividad ciclo a ciclo, en la Figura 5.17 se presentan parámetros de veinte ciclos de repeticiones del mismo ensayo para los dos estudios de masa que se van a presentar, en este caso 21 y 28 mg/cc de menor y mayor masa que el caso de referencia, presentado en la sección 5.4.3.

En este caso se presentan variables sobre el *phasing* de la combustión en el ciclo de motor CA10 y el CA50, la PMI para la evaluación del funcionamiento global y la dispersión cíclica y de la FeCE para el rendimiento.

Parámetros	
Combustible	Gasolina
Índice de Octano	98
Régimen de giro	750
Temperatura de admisión [K]	343
Presión admisión [bar]	1.6
Presión escape [bar]	1.8
XO ₂ [%]	18
Masa inyectada [mg/cc]	15-18-21-23-28-34
Inicio de inyección [CAD]	-19
Instante asistencia bujía [-]	EOI
Presión de inyección [bar]	600

Tabla 5.4: Parámetros de motor del estudio de la influencia de la masa inyectada sobre el modo de combustión SAPPC

Como se puede observar en la Figura 5.17 en ambos casos, tanto para 21 mg como para 28 mg los valores de PMI y FeCE obtenidos no tiene prácticamente dispersión (entre los 20 ciclos) al igual que los dos puntos elegidos de evaluación del phasing de la combustión como son el CA10 y el CA50 trazan que tanto al inicio como a la mitad del proceso de combustión la posición es muy similar en todos los casos.

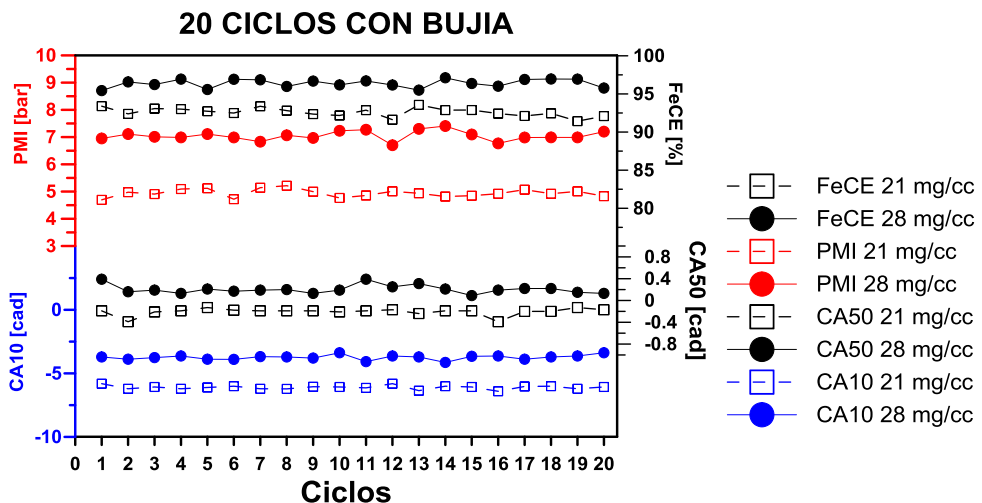


Figura 5.17: Variables medias de diferentes parámetros característicos para 20 repeticiones del mismo ciclo en 21 y 28 mg/cc.

Una vez justificada la repetitividad entre ciclos, y por otro lado que la selección de uno de ellos, para el estudio en función del tiempo, no perjudicara las tendencias y conclusiones que de estos se van a extraer, se presentan los resultados del diagnóstico de la combustión de los ciclos representativos.

En la Figura 5.18 se presentan los resultados de la masa de 21 y 28 mg/cc respectivamente. Ambos procesos cuentan con sus respectivas tasas e intensidades de la descarga en la bujía para posicionar el inicio de la combustión, la temperatura sin quemar y la presión en cámara además de la RoHR.

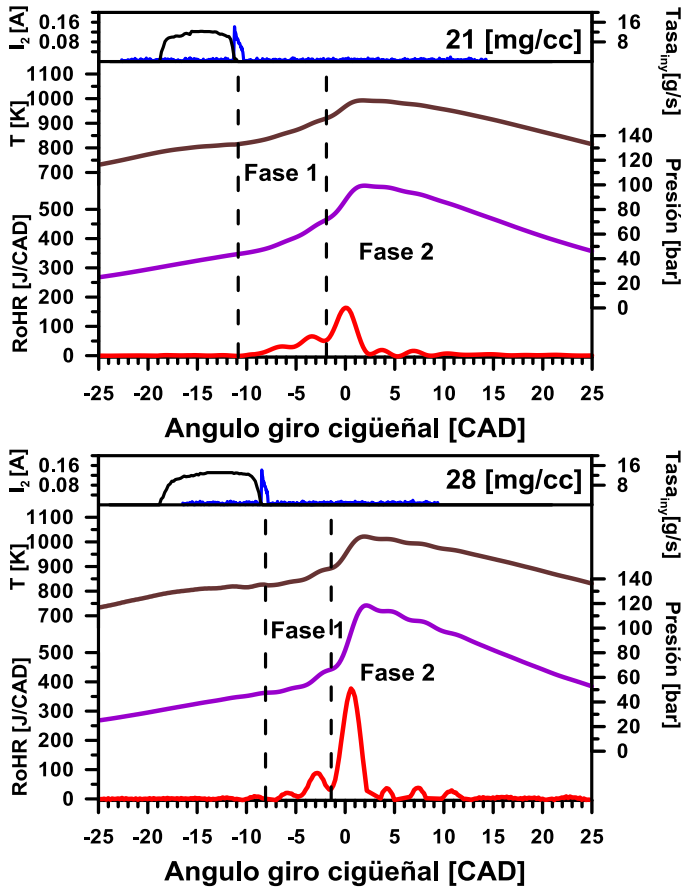


Figura 5.18: Resultados derivados del diagnóstico de la combustión en función del ángulo de giro de cigüeñal para 21 y 28 mg/cc.

Hasta que se produce la descarga de la bujía las evoluciones de la presión y la temperatura son iguales en ambos casos. Las condiciones termodinámicas en las cuales se inicia el proceso de mezcla son exactamente las mismas y es la descarga en la bujía la que inicia el proceso de combustión y la que marca la discontinuidad en los procesos. Si se observa dicha figura, el inicio de combustión en el proceso de 21 mg/cc sucede antes en el tiempo debido a que la tasa de inyección es más corta e implica un instante más temprano para la descarga de la bujía (justo al final del proceso de inyección). Se puede apreciar en la Figura 5.18 como ambas fases vuelven a aparecer, implicando este hecho que en ambos casos el modo en el que se produce el proceso de combustión es SAPPC.

Para completar el estudio se presentan las imágenes de los principales instantes, de luminosidad natural y del radical OH. La Figura 5.19 muestra dichos resultados y marca las fases, los principales instantes y la masa a la cual son referidos.

Si se comparan ambos casos, es interesante observar como en el caso de 21 mg/cc la primera fase es más progresiva, tanto la señal de presión como la de temperatura crecen de forma gradual desde el núcleo inicial al contrario de lo que sucede en el caso de 28 mg/cc, donde los cambios son más violentos. Esto se ve perfectamente reflejado en el resultado de la RoHR de ambos casos.

La duración del proceso de combustión es más corto en el caso de masa 28 mg. La primera fase, fundamental para iniciar y “controlar” la segunda, necesita generar las condiciones necesarias tanto de presión como de temperatura para que el proceso autoencendido se produzca. Tanto en las imágenes como en las RoHR se puede observar como la primera fase en 21 mg tiene una mayor duración, una progresión de frente de llama mayor hasta que se dan las condiciones necesarias para el autoencendido y eso implica un porcentaje mayor de masa quemada en esta primera fase para conseguir condiciones necesarias de autoencendido partiendo de iso-condiciones termodinámicas. Por otro lado esto implica una reducción en la masa disponible para la segunda fase y un dosado local en la zona de autoencendido más pobre. Esto implicará una segunda fase menos energética, tanto debido a que la masa es menor como al hecho de que parte de esta se ha consumido en la primera fase. Los máximos de RoHR muestran claramente esta tendencia.

Al observar ahora la Figura 5.19 tanto en luminosidad natural como del radical OH se aprecia cómo el incremento en masa implica una mayor luminosidad y reactividad generalizada con un incremento de la masa inyectada. Iniciándose en distintos instantes, debido a la diferente duración de la tasa de inyección, y como se puede observar en el instante del inicio de la combustión con el *spot* luminoso en la bujía, el crecimiento del frente de llama es distinto en ambos casos. Este es más

rápido en el caso de mayor masa aunque ocupa una parte menor de la cámara de combustión, y más reactivo (radical OH) debida al frente de llama más generalizada y mayor área en el caso de 21 mg/cc. Este es el hecho principal que indica que, en un menor espacio, se ha consumido la cantidad necesaria de combustible para generar las condiciones de presión y temperatura, para que se produzca el autoencendido. En la segunda fase, tanto la luminosidad general en la cámara como la reactividad de alta temperatura y dosados ricos (radical OH) son mayores en el caso de la masa de 28 mg/cc. Este hecho está relacionado con la mayor masa inyectada, los dosados más ricos que se generan y la temperatura que se alcanza en la cámara de combustión

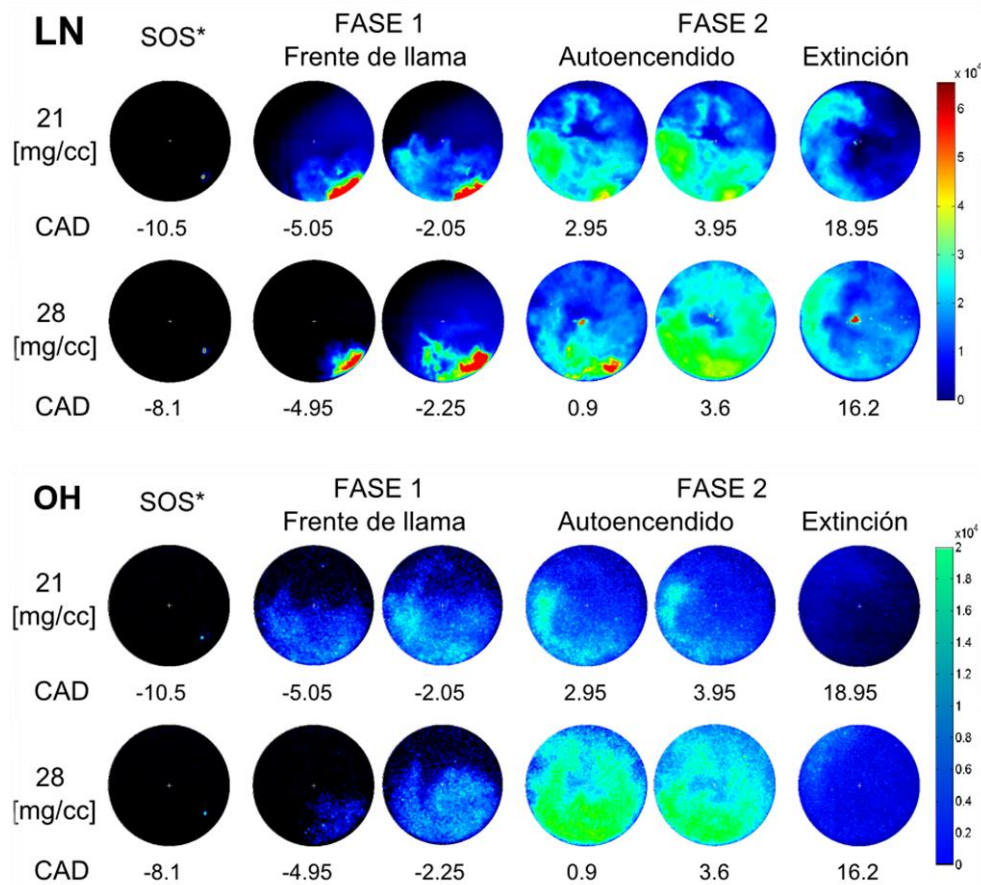


Figura 5.19: Secuencia de imágenes de luminosidad natural y radical OH en diferentes instantes de las fases SAPPC para la masa de 21 y 28 mg/cc.

También es interesante observar como la segunda fase se acorta en el tiempo con el aumento de masa, unos dosados más reactivos, tanto locales como globales, que implican una mayor facilidad para que se produzca el autoencendido. Cómo se puede comprobar en la RoHR al igual que en los resultados derivados de las imágenes del proceso de combustión y los instantes en los que se produce (entre 0.9 y 3.6 CAD) la duración de la misma es ligeramente más corta que en el caso de 21 mg/cc incluso siendo el máximo de RoHR dos veces superior.

Se presentan ahora de manera integrada los principales resultados sobre todo el estudio de masa realizado. En este caso, y al igual que se hará en los demás estudios, se van a presentar efectos sobre porcentaje de masa quemada en cada una de las fases y duración de estas así como un conjunto de resultados globales que marcan las tendencias generales y efecto de manera integrada.

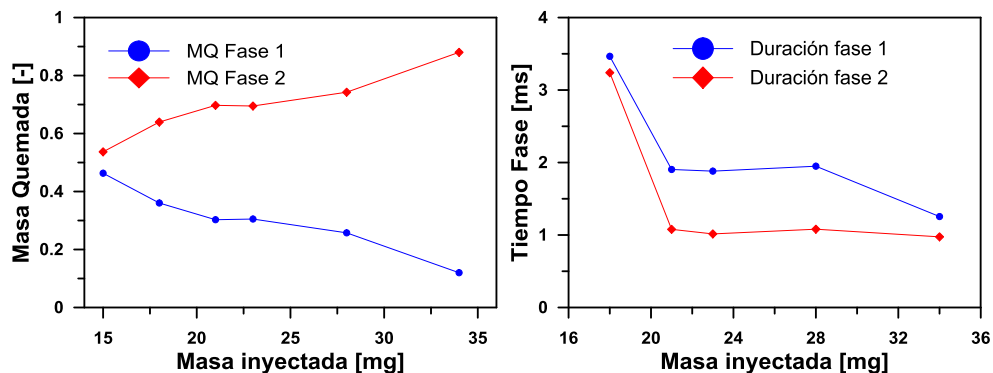


Figura 5.20: Duración y porcentaje de masa quemadas de las fases del modo de combustión SAPPC para el estudio de masa inyectada.

Como se ha comentado anteriormente la Figura 5.20 muestra la duración de las fases y el porcentaje de masa quemada en cada una de estas para las diferentes masas inyectadas.

Como se ha visto en la señal de RoHR tanto la masa quemada como la duración de cada una de las dos fases del SAPPC se ve afectada por la cantidad de masa inyectada. En este caso se puede observar como de forma general la masa quemada en la fase 1 disminuye conforme aumenta la masa inyectada incrementándose por otro lado la que se quema en la fase 2.

En la primera fase, el proceso de crecimiento de frente de llama se acelera debido a un núcleo inicial con mayor masa quemada, un mayor frente de llama cercano, cada vez más rápido y de mayor volumen. Además conforme aumenta la

masa inyectada se produce un incremento de zonas con dosados locales ricos que acrecienta la velocidad de la combustión inicial con lo que generalmente se alcanzan antes las condiciones de autoencendido.

En el caso de 34 mg/cc se puede observar como en la fase 1 se consumen un poco menos del 20% del combustible inyectado quemando el resto en un la fase de autoencendido comparándolo con el 47% del caso de 15 mg/cc. Es importante remarcar que la masa correspondiente a estos porcentajes en cada caso (6.2-7 mg) es muy parecida indicando pues que a priori la combustión de una masa como esta, genera las condiciones de presión y temperatura necesarias para que se produzca el autoencendido, aunque los tiempos para que ocurran son bien distintos.

La duración de cada una de estas dos fases va en concordancia con los resultados de masa quemada. Desciende rápidamente desde el caso inicial de muy baja carga, donde se realiza un proceso muy lento debido a los bajos dosados globales, que aunque ricos localmente (lo son durante poco tiempo) hacen que el progreso de la combustión en la cámara transcurra de forma más lenta y debido esto, el tiempo hasta que se llegan a establecer las condiciones de autoencendido es mayor. Aparece, para los estudios de masa intermedia, un proceso de estabilización de duración de la combustión, donde manteniéndose los tiempos de cada una de las fases, la cantidad de masa a quemar se incrementa ligeramente y se ven compensados los efectos hasta que otra vez en el caso de 34 mg/cc se observa una clara reducción de tiempo y de porcentaje de masa quemada en la primera fase debido a que, la energía liberada por la masa quemada en la primera fase es suficiente para producir el autoencendido del resto de la mezcla.

Finalmente la Figura 5.21 muestra los resultados generales del efecto de la masa de combustible inyectada sobre el modo de combustión SAPP. En todos los casos conviene remarcar que se ha conseguido procesos de combustión iniciados y controlados por bujía y con las distintas fases características del modo de combustión descrito en la presente tesis doctoral.

En esta se incluyen valores promedios y desviación de los principales resultados obtenidos del diagnóstico de la combustión. El efecto sobre la PMI y la eficiencia energética del proceso es claro, a mayor combustible inyectado se tiene un mayor PMI y una mayor FeCE debido a que el proceso de combustión con dosados globales más ricos tiene un mejor progreso por el conjunto de la cámara de combustión y son menores los apagados de llama.

En lo correspondiente al ruido, evaluado mediante el *ringing intensity*, se puede observar que este aumenta con el incremento de masa inyectada. Este es debido principalmente a que el incremento de masa implica una combustión con una

segunda fase más energética y además más corta en el tiempo, lo que genera unos mayores gradientes de presión en la cámara de combustión y por consiguiente un aumento en el knocking.

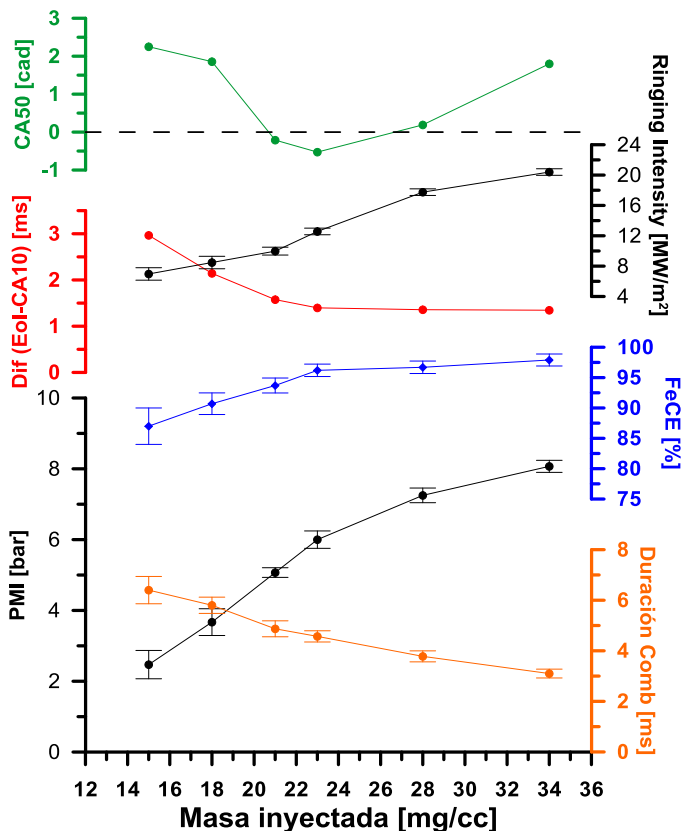


Figura 5.21: Resultados promedio del efecto de la masa en combustión SAPPCC

Por otro lado en lo referente a las duraciones tanto de la combustión completa como del tiempo extra de mezcla (EOI-CA10) se observa que ambos se reducen con el incremento de masa inyectada. El primero debido a que todos los procesos se reducen en el tiempo, una primera fase de frente de llama más corta, un autoencendido más energético y más rápido y un proceso de extinción corto debido a la alta temperatura de la cámara de combustión, el segundo debido a un proceso inicial o núcleo con mayor liberación de energía debido a las concentraciones de dosados ricos cerca de la bujía.

Aunque en el caso del tiempo extra se pueda observar cierta estabilización a partir de 24-25 mg/cc de masa inyectada, los tiempos son ligeramente más cortos. Además el tiempo de combustión, incluyendo hasta la extinción, se reduce sensiblemente con el aumento de masa debido a una menor cantidad de combustible para quemar residualmente en este último proceso.

Por último, prestando atención a la posición del CA50, se puede observar los efectos de la masa de combustible inyectada sobre el *phasing* de la combustión. Para masas reducidas se observa conforme se incrementa la masa inyectada que el CA50 se acerca a PMS, debido principalmente a que la primera fase se va acortando en el tiempo y llega antes la segunda fase de autoencendido donde se libera gran parte del calor y adelantando la posición del CA50. A partir del mínimo encontrado en 23 mg/cc con un CA50 de -0.67 CAD de valor promedio el CA50 vuelve a desplazarse hacia la zona de posterior a PMS debido a que empieza a tener efecto la duración de la tasa y la cantidad de combustible, es decir el proceso se inicia más tarde y además la masa a quemar para llegar al 50% es mayor, con lo que la posición se va retrasando en el ciclo de motor. Es importante remarcar que en todo caso las posiciones del CA50 se encuentran en un rango estrecho, aproximadamente de cuatro grados, cercanos todos ellos a PMS.

5.5.2 Influencia del inicio de la inyección

Un parámetro de influencia capital en procesos de combustión parcialmente premezclados es el inicio del proceso de inyección. La modificación de este afecta en gran manera a los diferentes procesos, debido a que implica una modificación de las condiciones termodinámicas bajo las cuales suceden los mismos. Éstos tienen una gran importancia en los casos en los cuales los procesos de inyección y combustión se encuentran completamente desacoplados como es la combustión SAPPC.

En el presente estudio se muestran resultados, respecto el punto de referencia presentado en la descripción del modo de combustión, manteniendo las mismas condiciones en motor, incluyendo la masa inyectada, y modificando el instante en el cual se produce la inyección. Tales parámetros se pueden observar en la Tabla 5.5.

Al igual que en el estudio anterior, se han seleccionado dos casos para el estudio en función del ángulo de giro de cigüeñal. Se presentan dos casos con diferentes condiciones respecto una referencia, adelantando y atrasando el inicio de inyección para evaluar su efecto, de manera concreta se seleccionan -24 y -14 CAD antes de PMS. Así pues, es importante volver a justificar que el caso seleccionado entre los estudiados no posee ninguna característica especial que lo haga diferente

entre éstos, para poder justificar las conclusiones que se extraigan a partir de los mismos al igual que en el estudio anterior.

Parámetros	
Combustible	Gasolina
Índice de Octano	98
Régimen de giro	750
Temperatura de admisión [K]	343
Presión admisión [bar]	1.6
Presión escape [bar]	1.8
XO ₂ [%]	18
Masa inyectada [mg/cc]	23
Inicio de inyección [CAD]	-29/-24/-19*/-14
Instante asistencia bujía [-]	EOI
Presión de inyección [bar]	600

Tabla 5.5: Parámetros de motor del estudio de la influencia del inicio de la inyección sobre el modo de combustión SAPPCC.* Indica el SolI de referencia.

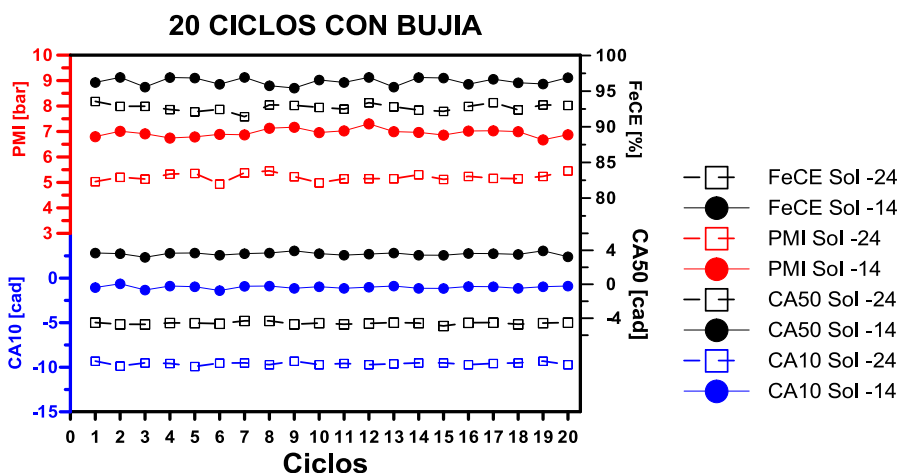


Figura 5.22: Variables medias de diferentes parámetros característicos para 20 repeticiones del mismo ciclo en inicio de la inyección en -24 y -14 CAD antes de PMS.

En la Figura 5.22 se muestran los resultados de los veinte ciclos de los casos de SolI -24 CAD y de SolI -14 CAD. Como se puede apreciar el CA10 y el CA50 se ven muy afectados al movimiento dentro del ciclo de motor de la inyección lo que

implica el desplazamiento de estos en el mismo sentido. Los valores de PMI se ven afectados tanto por el posicionamiento de la combustión como por el propio rendimiento y por la duración de la misma, en este caso no se pretende evaluar de manera directa dichos resultados sino simplemente evaluar y justificar la elección de un ciclo como representativo para estudiar detalladamente este en función del ángulo de giro del cigüeñal.

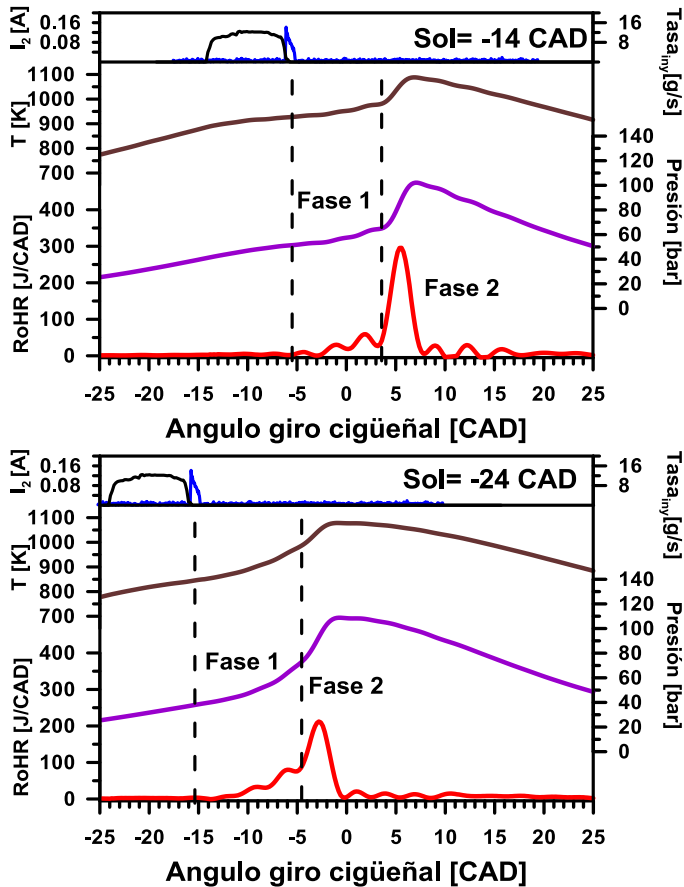


Figura 5.23: Resultados derivados del diagnóstico de la combustión en función del ángulo de giro de cigüeñal para el inicio de inyección -24 y -14 CAD.

La baja desviación entre ciclos permite escoger cualquiera de éstos como representativos. En la Figura 5.23 se presentan los resultados derivados del diagnóstico de la combustión basados en la medida de presión en cilindro de los

ciclos seleccionados. Por otro lado en la Figura 5.24 se muestran la secuencia de imágenes principales de las distintas fases del proceso de combustión.

En la Figura 5.23 se pueden observar las principales características tanto de la presión y la temperatura como de la RoHR para ambos casos estudiados, SoI -14 CAD en la parte superior y SoI -24 CAD en la inferior. En ambos casos la duración de la tasa de inyección es la misma ya que corresponde ambos casos a la misma masa inyectada pero desplazándose el inicio a su posición correspondiente. Es la posición de la descarga de la bujía al final del proceso de inyección la que da paso al inicio del proceso de combustión como ya sea visto anteriormente.

Las diferencia tanto en la liberación del calor como presión y temperaturas se pueden apreciar a la vista de ambas gráficas. En el caso de inicio de inyecciones avanzadas los procesos de crecimiento de presión y temperatura son más progresivos. La primera fase tiene una mayor duración y la masa que es quemada en esta es mayor (una mayor liberación de calor en RoHR en esta primera fase). Esto es debido principalmente a que el proceso de mezcla de la masa inyectada se produce bajo condiciones de densidad menores que por un lado dan como resultados mezclas más heterogéneas y por otro debido a que la temperatura en la cámara es menor con lo que se necesita más tiempo para llegar a la temperatura y presión de condiciones de autoencendido. Como se observa la segunda fase en este caso tiene una liberación de calor mucho menos energética (máxima RoHR 207 J/CAD) y con una mayor duración que en el caso de SoI -14 CAD (máxima RoHR 295 J/CAD).

En inicios de la inyección retrasados en la primera fase ocurre lo contrario, la densidad es alta, lo que implica un englobamiento de aire más rápido por parte del combustible, la mezcla en la zona de núcleo es más pobre y el proceso de frente de llama tiene más dificultades para propagarse, por el contrario se encuentra con más temperatura dentro de la cámara de combustión y el resto de la mezcla (la del resto de la cámara de combustión) se ha realizado más rápidamente (como se puede observar en la RoHR de la Figura 5.23) por el mismo hecho llegando a condiciones de autoencendido antes y por consiguiente quemando una mayor masa bajo dosados locales más pobres.

Los resultados del análisis de los efectos de cambiar el inicio de la inyección en el modo combustión de combustión SAPPCC también se puede observar en la secuencia de imágenes que se presenta en la Figura 5.23 En la fase de frente de llama, se observa como aparecen zonas de alta intensidad de luz cerca de la bujía. El crecimiento de este frente de llama es progresivo y quema parte de la gran parte de la masa inyectada lo que hace que en esta fase y en casos de SoI adelantado prácticamente el frente de llama avance por toda la cámara de combustión. Si se observan por otro lado las imágenes del radical OH se puede observar claramente

como los casos con frente de llama tienen una alta intensidad de luz por toda la cámara de combustión

En cambio en el caso de SoI -14 los resultados muestran que la intensidad de emisión de OH es muy baja, prácticamente solo aparece en la zona de frente de llama que si ha pasado por dosado ricos o ligeramente ricos con alta temperatura, pero el resto en autoencendido, al ser mucho más homogéneo y por lo tanto más pobre que en el caso anterior prácticamente no se emite luz en la longitud de onda 310.

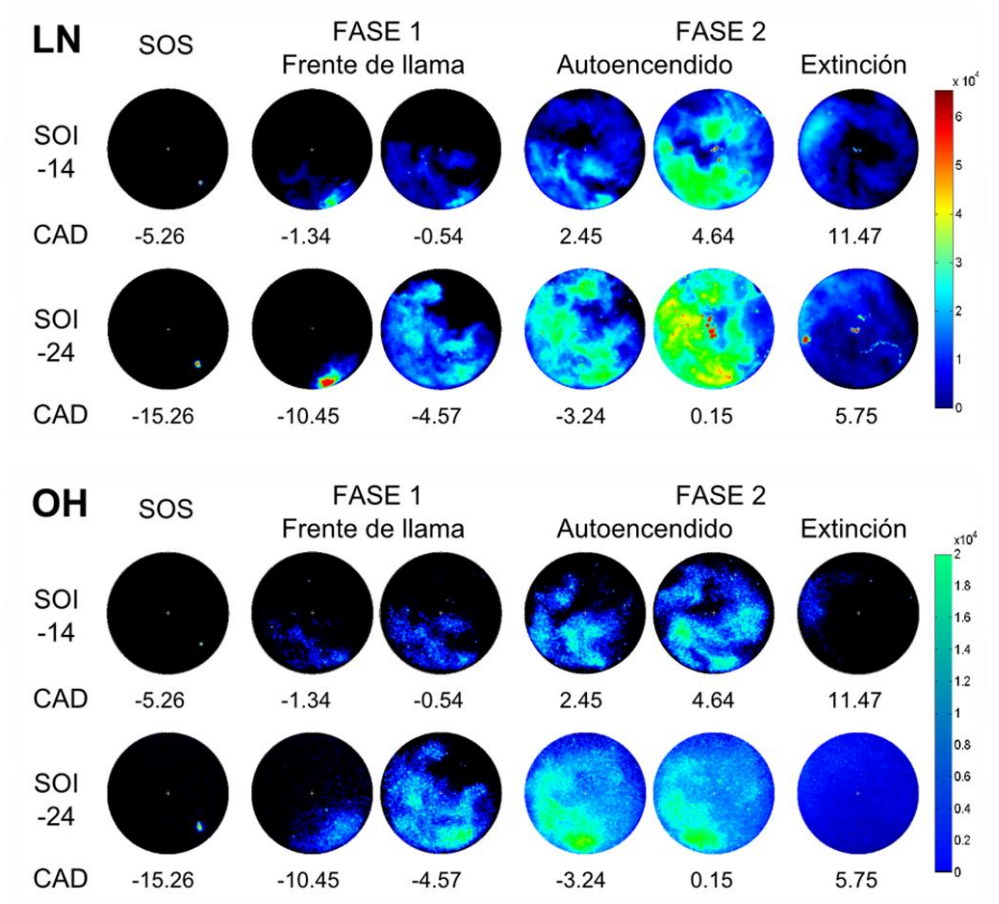


Figura 5.24: Secuencia de imágenes de luminosidad natural y radical OH en diferentes instantes de las fases SPPC para el SoI -14 y -24 CAD.

Finalmente se presenta un conjunto de resultados del efecto general del inicio de la inyección sobre las fases del modo de combustión SPPC y sobre otros

resultados promedios derivados del código diagnóstico de la combustión a partir de la señal de presión en cámara.

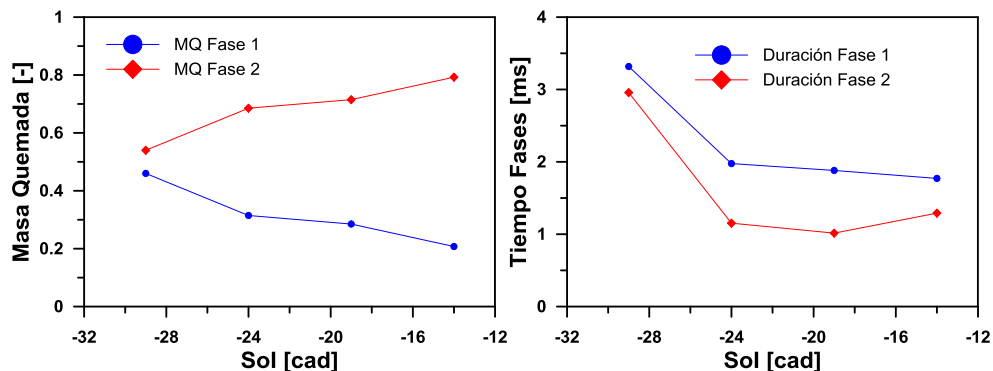


Figura 5.25: Duración y porcentaje de masa quemadas de las fases del modo de combustión SAPPC para el estudio de inicio de la inyección

En la Figura 5.25 se pueden observar las tendencias anteriormente descritas. Conforme se va retrasando el inicio de la inyección, la cantidad de masa quemada en la segunda fase se hace más importante. Este hecho es debido principalmente a las diferencias en distribuciones de dosados que se generan debido a la densidad en cámara en el momento de la inyección y al consiguiente crecimiento de frente de llama.

La duración de las fases se ven afectadas por múltiples efectos en los inicios de inyección muy adelantados la duración de la combustión es muy alta para las dos fases debido a los problemas que tiene tanto para progresar el frente de llama como para producirse el autoencendido. En el último punto se puede observar un ligero remonte de la duración de la segunda fase este hecho puede ser debido a que, como se ha observado en la RoHR de la Figura 5.23, en la primera fase se quema ya un porcentaje tan bajo de combustible que en el caso del autoencendido aunque muy energético se produce un ligero repunte en el tiempo necesario para realizar completamente dicho proceso.

La Figura 5.26 muestra los resultados promedios derivados de CALMEC. En lo que refiere a la eficiencia de la combustión (FeCE) del proceso, esta aumenta conforme se retrasa el inicio de la inyección debido a que los procesos de autoencendido se producen bajo dosados más homogéneos y por consiguiente el proceso quema una mayor cantidad de combustible.

Además duraciones cortas del proceso de combustión junto con un mejor *phasing* (CA50) y el mayor FeCE comentado anteriormente, hacen tener unos valores de PMI mayores conforme se retrasa la inyección, ya que de manera general el proceso de combustión presenta resultados de una segunda fase más energética y mejor centrada para la masa la misma masa inyectada estando el CA50 está entre 2 y 4 CAD después de PMS. Esto hecho penalizará en ruido al modo de combustión como se puede observar en la curva de *ringing intensity* que sube prácticamente de forma lineal con el SoI debido a que un proceso de autoencendido con una liberación de calor más brusca viene acompañada por grandes gradientes de presión. Por último cabría comentar que el tiempo entre el final de la inyección y el CA10 se reduce ligeramente ya que en los casos de SoI adelantado incluso con la combustión de dosados locales ricos y aunque el crecimiento de frente de llama se extiende en el tiempo, el CA10 se desplaza ligeramente hacia el final de la inyección.

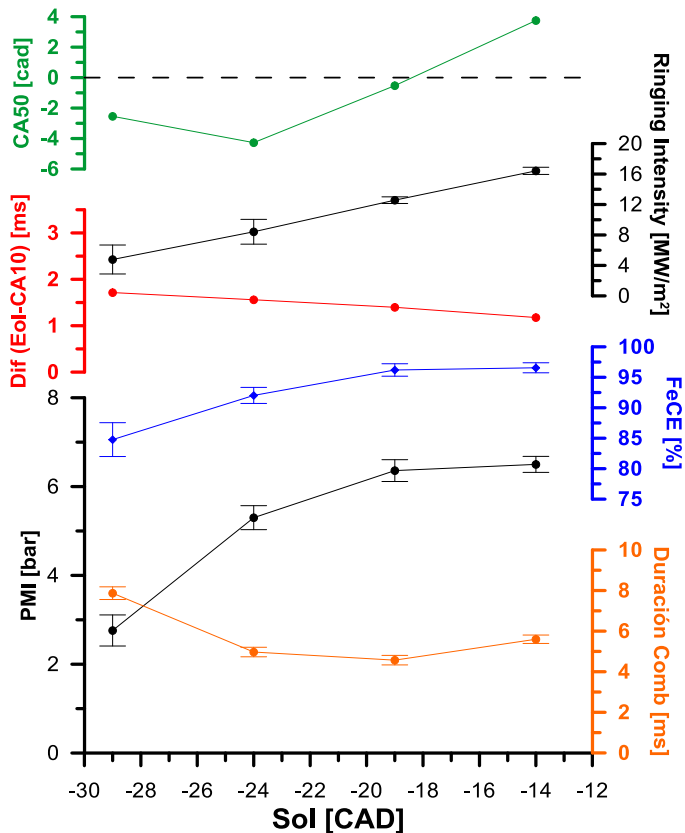


Figura 5.26: Resultados promedios del efecto del SoI sobre el modo de combustión SAPPCC

5.5.3 Influencia de la presión de inyección

La presión utilizada para inyectar el combustible dentro de la cámara de combustión tiene un papel fundamental en los procesos de combustión parcialmente premezclados. La introducción de una cantidad de masa de combustible en poco tiempo y con gran cantidad de movimiento es vital para favorecer los procesos de mezcla. Por otro lado, la aceleración de los procesos en el inicio de este modo de combustión pueden tener el efecto contrario, el movimiento y los campos de velocidades generados una vez establecido el frente de llama pueden ser, y de hecho se verá, beneficiosos para el progreso del frente de llama, por el contrario la estabilización de un núcleo inicial donde es fundamental las condiciones locales cerca de la zona de descarga de la bujía para que pueda crecer un frente de llama pueden ser efímeras y no permitir que este aparezca o al menos dificultar en gran medida que existan las condiciones características para un consiguiente proceso de combustión SAPPCC.

La Tabla 5.6 muestra al igual que en los estudios anteriores los diferentes settings de motor que se han mantenido constantes durante los ensayos de combustión y las diferentes presiones de inyección evaluadas en dicho estudio.

Parámetros	
Combustible	Gasolina
Índice de Octano	98
Régimen de giro	750
Temperatura de admisión [K]	343
Presión admisión [bar]	1.6
Presión escape [bar]	1.8
XO ₂ [%]	18
Masa inyectada [mg/cc]	23
Inicio de inyección [CAD]	-19
Instante asistencia bujía [-]	EOI
Presión de inyección [bar]	600*-900-1200

*Tabla 5.6: Parámetros de motor del estudio de la influencia de la presión de inyección sobre el modo de combustión SAPPCC. * Indica presión de inyección del caso de referencia.*

En la Figura 5.27 se muestran valores integrados del proceso de combustión y de posicionamiento de esta, que como hemos visto anteriormente en otros estudios, permiten evaluar la variabilidad entre ciclos.

Como se puede apreciar en la Figura 5.27 la posición del proceso de combustión tanto del CA10 y CA50 tiene baja dispersión y al igual que la PMI y la FeCE de los distintos ciclos, son lo suficientemente parecidas para que la elección de un ciclo como representativo para evaluar dichos procesos en función del tiempo no modifiquen los resultados y tendencias que de estos se extraigan. Sí que es de remarcar, que aunque muy ligera, se observa una ligera dispersión tanto en la PMI como en el CA10, debida a las grandes velocidades que se generan donde se encuentra la zona de influencia de la bujía y se genera el núcleo inicial de la combustión. Este hecho puede provocar que en los inicios, cerca de dicha posición espacial, las distribuciones de dosados sean más pobres localmente y las velocidades debidas a las cantidades de movimiento introducidas por los sprays sean más altas, dificultando el establecimiento de un frente de llama que pueda progresar.

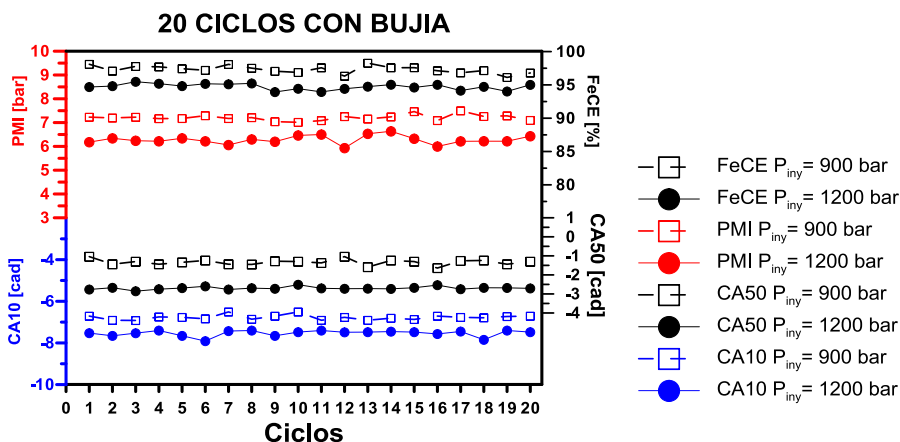


Figura 5.27: Variables medias de diferentes parámetros característicos para 20 repeticiones del mismo ciclo para la presión de inyección de 900 y 1200 bares.

La Figura 5.28 muestra los resultados en función del tiempo de los ciclos seleccionados para 900 y 1200 bar de presión. En ellas al igual que en otros estudios se muestran la tasa de inyección y descarga de la bujía, la señal de presión, la temperatura y la RoHR. Todas ellas se representan en función del ángulo de giro del cigüeñal.

Siguiendo con el inicio de combustión, se puede observar como este se adelanta conforme se incrementa la presión de inyección debido a que para la inyección de la misma cantidad de masa se utiliza un menor tiempo con lo que para mantener constante la posición de la descarga de la bujía en el final de inyección esta se adelanta en el ciclo. Este hecho no tiene mayores implicaciones (únicamente el ligerísimo cambio de densidad en cámara) como sí las tiene la presión de inyección

sobre la primera fase. Como se extrae de la figura, si se observa la RoHR en sus primeros instantes, conforme aumenta la presión de inyección la primera fase cobra más importancia en el proceso.

Se puede notar que en el establecimiento del núcleo inicial para el caso de alta presión de inyección, el tiempo entre el final de la descarga y el primer cambio de pendiente de la RoHR aumenta ligeramente. De manera general debido a los campos de velocidades de mayor magnitud que se generan en el entorno de la zona de influencia de la bujía, el establecimiento del núcleo que haga progresar o iniciar un frente de llama es más dificultoso.

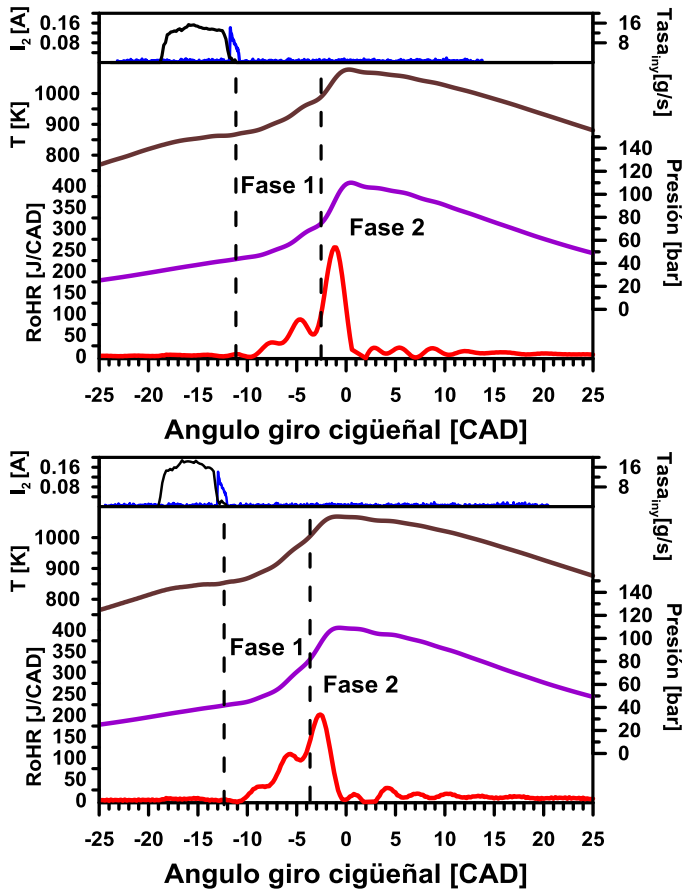


Figura 5.28: Resultados derivados del diagnóstico de la combustión en función del ángulo de giro de cigüeñal para diferente presión de inyección 900 y 1200 bares.

En la Figura 5.29 se puede observar claramente como en el instante del SoS (*Start of spark*) tanto en luminosidad natural como en el radical OH la intensidad de la luz en la zona es menor en el caso de alta presión de inyección.

Por el contrario, en el momento que se establece el crecimiento del frente de llama este es mucho mayor ya que los campos de velocidad generados que dificultaban el inicio y la creación de un núcleo mejoran en gran medida el progreso como se puede apreciar en las imágenes y en la RoHR de la Figura 5.28. Si se comparan ambos crecimientos en el caso de 1200 bares de presión de inyección, tanto la energía que se libera en esta fase como la intensidad de la luz y el área ocupada por esta es mayor que en el caso de 900 bares y por supuesto que el de referencia de 600 bares.

Este hecho afecta por supuesto al desarrollo de la segunda fase donde, el autoencendido será de una masa menor y más homogénea. Así pues, en la curva de la RoHR se observa como en el caso de 900 bares el pico máximo de esta es mayor al del caso de 1200 bares y además el cambio de pendiente característico viene asociado desde un nivel más bajo. Se puede observar como el cambio de pendiente de la presión y temperatura en cámara que es casi inapreciable en el caso de 1200 bares, debido a que gran parte de la masa se ha quemado en la primera fase.

En las imágenes se observa la alta intensidad en la luminosidad natural que aparece en el caso de 1200 bar en la fase de autoencendido. Este hecho es debido a que el frente de llama prácticamente llega a todo el conjunto de la cámara de combustión y al aumento de temperatura que se produce en este instante, que provoca que los productos de la combustión radien luz con alta intensidad. Por el contrario se ve reducida en el caso de 900 bares donde se produce un autoencendido de una mayor parte de la masa inyectada y bajo dosados más pobres localmente.

Respecto a los resultados derivados del radical OH se puede apreciar como en el caso de 900 bar la intensidad máxima se centra en el frente de llama que ha crecido sobre unas distribuciones de dosados más ricas, y que en este caso ocupa menos área del conjunto de la cámara de combustión.

En la fase de autoencendido la alta intensidad en 900 bar está concentrada en la zona de crecimiento del frente de llama. Por el contrario, en el caso de 1200 bar ocupa prácticamente toda la cámara de combustión, dejando, eso sí, en ambos casos pequeñas zonas de baja intensidad u oscuras como sucede en los fase de autoencendido comentados anteriormente.

Finalmente en el proceso de extinción en cuanto a luminosidad natural el caso de alta presión se ve afectado por la luz del frente de llama, en cambio, en ambos casos se observa que el radical OH prácticamente ha desaparecido.

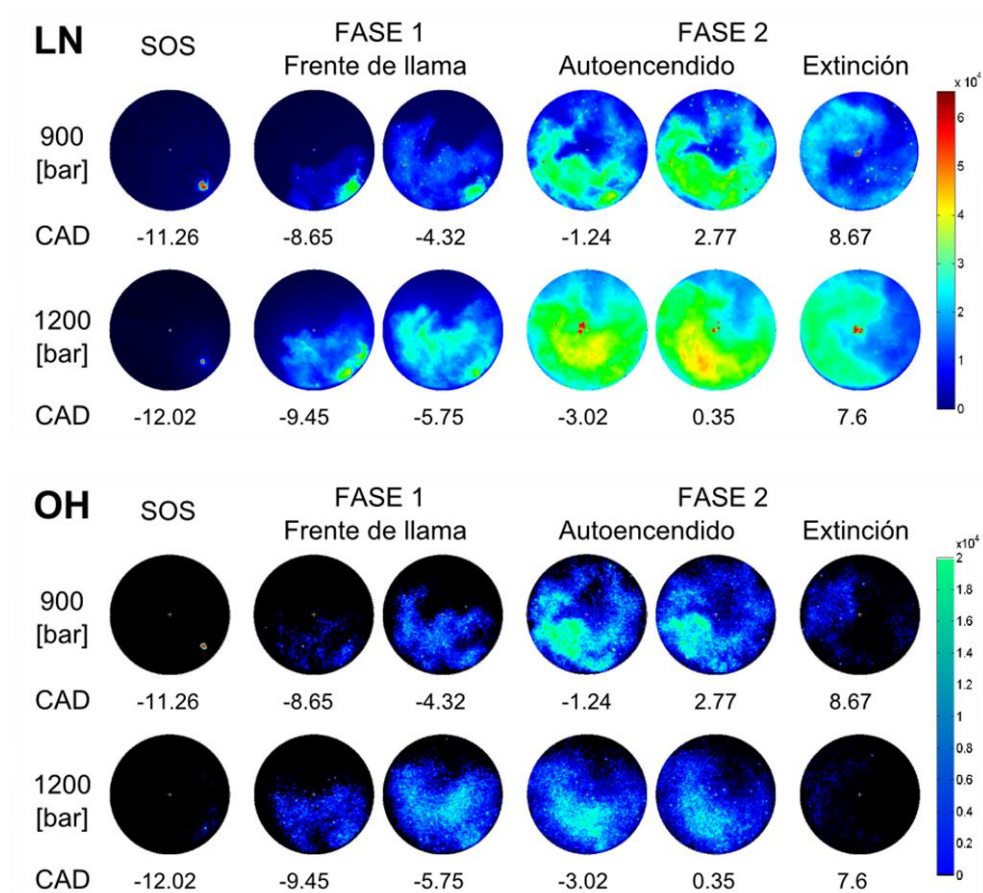


Figura 5.29: Secuencia de imágenes de luminosidad natural y radical OH en diferentes instantes de las fases SPPC para la presión de inyección de 900 y 1200 bares.

Siguiendo con estos conceptos se presenta los resultados de porcentaje de masa quemada en cada una de las fases y duración de estas para las tres presiones de inyección.

Si se observa la Figura 5.30 claramente las tendencias que se han apreciado en la RoHR se pueden también extraer en los resultados ahora presentados.

Claramente se produce un descenso en la masa quemada en la segunda fase en detrimento del combustible consumido en la primera de estas. Se comprueba pues que el incremento de presión de inyección tiene una fuerte influencia sobre la fase 1 de crecimiento y propagación de frente de llama incrementándose la masa quemada en dicha fase a la vez que se reduce ligeramente la duración de esta. Prácticamente con el mismo inicio de inyección y la misma masa, la duración de la segunda fase, la que incluye el proceso de autoencendido, se modifica muy poco con el incremento de presión de inyección. En este caso se compensan los efectos de menor cantidad de masa con el aumento de cantidad de movimiento introducida por los *sprays* en los procesos de mezcla y combustión.

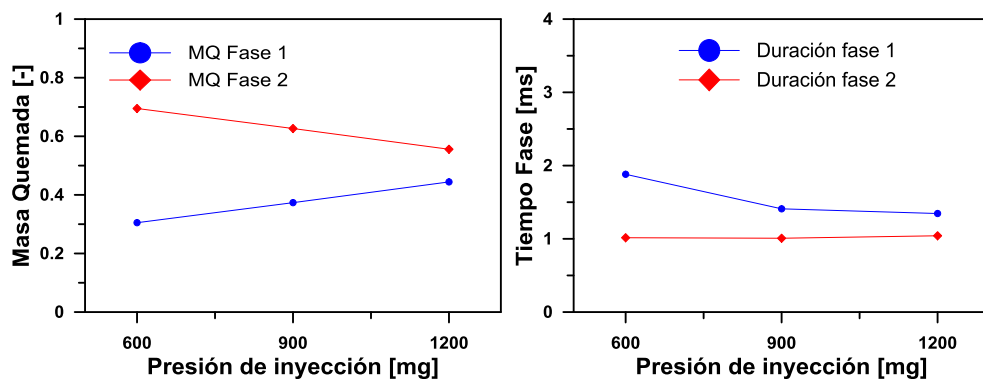


Figura 5.30: Duración y porcentaje de masa quemadas de las fases del modo de combustión SAPPc para el estudio de la presión de inyección.

En lo que respecta a las tendencias generales debidas a la modificación de la variable presión de inyección, los principales resultados de estos aspectos se presentan en la Figura 5.31.

En primer lugar se observa una clara tendencia en lo referente al CA50. Debido a que cada vez la duración de la primera fase es menor, existe una influencia mayor de la primera fase en el proceso y un porcentaje mayor de masa es quemado en el mismo se puede observar como para el mismo instante de inicio de inyección, la posición del CA50 está más cerca del final de la inyección, en este caso se observa que se adelanta aproximadamente 2.5 CAD.

Siguiendo con los tiempos característicos del proceso de combustión en lo que respecta a la duración se observa un ligero descenso. Un efecto interesante que parece destacar del aumento de la presión de inyección es la importante reducción en nivel de *knocking*. El *ringing intensity* desciende para la misma cantidad de masa inyectada, es decir se sigue manteniendo el control sobre el proceso de combustión

pero con una liberación mucho más gradual y menos energética en la segunda fase de autoencendido. Este hecho es otra vez debido al incremento sustancial en masa quemada en la primera fase, en combustión parcialmente premezclada mediante un frente de llama. En los tres casos de presión de inyección estudiados la eficiencia (FeCE) del proceso ha sido prácticamente la misma y por encima del 95% en todos los casos, es decir un cambio en la presión de inyección y con efecto sobre las fases a priori, no ha tenido un gran efecto sobre la eficiencia del proceso.

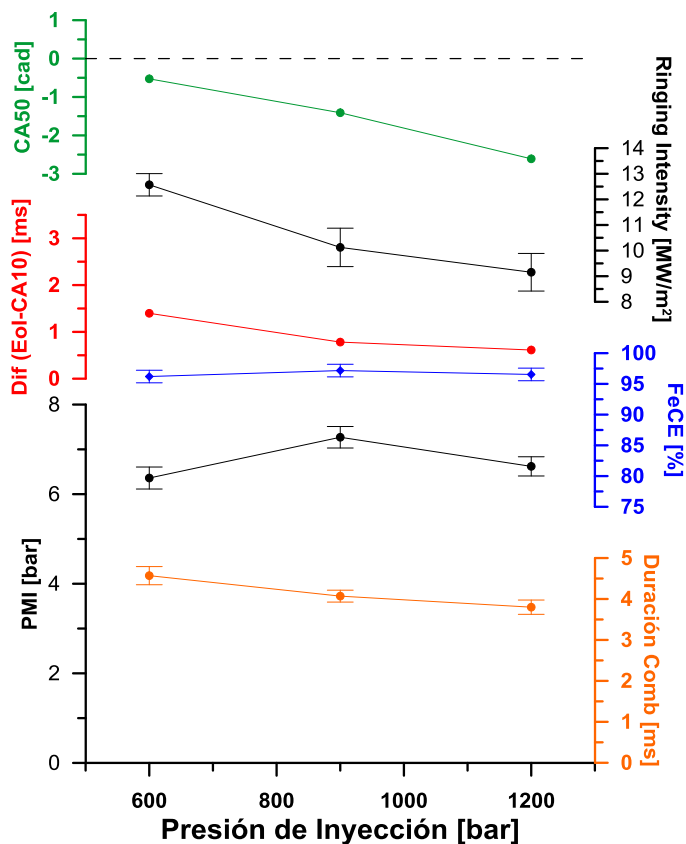


Figura 5.31: Resultados promedio del efecto de la presión de inyección sobre el modo de combustión SPPC

Si es de destacar el ligero descenso en la PMI con el aumento de la presión de inyección a 1200 bar y el incremento respecto de la referencia de 600 del caso de 900 bar. El incremento en PMI en el caso de 900 bar está directamente relacionado con la mejora del proceso de combustión SPPC con la presión de inyección. El proceso de mezcla se incrementa en ambas fases de la combustión y en toda la

cámara y tanto el frente de llama avanza como el autoencendido avanzan de forma más rápida. En el caso de 1200 bar el descenso es debido a que incluso manteniendo la eficiencia de la combustión y reduciendo ligeramente la duración de esta, el efecto de un CA50 adelantado respecto al PMS reduce el valor de la presión media indicada. Por el contrario el caso de 900 bar incluso parece no verse tan afectado por el *phasing* de la combustión incrementando ligeramente, como se ha visto, el valor de PMI respecto al caso de 600 bar.

5.5.4 Influencia de la fracción molar de oxígeno

El siguiente estudio que se presenta es el de la influencia de la fracción molar de oxígeno sobre el proceso de combustión SAPPCC y su dos fases. La modificación de este parámetro está fuertemente relacionada con la recirculación de gases de escape, su utilización en procesos de combustión de baja temperatura (*LTC Low temperature Combustion*) y de reducción de emisiones [28][29]. En diferentes estudios se puede observar [29][30][31] como la modificación de la concentración de oxígeno modifica la reactividad de la cámara de combustión y por lo tanto la de los procesos que allí ocurren [32]. En la presente tesis, ya se observó en el capítulo 4 como la fracción molar de oxígeno tiene una influencia capital en los tiempos de retraso al autoencendido, ahora se pretende evaluar el efecto de este sobre el modo de combustión SAPPCC.

Parámetros	Gasolina
Combustible	98
Índice de Octano	750
Régimen de giro	343
Temperatura de admisión [K]	1.6
Presión admisión [bares]*	1.8
Presión escape [bar]*	18*-16-14
Concentración de oxígeno [%]	23
Masa inyectada [mg/cc]	-19
Inicio de inyección [cad]	EOI
Instante asistencia bujía [-]	600

Tabla 5.7: Parámetros de motor del estudio de la influencia de la concentración de oxígeno sobre el modo de combustión SAPPCC

En el presente estudio se muestran resultados de dos fracciones molares de O₂ diferentes, 14% y 16%. Ambas concentraciones son menores al valor del caso de

referencia y utilizado en los demás estudios donde el valor es 18%. Dichas fracciones molares han sido obtenidas mediante el uso de nitrógeno únicamente, como se explicó en el capítulo de 3 de herramientas experimentales. La Tabla 5.7 muestra las diferentes características bajo las cuales se realizan los ensayos de variación de la fracción molar de oxígeno. En este caso las condiciones del ensayo generales son las del ensayo de referencia en cuanto a posición del inicio de la inyección y masa inyectada, -19 CAD y 23 mg/cc respectivamente, y demás variables exceptuando la fracción molar de oxígeno.

Al igual que en los demás estudios se presenta un conjunto de resultados que atestiguan que en ambos casos, incluso con la modificación de la fracción molar de oxígeno al 14%, el resultado es una combustión SAPPC estable, controlada por la bujía y con baja dispersión cíclica, como confirma un valor de coeficiente de variación de la PMI por debajo de 5%.

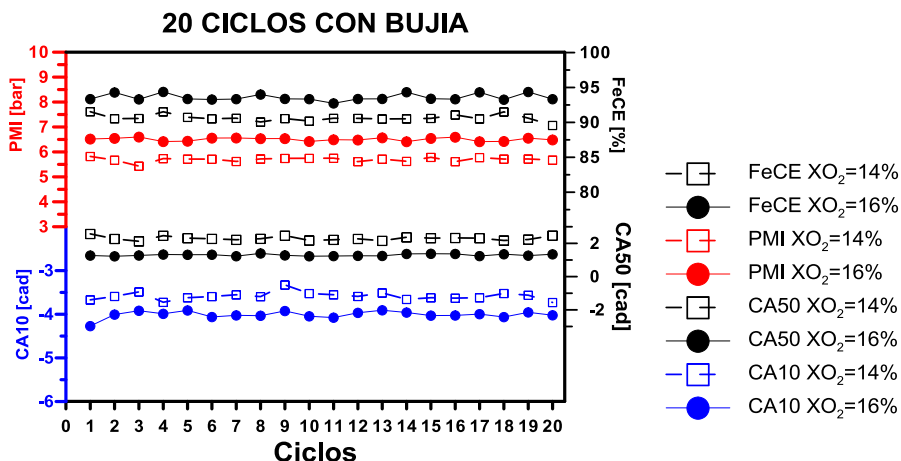


Figura 5.32: Variables medias de diferentes parámetros característicos para 20 repeticiones del mismo ciclo con concentración de oxígeno de 16 y 14%.

Como era de esperar debido al descenso en la reactividad en la cámara de combustión, los procesos que suceden se prolongan ligeramente en el tiempo y se desplazan con respecto al final de la inyección como se observa en las posiciones del CA10 y el CA50. Estos aparecen desplazados entre ellos en función de la diferente concentración de cada uno de ellos. El efecto más notable es la reducción en ambos casos de la eficiencia del proceso respecto la referencia. Ambas fases del proceso de combustión SPPC se ven afectadas por la disminución de la reactividad, tanto el progreso de frente de llama como el de autoencendido debido a la disminución de oxígeno en cámara para producir las reacciones de combustión. Cabe remarcar que

en 14% el nivel ya es sumamente bajo y afecta al valor de PMI, por el contrario en el caso de 16%, debido al retraso generado en el CA50 el *phasing* resultante es mejor (+1.5 CAD) y compensa la bajada en la eficiencia del proceso de combustión y la duración general. Así pues, dichos resultados muestran que es posible la elección de uno de ellos para la representación en función del tiempo y observar el efecto de la variable sobre cada una de sus fases. Estos resultados del diagnóstico de la combustión son los que se muestran en la Figura 5.33.

En este caso se presentan ambos resultados en la misma grafica donde la línea azul marca la RoHR de 14% y las discontinuas en azul su correspondiente temperatura sin quemar y presión en la cámara de combustión.

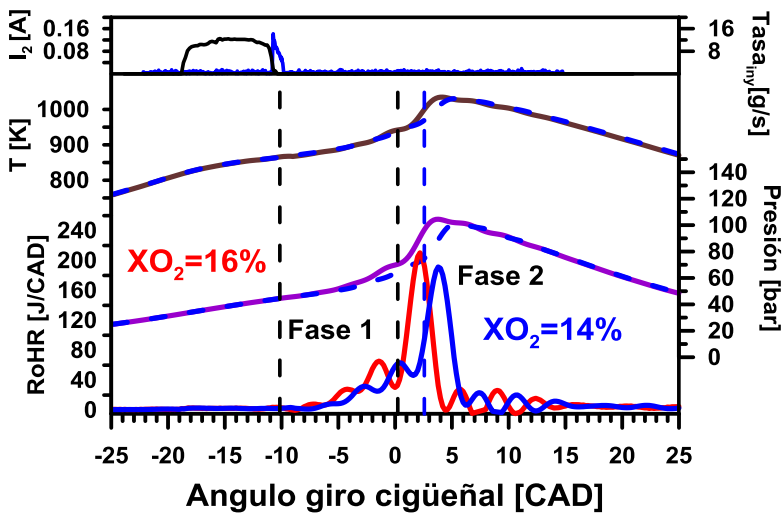


Figura 5.33: Resultados derivados del diagnóstico de la combustión en función del ángulo de giro de cigüeñal para diferente fracción molar de XO_2 14-16%

El inicio de la combustión se produce para ambas condiciones de operación en el mismo instante, después del final de la inyección, que es exactamente las mismas en ambos casos. Una menor fracción molar de oxígeno va a dificultar todos los procesos de combustión, el primero que se ve afectado es el núcleo inicial por la dificultad en la generación del arco en condiciones menos reactivas y por consiguiente progreso de frente de llama. Se puede observar como la señal de RoHR de 14% de XO_2 se desplaza hacia tiempos más retrasados respecto a la de 16% al igual que esta lo hace respecto al caso de referencia de 18%. Además, prácticamente en toda la primera fase el crecimiento del frente de llama es menos energético.

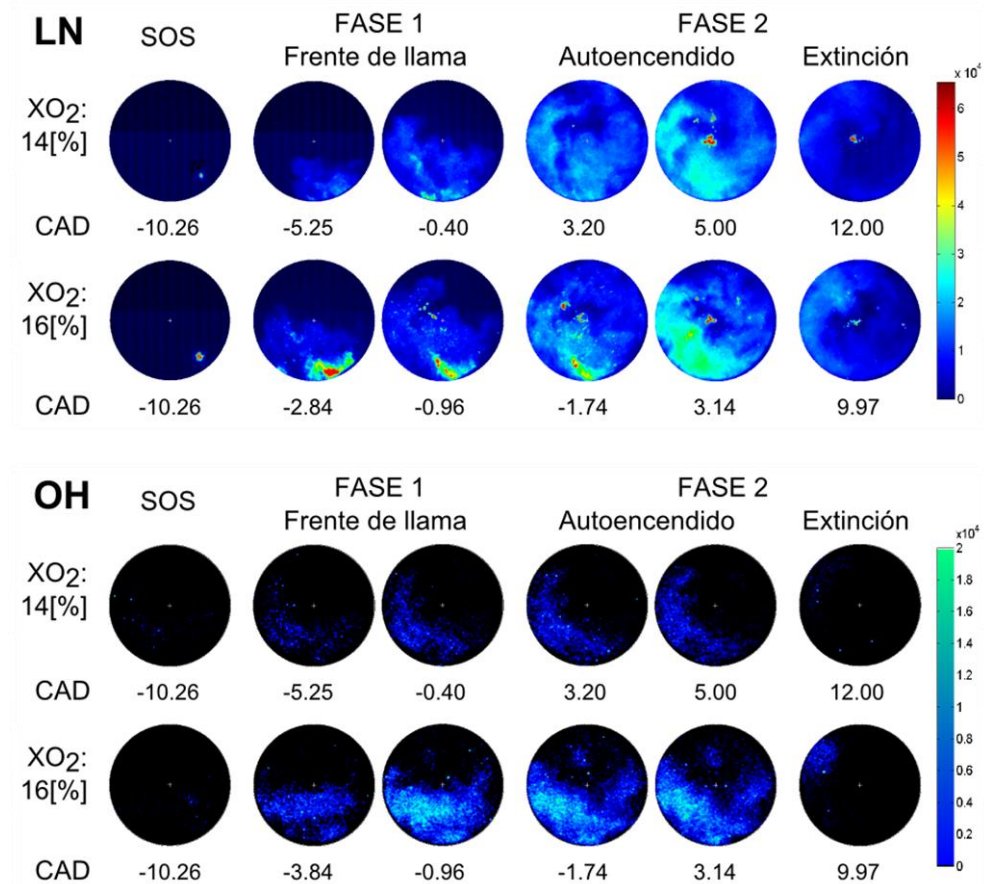


Figura 5.34: Secuencia de imágenes de luminosidad natural y radical OH en diferentes instantes de las fases SPPC para la fracción molar de XO₂ de 14% y 16%.

Este hecho se puede observar en las imágenes extraídas del proceso que se presentan en la Figura 5.34. Si se compara la intensidad de cada una de las imágenes, esta es menor en los casos de menor concentración de oxígeno, esto se debe principalmente a la reactividad y la temperatura en las cuales se desarrolla el proceso de combustión, claramente se puede observar en las imágenes correspondientes del radical OH. En las dos imágenes correspondientes al crecimiento de frente de llama, se puede observar como, por un lado hay procesos con mayor intensidad de luz (tanto en LN como en OH) en el caso de 16% de XO₂ y por otro lado el área que abarca dicho frente de llama, aproximadamente en el mismo instante (-0.4 y -0.96 CAD respectivamente) es mayor para el caso de 16% de XO₂.

El proceso de autoencendido al igual que el proceso de progreso de frente de llama se ven afectados por la menor cantidad de oxígeno en la cámara de combustión. Tanto en las imágenes de luz natural como en las del radical OH se observa como la intensidad de la luz es menor para el caso de menor fracción molar de oxígeno en cámara, este efecto también ha sido observado por otros autores Dec y Musculus en sus estudios de nuevos procesos de combustión [33][29]. Asimismo el efecto ya había sido observado en la RoHR donde además de desplazarse en el tiempo debido a la menor tasa de reacción de los procesos el valor máximo de la RoHR disminuye con respecto a la referencia, en cada caso para una menor fracción molar de XO_2 .

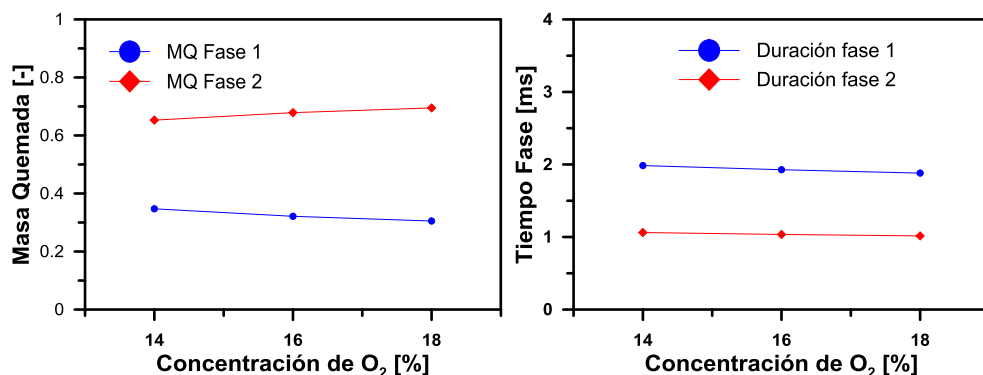


Figura 5.35: Duración y porcentaje de masa quemadas de las fases del modo de combustión SAPPc para el estudio de concentración de O_2 en cámara de combustión.

La Figura 5.35 muestra la masa quemada en cada una de las fases y duración de estas. En este caso el descenso en la fracción molar de oxígeno modifica muy levemente la duración de cada una de estas, únicamente un ligero cambio se observa en la duración de la primera fase, aunque no es mayor de un 5% en ninguno de los casos. Sí es de remarcar que debido a la baja reactividad, la eficiencia del proceso baja observándose un ligero descenso de la masa total quemada. En lo que respecta a la masa quemada en cada una de ellas sí que aumenta ligeramente la masa quemada en la primera fase, esto es debido a que la reactividad del autoencendido desciende y es necesario más tiempo para alcanzar la presión temperatura y condiciones de mezcla para que se produzca el autoencendido característico de la segunda fase. Este hecho se puede apreciar en la Figura 5.33 donde se observa claramente el desfase entre las curvas de presión, temperatura sin quemar y por consiguiente en RoHR, característicos de un proceso con una fracción molar de oxígeno menor.

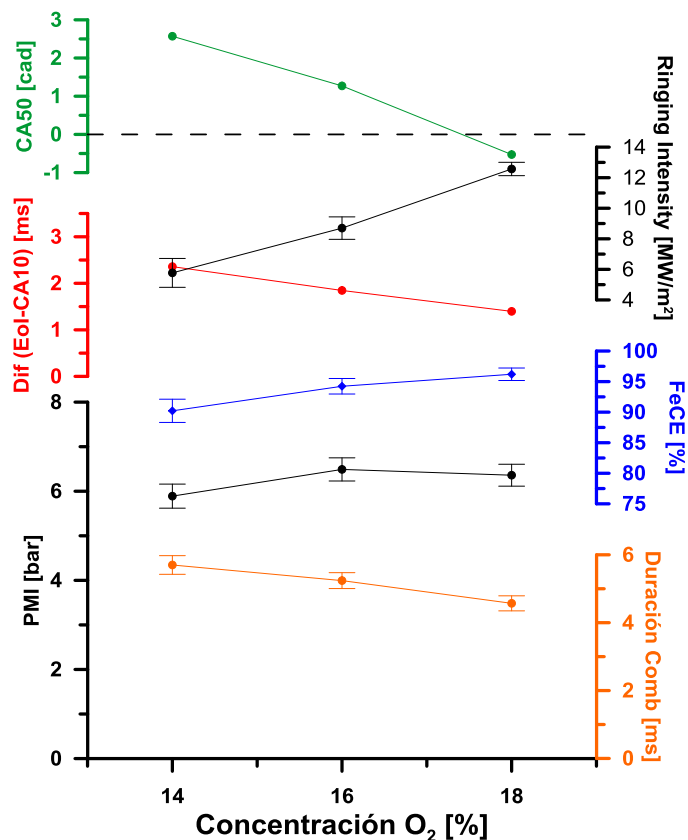


Figura 5.36: Resultados promedios del efecto de la fracción molar de O₂ sobre el modo de combustión SPPC

Por último, la Figura 5.36 vuelve a mostrar los resultados promedios derivados del diagnóstico de la combustión. Tanto el posicionamiento del CA50 como la duración de la combustión siguen la tendencia esperada a raíz con la reducción de la concentración de oxígeno en la cámara de combustión. La liberación de calor se retrasa conforme descendiendo la concentración de oxígeno desplazándolo hacia ángulos posteriores al PMS y la duración total de la combustión aumenta. Al igual que éstos y debido a que la primera fase, como se ha observado en la RoHR, tiene más dificultades en los instantes iniciales la diferencia entre EoI y el CA10 también aumenta con dicho descenso.

Es de remarcar por el contrario que se reduce el ruido de la combustión. Por un lado, debido a la reducción en la reactividad, que reduce las velocidades en el proceso de autoencendido, y por otro a que la primera fase consume una cantidad

ligeramente mayor de masa, que finalmente desemboca en producir unos gradientes de presión menores al igual que menores picos máximos de liberación de calor.

La PMI del caso con una fracción molar del XO_2 16% se mantiene prácticamente constante respecto 18% de XO_2 debido a en las mismas condiciones el descenso en la eficiencia y el incremento en la duración se ven compensados con el retraso ligero en la fase de autoencendido que le proporciona, en este caso, un mejor *phasing* al proceso de combustión. Por último y como era de esperar la eficiencia del proceso de combustión desciende con el descenso en la fracción molar de XO_2 debido a un ligero repunte en la cantidad de combustible no quemado.

5.6 Estudio de las emisiones y prestaciones del modo de combustión SAPPC

5.6.1 Introducción

Una vez descrito el modo de combustión SAPPC y evaluada la influencia de diferentes parámetros de motor sobre este y sobre sus fases, en la siguiente sección de este mismo capítulo y siguiendo la metodología general planteada se pretende evaluar las emisiones y prestaciones de dicho modo de combustión.

Para ello se presenta un estudio del modo de combustión SAPPC en motor monocilíndrico de investigación (descrito en el capítulo 3 sección 3.2). A través de este se pretende dar respuesta mediante la medida de prestaciones y de emisiones a las principales características y tendencias existentes en dichas emisiones y prestaciones en función de diferentes parámetros de motor objeto de la presente investigación. Se hará especial hincapié en buscar tendencias generales del comportamiento del modo de combustión que servirán de guía para posteriores estudios.

Cabe remarcar, antes de pasar a presentar la metodología y los resultados de esta parte del trabajo, que el estudio es exploratorio y no se ha seguido ningún criterio de optimización en el proceso de combustión anteriormente descrito. En cuanto a la geometría del motor, la configuración de motor utilizada en la descripción y estudios del modo de combustión y la que se presenta a continuación es la misma. Para mantener las mismas condiciones entre el *bowl* del pistón y el *spray*, la cámara de combustión y el *swirl* generado y mantener la misma relación de compresión, el tipo de pistón utilizado es exactamente el mismo (con la misma configuración y geometría) que en el caso del montaje del motor transparente, es decir, un *bowl* completamente cilíndrico y de 45mm de diámetro frente a los 85mm de diámetro del pistón, sin ventana y labrado en aluminio. En lo que se refiere a la bujía se encuentra posicionada en el mismo lugar y la culata utilizada es la misma que en los estudios anteriores.

Los resultados del estudio se realizan en base a los índices de emisiones, por tanto se presentan en g/kg de combustible en lugar de sus correspondientes valores específicos en g/kWh ya que de esta forma se establece una relación intrínseca entre los niveles de emisiones y las características propias del proceso de combustión, sin introducir efectos colaterales asociados a las prestaciones del motor, que para un estudio exploratorio y en primera instancia, puede ayudar a una mejor comprensión de éstos.

5.6.2 Metodología general del estudio de emisiones y prestaciones

La metodología general seguida en esta parte del estudio es la que se detalla a continuación. Haciendo uso del motor monocilíndrico descrito en la sección 3.2.2 de esta misma tesis doctoral se plantea una matriz de ensayos en media y baja carga para realizar una evaluación preliminar de prestaciones y emisiones del modo de combustión SAPPC. Al igual que en los estudios con el motor transparente la fracción molar de oxígeno se controla mediante EGR sintético con N₂. Los equipos de medida de contaminantes son los descritos en el capítulo 3 en la sección 3.2.2, el medidor de emisiones utilizado es el HORIBA Mexa 7100 y el medidor de humos es el AVL modelo 415.

Las variables que se han mantenido constantes en esta parte del trabajo han sido la presión de admisión y escape 1.6 y 1.8 bar respectivamente y las temperaturas de 80°C para aceite, agua y 50°C en la admisión (igual que los estudios anteriores), así como el momento del inicio de la combustión determinado por la bujía que se ha mantenido fijo produciéndose en todos los casos en el final del proceso de inyección.

Las demás condiciones de operación de motor que han sido modificadas y que se presentan en esta tesis se muestran en la Tabla 5.8 entre ellas el régimen de giro evaluado a 1500 rpm que se han incrementado frente a las 750 rpm utilizadas en los estudios de visualización en el motor transparente.

Casos de estudio [-]	Presión de inyección [bar]	XO₂ [%]	SoI [CAD]	Dosados [-]
Referencia	900	19.6	-24	0.3
Presión de inyección	600	19.6	-24 a -9	0.3/0.6
	900	19.6	-24 a -9	0.3/0.6
	1200	19.6	-24 a -9	0.2/0.8
Fracción molar O ₂	900	18.6	-24 a -9	0.3/0.5
	900	19.6	-24 a -9	0.2/0.4

Tabla 5.8: Condiciones de operación de los ensayos propuestos para el estudio de emisiones y prestaciones del modo de combustión SAPPC.

El procedimiento y metodología para la realización de los ensayos en la versión metálica del motor monocilíndrico de investigación es muy semejante a la utilizada en la versión transparente. La principal diferencia con respecto a los ensayos hasta ahora presentados radica en que el proceso de combustión ahora es

provocado todos los ciclos, y no uno de cada 30 ciclos como se había hecho hasta el momento. En este caso se recoge la señal de presión instantánea de 100 ciclos consecutivos y se hacen 3 repeticiones del mismo punto de ensayo como recomienda Molina [9]. Así pues, de forma general, se sigue la metodología de ensayo propuesta por Molina [9] para la realización de ensayos en motores monocilíndricos de investigación. Es de remarcar que además de esta metodología, en este caso particular para detectar en la medida de lo posible los errores experimentales en la realización de los ensayos, más si cabe en estudios de un nuevo modo de combustión como el desarrollado, se complementa esta con una nueva metodología desarrollada por Benajes et al. [35]. Dicha metodología se compone principalmente de dos tipos de verificaciones adicionales durante el proceso de ensayo: una estática en la que se comprueban los valores de determinadas variables relevantes asociadas al motor en un punto de referencia concreto (emisiones, par, gasto de aire, gasto de combustible...) a lo largo de diferentes días de ensayos, y otra dinámica mediante la que se puede comprobar cualquier punto de ensayo (XO_2 admisión y escape) con cualquier configuración de motor. Ambas han sido utilizadas durante la realización de esta parte del trabajo dando confiabilidad a los resultados obtenidos.

5.6.3 Resultados de emisiones y prestaciones del modo de combustión SPPC

En esta sección se presentan los principales resultados de la investigación en lo que respecta a la evaluación de las emisiones y de las prestaciones del modo de combustión SPPC. Se presentan, a modo de visión general, los resultados obtenidos de diferentes estudios experimentales para mostrar al lector las principales tendencias encontradas mediante un *trade-off* donde aparecen los resultados de las principales emisiones y prestaciones derivadas del funcionamiento del modo de combustión SPPC.

En la Figura 5.37 se presentan los diferentes *trade-off* en donde se muestran las emisiones y algunas características de consumo y eficiencia del modo de combustión SPPC. En este caso se presentan los resultados obtenidos a un régimen de giro de 1500 rpm y se representan todas ellas frente a la emisión de NO_x . Los resultados están enmarcados en procesos de combustión SPPC que se encuentran dentro de valores aceptables tanto de *knocking* (*ringing intensity* < 20) por un lado, así como de apagado del proceso por otro ($\text{FeCE} < 90\%$). Además, todos los procesos incluidos se asemejan a la descripción anteriormente realizada de un proceso SPPC (descrito en la sección 5.4) es decir el control está determinado por la descarga de la bujía y la combustión transcurre en dos fases una de frente de llama y otra de autoencendido controlado.

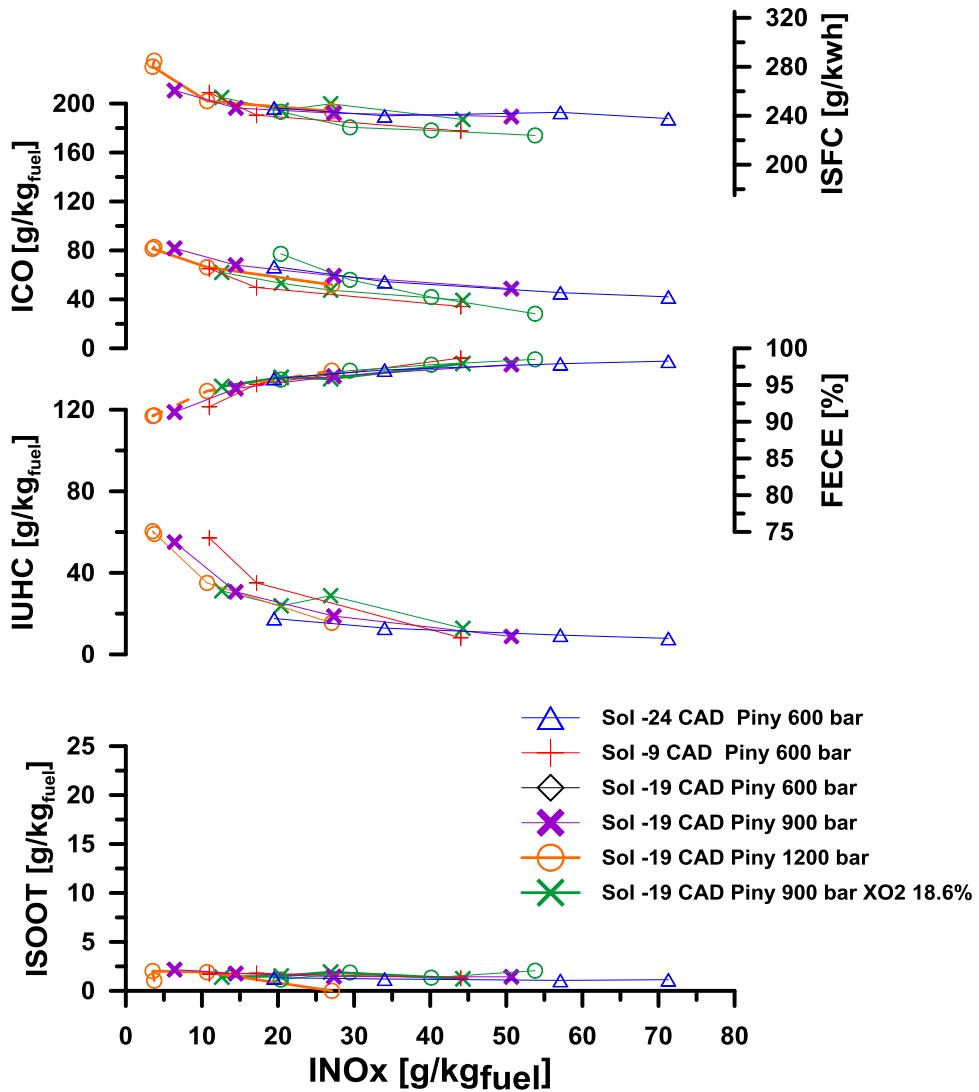


Figura 5.37: Trade-off's de las principales emisiones (Isoot, IUHC, ICO y INOx), la FECE y consumo indicado específico (ISFC) del modo de combustión SAPPCC para diferentes presiones de inyección (600-900-1200 bar), diferentes Sol's (-24,-19,-9 CAD), dos fracciones molares de oxígeno a 1500 rpm y mediante el uso de diferentes dosados. (De menor a mayor masa inyectada de izquierda a derecha).

Para este régimen de giro (1500 rpm) se barren diferentes inicios de inyección, masas inyectadas (cargas de motor), presiones de inyección y dos fracciones molares de oxígeno distintas en la admisión, como se observa en la Tabla 5.8 donde se presenta el estudio completo realizado. Como se ha comentado anteriormente en este caso únicamente se pretende mostrar en que escenarios y que tendencias aparecen con el uso de este modo de combustión, ya que en ningún caso el *hardware* motor se ha sido optimizado para ello. Los resultados aquí presentados son extrapolables a los de los demás estudios de SPPC que han sido mostrados en [36] sobre este mismo trabajo.

De los puntos seleccionados para representar en este estudio y de la Figura 5.37 se pueden extraer diversas conclusiones interesantes. En primer lugar es importante observar cómo, para cualquiera de los casos, las emisiones de hollín son muy reducidas y en ningún caso se ven influenciadas por las diferentes variables que se modifican en el estudio, ya sea el inicio de inyección, la presión de inyección e incluso para cualquier carga utilizada. Únicamente se observa un ligero repunte para este con el descenso de la fracción molar de oxígeno.

Para poder explicar el comportamiento de las emisiones de hollín encontradas este se divide en dos partes. Una primera parte de revisión teórica para el enfoque de parte de la problemática y una segunda donde se presentan estudios de distribuciones de masa bajo dosado asociados a la formación de dicha emisión en el proceso de combustión SPPC.

Son muchos los estudios que actualmente se están realizando para entender el porqué de la reducción intrínseca de producción de hollín por el uso de la gasolina en motores de encendido por compresión, especialmente en combustiones homogéneas y parcialmente premezcladas [37][38][39][40]. Este hecho hasta ahora se atribuye directamente a la propia estructura química de la molécula y que a iguales condiciones termodinámicas y de proceso de combustión tiende a formar menos hollín por tener cadenas de carbonos más cortas y menos ramificaciones, y por otro lado debido a un mayor proceso de oxidación intrínseco que la que se produce con un combustible Diesel [6][38][41]. No obstante en la presente tesis se presentan estudios de distribución de dosados aplicadas al proceso de combustión SPPC en cada una de sus fases. El objetivo es el de evaluar el proceso de mezcla de forma local para diferentes instantes determinar qué capacidad de formación de hollín presenta el modo de combustión desarrollado

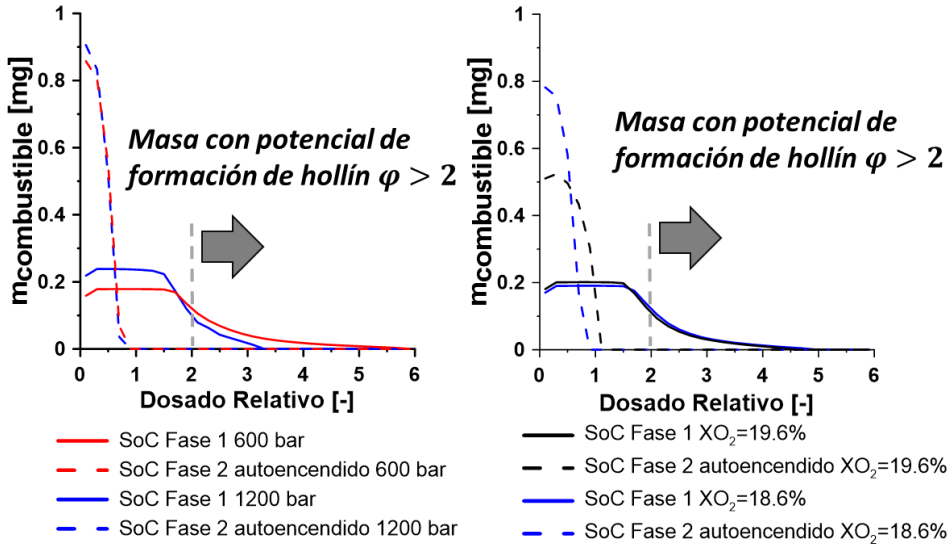


Figura 5.38: Distribuciones de masa bajo dosado para dos instantes diferentes, SoC 1 y SoC 2 (autoencendido) y para dos presiones de inyección (600 -1200 bar) y dos fracciones molares (19.6-18.6 XO_2).

En la Figura 5.38 se representan los resultados obtenidos del modelo DICOM para las distribuciones de masa bajo dosado. En este caso las distribuciones no solo se calculan en el instante del inicio de la combustión (como se ha hecho anteriormente en la sección 4.6.3 y siguiendo la misma metodología descrita en este) sino también en el momento de inicio de la segunda fase de la combustión SAPP (fase 2 de autoencendido). En este caso se presentan resultados para dos presiones de inyección y para dos fracciones molares de oxígeno diferentes. Como se puede apreciar en la Figura 5.38 (izquierda) en el momento del SoC inicial, una ligera parte de la masa se distribuye bajo dosados mayores a dos.

Este valor ha sido presentado y discutido por diferentes autores en diferentes trabajos [6][18][42][43][44], además si se observa el mapa de penínsulas de hollín y NO_x propuesto por Kamimoto [46] parece un valor adecuado para trazar la posible formación o no de hollín en primera instancia. En este caso se puede observar como la cantidad de masa bajo dosado dos o superior es relativamente baja con respecto al total de la masa inyectada en lo que respecta a la distribución derivada del instante SoC primera fase. Además, para el SoC de la segunda fase, toda la masa se encuentra por debajo de dosado uno, debido al tiempo extra de mezcla que ha tenido este combustible, esta es la parte del proceso de combustión SAPP donde la mezcla que interviene es más homogénea y donde por lo tanto la producción de hollín es

prácticamente despreciable. Este hecho ya se observó en la sección 5.5 donde en las imágenes de luminosidad natural obtenidas de los procesos SAPP (por ejemplo Figura 5.19 instante 3.6 CAD), se puede apreciar como la luminosidad en las zonas correspondientes a estas mezclas eran más uniformes y de menor intensidad a las de zonas donde ha transcurrido el frente de llama, donde se han producido procesos bajo condiciones de dosados locales más ricos. Se puede observar en este mismo gráfico de la Figura 5.38 como la presión de inyección modifica la distribución en la primera fase, siendo ligeramente más ricas las distribuciones de masa bajo dosados cuando menor es la presión de inyección. Por otro lado las distribuciones son prácticamente las mismas en el momento de autoencendido. Esto es debido a dos efectos contrapuestos, por un lado el aumento de las velocidades generadas en la primera fase creados por las presiones de inyección más altas, implican una primera fase más rápida y un ligero menor tiempo extra de mezcla hasta el autoencendido, con lo que a priori el tiempo de cálculo es menor y deberían ser distribuciones ligeramente más ricas. Por otro lado, debido a que también el proceso de mezcla es más rápido (como se explicó en la sección 5.5.3) la masa distribuida se encuentra bajo dosados más pobres, compensándose ambos efectos y resultando una distribución de dosados muy similar.

Con la modificación de la XO_2 se presentan sendas distribuciones de masa bajo dosado, para los mismos tiempos SoC de la primera fase y SoC de la segunda fase. Para este caso se puede observar como las diferencias en la primera de las distribuciones son mínimas y en ambos casos hay una ligera parte de combustible que se encuentra distribuida bajo dosados ricos (dosado > 2). En este caso en la segunda fase, si se observa una clara diferencia entre las distribuciones de masa bajo dosado. Principalmente se encuentra relacionada con el tiempo extra de mezcla que proporciona la disminución de la reactividad en cámara y que proporciona un tiempo más largo hasta el autoencendido (SoC de la segunda fase).

Así pues, parece que esta ligera cantidad de masa que existe en la primera fase de la combustión bajo dosados ligeramente ricos es la única capaz de formar hollín.

Una vez evaluadas las emisiones de hollín se pasan a detallar las emisiones de NO_x . Cabe resaltar que para la propagación del frente de llama que transcurre en la primera fase del proceso de combustión se deben generar unas condiciones que infieren que una ligera parte de la masa a quemar se encuentra en una zona de dosado ricos y con alta temperatura. En el caso de forzar el modo de combustión a no producirse así, por ejemplo desplazando el inicio de la descarga en la bujía tiempo después del final de la inyección, el frente de llama en estos casos no progresa, llegando al punto de no formar el núcleo inicial en las inmediaciones de la bujía, con lo que pierde todo el sentido dicho modo de combustión.

Como se observa en la Figura 5.37, existen claramente dos escenarios en la formación de NOx derivados del SAPPC. Una zona con altos niveles de NOx, relacionada principalmente con la cantidad de masa inyectada, y una zona de niveles de NOx mucho menores que hace referencia a dosados globales menores. Estos dos escenarios que coexisten en el modo de combustión están profundamente relacionados con la primera fase de la combustión, el avance y crecimiento del frente de llama y los diferentes dosados (0.2-1) que en este se encuentran, así como las temperaturas alcanzadas. Para seguir profundizando y clarificar el porqué de las emisiones de NOx y las principales problemáticas del modo de combustión SAPPC en la Figura 5.39 se presenta un diagrama multizona, adaptado del realizado por Lavoie et al. en [47]. En este se marcan distintas zonas dentro de un gráfico donde se relacionan temperaturas sin quemar y temperaturas adiabáticas de llama para diferentes dosados.

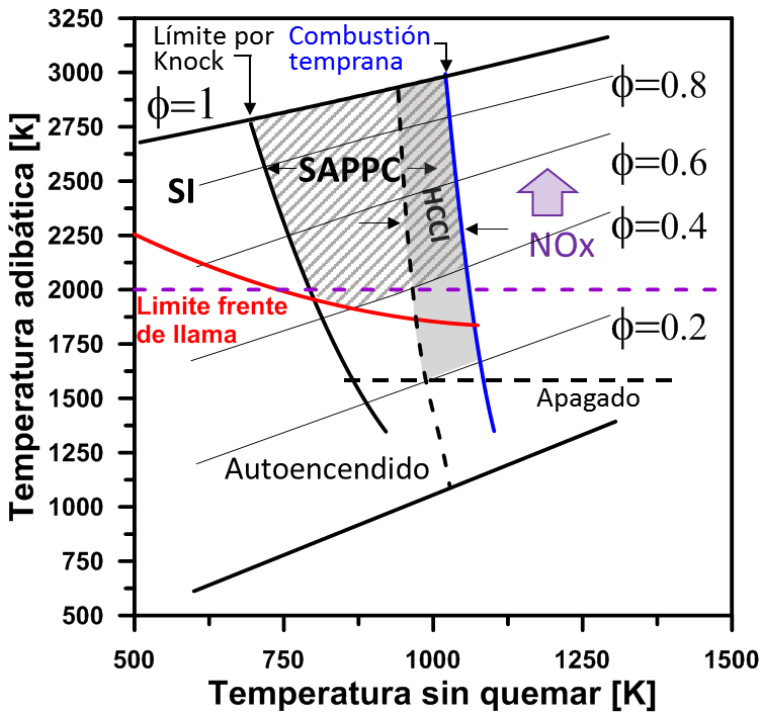


Figura 5.39: Diagrama de zona de funcionamiento principal del modo de combustión SAPPC en función de las temperaturas sin quemar y de quemados. Además marcadas para diferentes dosados zona de formación de NOx y límite de avance de frente de llama, autoencendido, knocking, combustión temprana y apagado.

La idea principal del diagrama de combustión multizona es la de combinar en una única figura las limitaciones de encendido, las de apagado del proceso de combustión por dosados pobres y enfriamiento, la de formación de NO_x y las de propagación del frente de llama, para así situar más fácilmente donde se encuentra, dentro de estas características de funcionamiento, el modo de combustión SAPPCC. Para la obtención del diagrama se utiliza de manera fundamental el código CHEMKIN y temperaturas sin quemar obtenidas de los procesos de combustión SAPPCC de CALMEC. Por otro lado se obtiene de la bibliografía [47][48][50][52] las distintas líneas de contorno en base a temperaturas: progresión de frente de llama, formación de NO_x, límites por *Knock*, combustión temprana..., y de datos experimentales del modo de combustión SAPPCC una zona aproximada de funcionamiento del mismo dentro del diagrama. Además se propone una zona de combustiones HCCI descrita en [48] [49].

La definición de las temperaturas utilizadas en el diagrama es la que sigue. En primer lugar se escogen las temperaturas sin quemar obtenidas por el código CALMEC, es decir, para un conjunto de condiciones de motor se selecciona la temperatura en cámara en el mismo instante del final del proceso de inyección. Mediante el uso de isoctano en el código CHEMKIN, un reactor homogéneo y a presión constante, se realiza el cálculo de temperatura adiabática. Dicha temperatura adiabática es fundamental para determinar los límites de propagación de frente de llama y las características de los picos de temperatura según afirma Lavoie [50]. En este caso se ha escogido un rango de temperaturas sin quemar de inicio de la primera fase y una presión constante de 50 bar representativa de la presión del rango de estudio del SAPPCC, además un rango de dosados entre 0.2 y 1 para mezclas homogéneas aire-isoctano.

Los resultados muestran que la región SAPPCC se encuentra enmarcada a la derecha de la región SI gasolina definida por Flynn et al. [51], y queda enmarcada dentro de la condición de propagación de la llama definida por este mismo autor y otros[46][50] junto con la línea de *knocking* (definida como límite de funcionamiento aceptable de los motores SI) por la izquierda hasta la región de combustión HCCI, definida esta a su vez por múltiples zonas de inicio de la combustión en un tiempo de retraso mínimo, apagado del proceso de combustión [52], dosados pobres y por criterios de estabilidad, todos ellos por supuesto.

Así pues la combustión SAPPCC se enmarca dentro del rango de temperaturas sin quemar 800 K y 1050 K y dosados globales superiores a un mínimo de 0.4 para el progreso de frente de llama. *¿Que implica este hecho en cuanto a las emisiones de NO_x en el modo de combustión SAPPCC?*

Si se evalúa la problemática de la primera fase de la combustión SAPPC y del progreso del frente de llama que en esta ocurre, el límite señalado en el diagrama para las emisiones de NO_x se presenta por encima de una determinada temperatura adiabática que ha sido definida como la temperatura a la cual para unas condiciones la producción de NO_x es mayor que 1 g/kg de combustible. Además esta línea también define el límite superior de la región de combustión a baja temperatura (LTC). Los experimentos llevados a cabo por Flynn et al. [51] en un motor SI donde existe una propagación de frente de llama muy similar a la primera fase del modo de combustión SAPPC sugieren, que esta temperatura de formación se encuentra alrededor de 2000 K. Recientemente Sjöberg y Dec [52][53] observaron un límite similar a esta temperatura para la formación de NO_x mediante otros estudios experimentales.

En base a la teoría de la tasa la formación de NO_x por mecanismo térmico, se puede demostrar que por encima de esta temperatura la formación de NO_x existe y además está aumentada con el incremento de temperatura como ahora se mostrará. Así pues, queda justificado donde está enmarcado el modo de combustión SAPPC, donde puede o no progresar un frente de llama y donde se generan los NO_x, se concluye que en cualquiera de los casos, para la progresión de un frente de llama como el de la primera fase del modo de combustión SAPPC, todo indica que las temperaturas que allí se producen y los dosados involucrados en el proceso conllevan que la formación de NO_x sea inevitable.

Para profundizar en la explicación del comportamiento de las emisiones de NO_x y su relación con la temperatura se ha introducido la Figura 5.40 donde se correlacionan las mismas con una temperatura característica del proceso de combustión. En este caso se ha seleccionado la temperatura adiabática de llama máxima que ha sido obtenida mediante el código CHEMKIN y mediante el uso del isoctano al igual que para el caso de la Figura 5.39.

Para diferentes temperaturas sin quemar de la primera fase del proceso de combustión SAPPC, obtenidas de CALMEC y para un dosado estequiométrico, se genera un estudio de temperatura adiabática máxima de llama en las mismas condiciones comentadas anteriormente mediante el código CHEMKIN. Una vez obtenidos los resultados de temperatura se pueden relacionar los mismos con las emisiones de NO_x respectivas de estos ensayos. Las características de la correlación propuesta se corresponden con una ecuación del tipo Arrhenius, que es la que a la postre se ajusta mejor a los resultados como ya comenta Novella en [18], ya que se asume que en condiciones de combustión convencional (Diesel en su caso de difusión, gasolina en frente de llama en el que se realiza en este estudio) donde se alcanzan las más altas temperaturas locales. Como es conocido los óxidos de nitrógeno se forman fundamentalmente de acuerdo con el mecanismo clásico

térmico de Zeldovich [54], que depende principalmente de la temperatura local en la cual se produce el proceso de combustión y el oxígeno disponible.

La alta precisión de los ajustes ($R^2=92.7\%$) obtenidos y el rango en que se encuentran, evidencian que prácticamente en todo el estudio realizado, los óxidos de nitrógeno efectivamente se forman fundamentalmente según esta vía térmica como se había propuesto en lo referente a la necesidad de una temperatura mínima para el progreso del frente de llama. Sin embargo, en las condiciones correspondientes a bajas temperaturas y de NO_x más bajos, las emisiones de INO_x ya prácticamente no dependen de la temperatura, por lo que el mecanismo térmico pierde relevancia en favor de la formación de óxidos de nitrógeno por las vías *prompt* y N_2O que ya no son tan dependientes de la temperatura [55]. En esta zona, la reducción de la temperatura de combustión es, como ya se ha comentado, debida a bajas cargas y a progresos de frente de llamas débiles y lentas que desembocan en procesos de combustión con bajo rendimiento térmico y altas emisiones de ICO e IUHC .

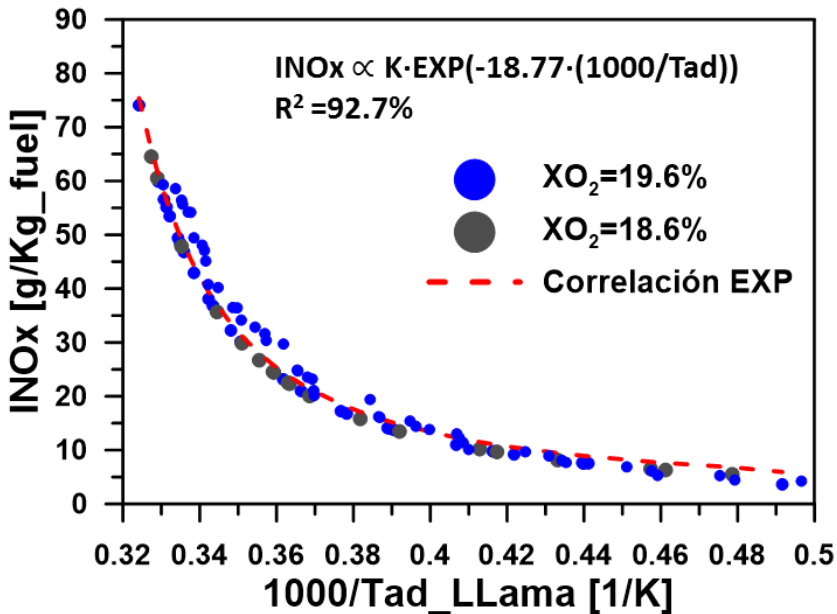


Figura 5.40: Relación entre la temperatura adiabática máxima de llama y la formación de óxidos de nitrógeno para distintas condiciones de motor en modo de combustión SAPPC.

En definitiva, queda demostrado que: para la propagación del frente de llama, los dosados y temperaturas necesarios implican zonas características de formación de NO_x, como queda patente en los resultados derivados de la primera fase del proceso de combustión SAPPC. La reducción de esta emisión en dicho proceso de combustión derivará del potencial de reducir la masa quemada en esta fase para potenciar el progreso de la fase homogénea de dosados pobres y baja temperatura.

En lo que respecta a las emisiones de ICO e IUHC en ambos casos aparecen dos zonas claramente diferenciadas, ambas muy relacionadas con la eficiencia del proceso de combustión. En general, estas emisiones tampoco se ven muy influenciadas por los diferentes *settings* de motor en el rango estudiado y del funcionamiento del modo de combustión, excepto por la masa inyectada, como en los casos anteriores. Estas presentan una zona donde las emisiones de ICO e IUHC son reducidas con altos niveles de eficiencia de la combustión y consumos respetables, que coinciden además con alta producción de NO_x, y por otro lado zonas donde se incrementan ambas debido a la baja eficiencia del proceso.

Esta parte está además claramente relacionada con la baja eficiencia de los procesos, debido al apagado del frente de llama o los procesos de autoencendido muy debilitados. Otra forma de observar este hecho se deriva de la dificultad observada para completar toda la cámara de combustión por el proceso SAPPC. En las figuras presentadas en la sección 5.5 tanto en imágenes de luminosidad natural como en las del radical OH (Figura 5.19 y Figura 5.24), se puede observar como en los casos de condiciones desfavorables para el desarrollo del proceso de combustión (baja masa inyectada, baja fracción molar de oxígeno, baja presión de inyección...) la luz que emiten dichos procesos no abarca por completo el conjunto de la cámara, lo que es claramente indicativo de zonas no quemadas y por lo tanto de un aumento en las emisiones de IUHC e ICO.

5.7 Conclusiones

En el presente capítulo se ha realizado un estudio de la implementación de un nuevo modo de combustión parcialmente premezclado en motores de encendido por compresión y con asistencia por bujía. Concretamente es la implementación de la asistencia por bujía la que ha pasado a dar nombre a este nuevo modo de combustión con premezcla parcial: *Spark Assited Partially Premixed Combustion* (SAPPC).

Utilizando diferentes fuentes de información, tanto teóricas como experimentales disponibles, especialmente a través del diagnóstico de la combustión, a partir de la señal de presión y de imágenes, se ha realizado una validación de la

funcionalidad y del potencial del modo de combustión dentro de las combustiones parcialmente premezcladas, una descripción conceptual y fenomenológica del citado modo de combustión, una identificación los diferentes efectos que tiene sobre este la modificación de algunas condiciones termodinámicas y por último una primera evaluación de las prestaciones y emisiones de dicho modo de combustión.

Respecto al potencial de la asistencia por bujía en los modos de combustión parcialmente premezclados y con combustibles de bajo índice de cetano (gasolina), en el presente estudio se ha evaluado el incremento en el control tanto del inicio como del proceso de combustión general y el descenso en la dispersión cíclica que afecta a estos modos de combustión parcialmente premezclados. Además se ha mostrado como tal asistencia permite iniciar proceso de combustión incluso en condiciones en las cuales el autoencendido no ocurre en ningún caso (muy baja o baja carga), como también ha sido mostrada una reducción del nivel de *knocking* en todo el rango de operación. La inclusión de la asistencia por bujía en media y baja carga permitirá pues la reducción de parte de la problemática asociada a estos modos de combustión.

En segundo lugar, se ha presentado una descripción fenomenológica del proceso SAPPCC mediante una evolución temporal del modo de combustión. En ella se ha representado en diferentes instantes los principales hitos de cada una de las fases en las cuales se ha dividido el proceso. Una de las principales características del modo de combustión es la aparición de dos fases claramente diferenciadas. El estudio se ha centrado en cada una de ellas y en sus principales subprocesos. Para ello ha sido utilizado tanto el código de diagnóstico de la combustión CALMEC como diferentes técnicas ópticas: luminosidad natural mediante cámara rápida y de los radicales CH y OH mediante cámaras intensificadas y filtros interferenciales en las longitudes de onda específicas de cada uno de estos.

La primera fase del proceso cuenta con dos eventos de relevancia, la formación de un núcleo inicial generado en la zona de influencia de la bujía y el segundo, el crecimiento de un frente de llama que progresa desde este núcleo hasta que se generan ciertas condiciones de presión, temperatura y mezcla en la cámara de combustión. El establecimiento del núcleo inicial, al igual que el resto de los procesos que ocurren, depende fuertemente de las condiciones locales. Una vez generado el arco eléctrico e iniciado el proceso de combustión se crea un primer volumen de combustión que se ha determinado como núcleo inicial. Una vez establecido, en dirección del movimiento del *swirl* y de los dosados en cámara comienza un proceso de combustión en frente de llama que progresa desde esta zona hacia el resto de la cámara. Debido a las condiciones de presión y temperatura generadas por esta primera fase, se produce el autoencendido del resto del combustible que se encuentra dentro de la cámara de combustión. Esta segunda fase

comienza con un cambio brusco de pendiente en la RoHR, típico de procesos de autoencendido, al finalizar esta rápida liberación de calor se encuentra la fase de extinción donde se quema un pequeño porcentaje de la masa inyectada residual de las dos fases y que finaliza el proceso SAPP.

Además en este capítulo han sido presentados diferentes estudios paramétricos con el objetivo de incrementar el conocimiento básico sobre este modo de combustión. En estos se ha evaluado tanto el efecto como la influencia que tienen sobre el nuevo modo de combustión y sus fases la modificación de parámetros que varían las condiciones termodinámicas, la reactividad y la presión de inyección. En general el procedimiento ha sido el de evaluar cada parámetro en función del tiempo con un análisis de diagnóstico de la combustión e imágenes del proceso, y por otro lado una evaluación conjunta del estudio paramétrico con resultados promedios derivados del proceso de combustión. De manera general el incremento en el dosado (debido a un incremento de la masa inyectada) en la cámara de combustión incrementa la eficiencia general del proceso, reduciendo además la duración de la primera fase e incrementado la masa quemada en la fase de autoencendido. Sin embargo, cabe remarcar que, incluso con duraciones de fase más largas y una menor eficiencia, en el caso de menor masa inyectada ha sido obtenida un proceso de combustión SAPP controlado por la bujía.

Tanto retrasar el SoI (más cercanos a PMS) como el aumento de la presión de inyección, mejoran el proceso de mezcla, y por lo tanto mejoran parte del proceso de combustión SAPP. Por un lado, homogenizan más las zonas de autoencendido, con la consiguiente mejora en dicho proceso y en la eficiencia general del ciclo, pero se dificulta claramente la formación del núcleo inicial, ya sea por incremento en la cantidad de movimiento o por el efecto de mayor densidad (SoI retrasado). En el caso del incremento de la presión de inyección dicha dificultad en el inicio se ve compensada con una mejora debida a la aceleración de los fenómenos del proceso de frente de llama derivados de la mayor cantidad de movimiento y campos de velocidades dentro de la cámara de combustión como distribuciones de dosados más homogéneos. Finalmente la reducción de la concentración de oxígeno permite obtener unos procesos de combustión SAPP con mejores niveles de *knocking* a la vez que se reduce la luminosidad del proceso (posible reducción emisiones) perjudicando eso si la eficiencia total del proceso. La disminución en la reactividad de la cámara reduce la velocidad de los procesos, tanto de frente de llama como de autoencendido con lo que la posible cantidad de combustible no quemada aumenta (ligeramente) por los apagados de llama, o simplemente debido a que en el tiempo transcurrido se generan zonas que están fuera de límites de inflamabilidad.

Como conclusión de los resultados de la evaluación de las emisiones y prestaciones de la combustión parcialmente premezclada y asistida por bujía

(SAPPC). En lo referente al potencial de funcionamiento en prestaciones del modo de combustión, al igual que lo visto en los apartados anteriores, se siguen obteniendo todos los beneficios de control, descenso en el nivel de *knocking* y mejora en el *phasing* de la combustión. Por otro lado cuando se utiliza un *hardware* de motor de encendido por compresión estándar y utilizando gasolina como combustible de una combustión SAPPC este presenta algunos inconvenientes importantes que se deben abordar en el futuro de manera detallada.

Por un lado, teniendo en cuenta la necesidad de la existencia de zonas de dosados localmente ricas con el fin de promover el progreso del frente de llama, junto con la alta temperatura del aire, se promueve la formación de altos y medios niveles de NOx. Por otra parte, un dosado global excesivamente pobre utilizado para conservar la integridad mecánica del motor (reducir *knocking* y grandes gradientes de presión) y a la vez reducir la formación de NOx empeora el proceso de combustión en ambas fases, frente de llama más deteriorado y lento y autoencendido incompleto, lo que lleva a una disminución en el rendimiento de la combustión y por lo tanto un nivel excesivamente alto de emisiones de UHC y de CO, y por lo tanto de eficiencia y consumo de combustible. Por último, es importante señalar que el presente trabajo es un estudio exploratorio y sin ninguna optimización en términos de geometría de *bowl*, diseño de cámara de combustión, parámetros de funcionamiento de *hardware* de motor y por lo tanto es necesaria más investigación sobre estos aspectos.

5.8 Bibliografía

- [1] Kalghatgi, G. T., Hildingsson, L., Johansson, B. Low NOx and Low smoke operation of a diesel engine using gasoline like fuels. ICES 2009-76034.
- [2] Borgqvist, P., Tunestal, P., Johansson, B. Gasoline partially premixed combustion in a light duty engine at low load and idel operating conditions. SAE International 2012-01-0687.
- [3] Kalghatgi, G.T., Risberg, P., and Ångström, H.E. Advantages of Fuels with High Resistance to Auto-Ignition in Late-Injection, Low-Temperature, Compression Ignition Combustion. SAE Technical Paper 2006-01-3385, 2006.
- [4] Benajes, J., García, A., Domenech, V., Durret, R. An investigation of partially premixed compression ignition combustion using gasoline and spark assistance. ATE Vol. 52, Issue 2, pp. 468-477, 2013.

- [5] Pastor, J.V., García-Oliver J.M., Pastor J.M., Ramirez J.G. Ignition and combustion development for high speed direct injection diesel engines under low temperature cold start conditions. *Fuel*, Vol. 90, Issue 4, pp.1556-1566, 2011.
- [6] Musculus, M.P.B., Miles P.C, Pickett L.M. Conceptual models for partially premixed low-temperature combustion. *Progres in Energy and Combustion science* Volume 39, pp. 246-283, 2013.
- [7] Sjöberg, M., Dec E.J. Effects of engine speed, fueling rate, and combustion phasing on the thermal stratification required to limit hcci knocking intensity. SAE paper 2005-01-2125.
- [8] Heywood, J. (1988). *Internal combustion engines fundamentals* (1ª edición). Estados Unidos: McGraw-Hill Inc.
- [9] Payri, F., Olmeda, P., Guardiola, C., Martín, J. Adaptive determination of cut-off frequencies for filtering the in-cylinder pressure in diesel engines combustion analysis. *ATE* Volume 31, 2011, pp 2869 2876.
- [10] Noehre, C., Andersson. M., Johansson, B., Hultqvist, A. Characterization of Partially Premixed Combustion. SAE paper 2006-01-3412, 2006.
- [11] Manente, V., Johansson, B., Tunestal, P., Sonder, M., Serra. Gasoline partially premixed combustion: high efficiency, low NOx and low soot using an advanced combustion strategy and compression ignition engine. FCE09, Istanbul Turkey, 2009.
- [12] Solaka, H., Aronsson, U., Tuner, P., Johansson, B., Investigation of partially premixed combustion characteristics in low load range with regards to fuel properties in a light duty diesel engine. SAE technical paper 2012-01-0684, 2012.
- [13] Merola, S.S., Vaglieco, M. B. Knock investigation by flame and radical species detection ins spark ignition engine for different fuels. *Energy C & M* Vol. 48, pp. 1897-2910,2007.
- [14] Persson, H., Hultqvist, A., Johansson, B., Remón, A. Investigation of the early flame development in spark assisted HCCI combustion using high speed chemiluminescence imaging. SAE paper 2007-01-0212, 2007.
- [15] Persson H. Doctoral thesis. Spark assisted Compression ignition. Lund University, 2010.
- [16] Gaydon A.G., *The spectroscopy of flame*, Chapman and Hall, London, UK, 1957.

- [17] Benajes, J., Payri R., García A., Domenech V. A new methodology to evaluate engine ignition systems in high density conditions. *Experimental Techniques*, DOI:10.1111/j.1747-1567.2012.00818.x. 2012.
- [18] Tornatore, C., Sementa, P., Merola, S.S. Optical Investigations of the early combustion phase in spark ignition boosted engines, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, Vol. 225; 2011.
- [19] Mancaruso, E., Vaglieco, B. M. Spectroscopic measurements of premixed combustion in diesel engine, *Fuel*, Vol. 90, 511-520, 2011.
- [20] Kim, B., Kaneko, M., Ikeda, Y., Nakajima, T. Detailed spectral analysis of the process of HCCI combustion, *Proceedings of the Combustion Institute*, Vol. 29, 671-677, 2002.
- [21] Pastor, J.V., Garcia-Oliver, J.M., García A., Micó, C., Durret R., A Spectroscopy Study of Gasoline Partially Premixed Compression Ignition Spark Assisted Combustion. *APEN*, Vol. 104, pp 568-575, 2013.
- [22] Mancaruso, E., Vaglieco, BM. Premixed combustion of GTL and RME fuels in a single cylinder research engine. *Appl. Energy*, Vol. 91 1385–1394, 2012.
- [23] KooK, S., Pickett L.M., Musculus, M.P.B., Influence of diesel injection parameters on end of injection liquid length recession. *SAE paper 2009-01-1356*, 2009.
- [24] Canakci, M. Combustion characteristics of a DI-HCCI gasoline engine running at different boost pressures. *Fuel*, Vol. 96, pp. 546-555, 2012.
- [25] Daw, C.S., Wagner, R.M., Dean Edwards, K., Green, Johny B.Jr. Understanding the transition between conventional spark-ignited combustion and HCCI in a gasoline engine *Proceedings of the Combustion Institute*, Vol. 31, Issue 2, pp. 2887-2894, 2007.
- [26] Lu, XC., Chen, W., Huang, Z. A fundamental study on the control of the HCCI combustion and emissions by fuel design concept combined with controlable EGR. Part 1. *Fuel*, Vol. 84, pp 1084-1092, 2005.
- [27] Natajaraan, V.K., Sick, V., Reuss, D.L., Silvas, G. Effect of spark-ignition on combustion periods during spark assisted compression ignition. *Combustion Sci. and Tech*, Vol. 181, pp. 1187-1206, 2009.
- [28] Assanis, D. Low temperature combustion for high–efficiency, ultra-low emissions engines. In: 12th DEER conference. Detroit Michigan 2006.

- [29] Musculus, M.P.B, Miles P.C., Pickett L.M., Conceptual models for partially premixed low-temperature diesel combustion. *Progress in Energy and Combustion Science*. Vol. 39, pp 246-283, 2013.
- [30] Cairns, A., Blaxhill, H., The effects of combined internal and external EGR on gasoline controlled autoignition. SAE paper 2005-01-0133, 2005.
- [31] Gaynor, J.A., Fleck, R., Kee, R.J., Kenny, R.G., Cathcart, G. A study of efficiency and emissions fo 4-stroke SI and CAI engine with EGR and light boost. SAE paper 2006-01-0418, 2006.
- [32] Maiboom, A., Tauzia, X. Hétet, J.F. Experimental study of various effects of exhaust gas recirculation (EGR) on combustion and emissions of an automotive direct injection diesel engine. *Energy*, Vol. 33, Issue 1, pp. 22-34, 2008.
- [33] Dec, J. Advanced compression-ignition engines-understanding the in-cylinder processes. *Proceedings of the Combustion Institute*, Vol. 32, pp. 2727–2742, 2009.
- [34] Molina, S. (2005). *Influencia de los parámetros de inyección y la recirculación de gases de escape sobre el proceso de combustión en un motor diesel* . Barescelona: Editorial Reverté S.A.
- [35] Benajes, J., López, J.J., Novella, R., & García, A. (2008). Advanced methodology for improving testing efficiency in a single cylinder research diesel engine. *Experimental Techniques* , Vol.32, pp. 41-47.
- [36] Desantes, J.M., Payri, R., García, A., Mosalve-Serrano, J. Evaluation of the emissions and performances from partially premixed compression ignition combustion using gasoline and spark assistance. SAE paper 2013-01-1664, 2013.
- [37] Manente, V., Johansson, B., Tunestal, P. Partially Premixed Combustion at High Load using Gasoline and Ethanol, a Comparison with Diesel. SAE paper 2009-01-0994, 2009.
- [38] Maricq, M.M. Soot formation in ethanol/gasoline fuel blend diffusion flames. *Combustion and Flame*, Vol.159, Issue 1, pp. 170-180, 2012.
- [39] Stojkovic, B.D., Fansler, T.D., Drake, M.C., Sick, V. High-speed imaging of OH* and soot temperature and concentration in a stratified-charge direct-injection gasoline engine. *Proceedings of the Combustion Institute*, Vol. 30, Issue 2, pp. 2657-2665, 2005.

- [40] Lemaire, R., Therssen, E., Desgroux, P. Effect of ethanol addition in gasoline and gasoline–surrogate on soot formation in turbulent spray flames. *Fuel*, Vol. 89, Issue 12, pp. 3952-3959, 2010.
- [41] Mansurov, Z.A. Soot formation in combustion processes (review). *Combustion, Explosion and Shock Waves*, Vol. 41 n° 6, pp. 727-744, 2005.
- [42] Aronsson U, Chartier C, Andersson Ö, Johansson B, Sjöholm J, Wellander R, et al. Analysis of EGR effects on the soot distribution in a heavy duty diesel engine using time-resolved laser induced incandescence. SAE paper 2010-01-2104 SAE International Journal of Engines 2010 Vol. 3, pp. 137-155, 2010.
- [43] Bruneaux G, Maligne D. Study of the mixing and combustion processes of consecutive short double diesel injections. SAE paper 2009-01-1352 SAE International Journal of Engines, Vol. 2 (1) 1151-1169, 2009.
- [44] Bobba, M.K, Musculus, M.P.B. Effect of ignition delay on in-cylinder soot characteristics of a heavy duty diesel engine operating at low temperature conditions. SAE paper 2009-01-0946, SAE International Journal of Engines, Vol. 2, pp. 911-924, 2009.
- [45] Novella R. (2009) Análisis del potencial de los ciclos Atkinson y Miller en un motor Diesel de cilindrada media. Influencia sobre el proceso de inyección-combustión y la formación de emisiones contaminantes. Tesis Doctoral, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos. Universidad Politécnica de Valencia, Valencia.
- [46] Kamimoto, T., Kobayashi, H. Combustion processes in diesel engines *Progress in Energy and Combustion Science*, Vol. 17, Issue 2, pp. 163-189, 1991.
- [47] Lavoie, G.A., Martz, J., Wooldridge, M., Assanis, D. A multi-mode combustion diagram for spark assisted compression ignition. *Comb. & Flame* Vol. 157, pp. 1106–1110, 2010.
- [48] Babajimopoulos, A., Challa, P., Lavoie, G.A., Assanis, D.N. Model-based assessment of two variable cam timing strategies for HCCI engines: recompression vs. rebreathing, in: *Proceedings of the ASME Internal Combustion Engine Division 2009 Spring Technical Conference, ICES2009*, May 3–6 2009, Milwaukee, Wisconsin, USA, 2009.
- [49] Babajimopoulos, A., Lavoie, G.A., Assanis, D.N. *Combust. Sci. Technol.* Vol. 179, pp. 2039–2063, 2007.
- [50] Lavoie, G. A., Heywood, J. B., Keck, J. C. Experimental and theoretical study of nitric oxide formation in internal combustion engines. *Combustion Science and Technology*, Vol. 1, n°4, pp. 313-326, 1970.

- [51] Flynn P.F., Hunter, G.L., Farrell, L., Durrett, R.P., Akinyemi, O., zur Loye A.O., Westbrook, C.K., W.J. Pitz, Proc. Combust. Inst. Vol. 28, pp. 1211–1218, 2000.
- [52] Tsurushima, T., Thermodynamic Analysis of Premixed Compression Ignition Combustion; New ACE Institute. Report to 18th Technical Committee, 2001.
- [53] Sjöberg M., Dec, J.E. Detailed HCCI exhaust specification and the sources of hydrocarbon and oxygenated hydrocarbon emissions. SAE 2008-01-0053, 2008.
- [54] Zabetakis, M.G. Flammability Characteristics of Combustible Gases and Vapors; US Department of the Interior, Bureau of Mines, Report Bulletin 627, 1965.
- [55] Andersson, M., Johansson, B., Hultqvist A. A predictive real time NOx model for conventional and partially premixed Diesel combustion. SAE Paper 2006-01-0195, 2006

Capítulo 6

Conclusiones y trabajos futuros

Contenido

6.1	Introducción.....	315
6.2	Conclusiones	315
6.3	Trabajos futuros.....	325

6.1 Introducción

El capítulo final y que cierra la presente tesis tiene como objetivos destacar las principales conclusiones de los trabajos de investigación realizados y mostrar las principales líneas de continuación que surgen a raíz de los mismos.

En primer lugar van a ser sintetizados los principales resultados obtenidos en cada una de las secciones de la tesis. De manera complementaria, se pretende establecer una relación entre los objetivos planteados y los resultados obtenidos, así como justificar, la metodología general que ha sido llevada a cabo para el estudio y análisis de los trabajos planteados en el desarrollo de esta investigación.

Una vez finalizadas las conclusiones se proponen, de aquellas líneas de investigación que resultan más prometedoras, ideas y estudios con potencial para la realización de trabajos futuros de investigación relacionados con el mostrado en esta tesis. En esta subsección se intentará relacionar tanto las problemáticas que han quedado sin resolver en el presente trabajo como nuevas líneas referidas al estudio de nuevos conceptos de combustión.

6.2 Conclusiones

Atendiendo al contexto tecnológico descrito en el primer capítulo de la presente tesis, en relación al cumplimiento de normas anticontaminantes y a las expectativas de mercado futuras, se ha observado y justificado la necesidad de continuar con la investigación en nuevos modos de combustión. De manera concreta se ha puesto de manifiesto que es necesario seguir trabajando e investigando en el desarrollo de nuevas estrategias y conceptos de combustión. Este hecho es debido al potencial que se ha observado en los mismos para la reducción de emisiones contaminantes manteniendo una alta eficiencia del proceso de combustión y por tanto un consumo reducido. Adicionalmente, la posibilidad de implementar estas estrategias supone una reducción del número de tecnologías pasivas necesarias a instalar en los nuevos vehículos.

Si bien la reflexión anterior plantea una justificación general de la tesis doctoral, no define de manera concreta los objetivos por los cuales esta se ha realizado. Debido a este hecho, se consideró indispensable efectuar una primera etapa de revisión bibliográfica para detectar las principales carencias de los diferentes trabajos realizados al respecto siendo el punto de partida de la presente investigación.

Con este criterio y atendiendo a la literatura revisada se puede afirmar que, hasta el momento, la mayoría de nuevos conceptos combustión se enmarcan dentro de las combustiones de baja temperatura, siendo las de mayor potencial las que presentan procesos de combustión homogéneos o parcialmente premezclados, descartando en este marco de trabajo las combustión controladas por mezcla. Como se ha descrito en diferentes trabajos, estas estrategias están basadas en la reducción de la temperatura mediante el uso masivo de EGR, que reduce la reactividad en la cámara de combustión y en promover procesos de homogenización de la mezcla, ya sea inyectando en el colector de admisión o muy pronto en la carrera de compresión para la obtención de dosados homogéneos pobres en la cámara de combustión.

Los resultados principales de estas estrategias proporcionan un claro beneficio en la reducción conjunta de las emisiones de NO_x y hollín. No obstante, también se derivan ciertas problemáticas de su uso tales como: *control del inicio de la combustión, dispersión cíclica, centrado de la combustión, limitados grados de carga en donde son operativas, incremento de las emisiones de HC y CO, y altos gradientes de presión en cámara que implican limitaciones mecánicas importantes en cuanto a su uso.*

En los diferentes trabajos de investigación, se han encontrado una serie de estrategias y propuestas que han sido revisados y desarrolladas hasta el momento como posibles soluciones parciales para reducir las principales problemáticas de estos modos de combustión.

En este sentido, la mayor parte de los trabajos realizados han utilizado estrategias basadas en modificación de las condiciones termodinámicas en la cámara de combustión como principal método para la consecución de mejoras fundamentalmente en el control del proceso de combustión y en la reducción de las emisiones de HC y CO. Estas técnicas se han implementado tanto en los procesos completamente homogéneos como en los parcialmente premezclados. Debido a que en ambos, tanto el inicio del proceso de combustión como la liberación de calor dependen fuertemente de la temperatura, presión y las condiciones de mezcla en el cilindro. Aumentar la gestión, de las mismas promueve el control sobre los procesos de combustión. No obstante, el control obtenido mediante estas estrategias no es completamente instantáneo existiendo un cierto retraso entre la acción promovida y la consecución obtenida con lo que no se tiene un control completamente directo sobre el proceso de combustión. Consecuentemente, las estrategias fundamentadas en la modificación de las condiciones termodinámicas en cámara únicamente resuelven de manera parcial los problemas encontrados en la bibliografía.

Más recientemente, de manera complementaria a las soluciones de control de las condiciones termodinámicas, se ha encontrado en la literatura una línea de

investigación basada en el uso de combustibles diferentes al Diesel para su implementación en motores de encendido por compresión, básicamente gasolina. De manera general, dichos combustibles presentan un índice de octano elevado. Este hecho determina la evolución del proceso de mezcla y por tanto el de combustión. Las propiedades de dichos combustible infieren tiempos de retraso al autoencendido mayores que un combustible Diesel convencional promoviendo de esta forma la generación de procesos altamente premezclados con dosados pobres por una vía diferente a las encontradas hasta el momento. Se puede concluir que esta estrategia está basada en la modificación de la reactividad de la mezcla a partir del combustible y no del aire como las anteriormente presentadas. A pesar de ser una solución prometedora para la determinación del inicio del proceso de combustión y su posterior evolución, los cambios en la reactividad del combustible presentan la misma problemática que las estrategias basadas en la modificación de la reactividad del aire, tampoco confieren un control completamente directo sobre el proceso de combustión. Por otro lado, también es destacable en la literatura la falta de conocimiento básico en cuanto a los procesos de inyección, mezcla y proceso de autoencendido que se tiene del uso de los citados combustibles de alto índice de octano, gasolina, en sistemas de inyección de altas prestaciones y motores de encendido por compresión. La mayoría de estudios y trabajos de investigación se basan en la optimización directa del proceso de combustión y emisiones en motor con el uso de dichos combustibles.

Con el fin de intentar paliar parte de las limitaciones del conjunto de trabajos revisados y de presentar nuevas soluciones en los nuevos conceptos de combustión se plantearon los siguientes objetivos:

- ***Incrementar el conocimiento científico sobre el uso de la gasolina como combustible para los nuevos conceptos de combustión basados en cargas parcialmente premezcladas.***
- ***La evaluación del potencial de un agente externo, bujía, en modos de combustión parcialmente premezclados con el uso de gasolina en motores de encendido por compresión para la obtención de un control directo sobre el proceso de combustión.***

Para la consecución de dichos objetivos se plantea una estructura general de estudio y compresión que recorre un camino secuencial desde la tobera hasta las emisiones. En este sentido, la metodología implica una primera parte de estudios de conocimiento más específico sobre los procesos de inyección, mezcla aire-combustible y autoencendido con el uso de gasolina que responde al primer objetivo. Y una segunda parte de la investigación focalizada en la evaluación del potencial y

estudio de un nuevo modo de combustión parcialmente premezclado asistido por bujía, SAPP (Spark Assisted Partially Premixed Combustion). Metodológicamente la presente tesis es fuertemente experimental con apoyo de diferentes herramientas teóricas tanto para el procesado como para la mejor comprensión de los resultados.

Atendiendo al primer objetivo planteado en la presente investigación, pasan a mostrarse las principales conclusiones de los diferentes estudios realizados:

- **Caracterización de las diferencias en el proceso de inyección entre el Diesel y la gasolina**

De los diferentes estudios paramétricos realizados sobre este proceso se ha observado como la tasa de inyección, en iso-condiciones de presión de inyección, contrapresión y duración de la tasa, es menor en el caso de la gasolina respecto al Diesel debido fundamentalmente a las diferencias de densidad encontradas entre ambos combustibles. Por otro lado, sobre el flujo de cantidad de movimiento el efecto del combustible es despreciable para todas las condiciones estudiadas. Los resultados de flujo de cantidad de movimiento muestran resultados muy similares en todo el rango evaluado para ambos combustibles. Los coeficientes de momento son similares en ambos casos y se observa como los coeficientes de velocidad y área siendo ligeramente diferentes se compensan de manera que el efecto de las características del combustible no se llega a apreciar en el resultado final. Se han observado en ambos estudios, tanto de momento como de tasa de inyección, que el efecto de la viscosidad se aprecia en diferencias tanto en la apertura y como en el cierre de la aguja del inyector. Las diferencias en el proceso de cierre son sensiblemente mayores con respecto a las de apertura, siendo más cortas en ambos casos para la gasolina debido a su menor viscosidad.

- **Diferencias en las características macroscópicas del chorro y proceso de mezcla para el Diesel y la gasolina**

En el transcurso de la investigación han sido evaluadas las características del chorro y el proceso de mezcla aire combustible de manera experimental y teórica tanto en condiciones no evaporativas como evaporativas así como cuasi-estacionarias y transitorias. En condiciones no evaporativas, se ha observado que entre ambos combustibles las diferencias son despreciables en cuanto a penetración y ángulo de chorro, esto es debido fundamentalmente a que el momento es prácticamente el mismo para ambos combustibles.

En lo referente al proceso de mezcla en condiciones cuasiestacionarias evaporativas se ha realizado un desarrollo teórico donde se observa que el

diámetro equivalente es menor para el caso de la gasolina, hecho que implica un ligero beneficio en el proceso de mezcla en estas condiciones. Dichas diferencias se escalan con las existentes en la tasa de inyección de ambos combustibles y que a su vez dependen fundamentalmente de la raíz del ratio de densidades entre combustibles. Dicho resultado ha sido evaluado mediante el código DICOM obteniendo los mismos resultados y que implican que, la tasa de englobamiento de aire por parte de la gasolina es ligeramente mayor que la del Diesel en condiciones evaporativas estacionarias.

Adicionalmente, han sido presentadas las diferencias en longitud líquida existentes entre ambos combustibles. En ellos se ha observado una gran diferencia entre la gasolina y el Diesel. Se aprecia una reducción de la longitud líquida máxima en la gasolina en todos los casos estudiados de alrededor 2.4 veces la longitud líquida máxima del Diesel (en iso-condiciones de densidad y temperatura). Este resultado se ha demostrado que depende fundamentalmente de la presión de vapor de combustible y por lo tanto de la fracción másica evaporada del mismo que es mayor en el caso de la gasolina para unas mismas condiciones. Estos han sido demostrados en un rango de densidades y temperaturas del aire diversas, enmarcadas todas ellas en las dentro de las condiciones de los procesos PPC.

En lo que respecta al proceso de mezcla en condiciones evaporativas transitorias, se han evaluado las distribuciones de masas bajo dosado una vez finalizado el proceso de inyección (bajo condiciones de presión y temperatura extraídas de procesos parcialmente premezclados). En estos casos y bajo las condiciones propuestas de combustión PPC para un mismo tiempo entre final de inyección y tiempo de análisis, los dosados se distribuyen para ambos combustibles prácticamente de la misma forma para todos los casos de estudio. Es decir, que a iso-condiciones de funcionamiento y en características de procesos PPC los procesos de mezcla en cuanto a la distribución de la masa bajo dosado son muy similares para ambos combustibles no apreciándose diferencias en los resultados representados. Con lo que bajo dichas condiciones transitorias, no hay diferencias en mezcla entre el Diesel y la gasolina.

- **Diferencias en el autoencendido en procesos parcialmente premezclados entre el Diesel y la gasolina.**

En esta misma parte del trabajo ha sido evaluado el proceso de autoencendido para ambos combustibles y en condiciones de premezcla parcial, es decir bajo las mismas condiciones de presión, temperatura y estrategia de inyección, y definidas dentro de las características PPC (en todo los casos el inicio de la combustión ha sido después del final de la inyección). En una primera

aproximación teórica, se ha puesto de manifiesto la importancia de la cinética química en dichos procesos y la diferencia existente entre los dos combustibles relativas a este aspecto. En cuanto al autoencendido, las diferencias en tiempos de retraso y en los procesos químicos intermedios han sido evaluados para el n-heptano (combustible de sustitución del Diesel) y el isoctano (combustible de sustitución del Gasolina) mediante el uso de reactores homogéneos y códigos para la resolución de la cinética química de los procesos. Los resultados muestran unos mayores tiempos de retraso para el isoctano en cualquiera de las condiciones estudiadas de dosado, temperatura, presión y concentración de oxígeno. Una disminución en la fracción molar de oxígeno afecta sensiblemente más al autoencendido de la gasolina que al del Diesel.

En segundo lugar, mediante el uso combinado de técnicas ópticas y análisis del diagnóstico de la combustión, se describen las características principales del proceso de combustión parcialmente premezclado para ambos combustibles. Los estudios se han realizado en isocondiciones termodinámicas y mediante condiciones de ensayos con la misma presión media indicada para ambos combustibles (en este segundo caso mediante la reducción de la reactividad del aire en el caso del Diesel). Como resultado fundamental del estudio se ha observado un mayor tiempo de retraso mediante el uso de gasolina y una liberación de calor con un mejor centrado dentro del ciclo de motor. El resultado muestra que la gasolina, sin el uso de tan reducidas concentraciones de oxígeno produce combustiones bajo dosados más homogéneos (modificando el proceso de mezcla por incrementar el tiempo extra entre final de inyección e inicio de la combustión para producir el mismo) y procesos de combustión con un mejor posicionamiento intrínseco del centrado de la combustión dentro del ciclo de motor, y por lo tanto una presenta una ligera mejoría en eficiencia para unas mismas condiciones de operación. La duración de la combustión en ambos casos se reduce ligeramente para el caso de la gasolina lo que produce un autoencendido que se asemeja más a una combustión a volumen constante. Los resultados derivados de las imágenes, tanto la luminosidad natural como del radical OH, muestran como en todos los casos estudiados se observa una mayor homogeneidad de la luz y de menor intensidad en el caso de la gasolina.

Esta primera parte del trabajo aporta los conocimientos básicos y de comprensión necesarios para poder desarrollar con las mejores garantías la segunda parte del estudio donde, el conocimiento de las características de la tasa de inyección en un sistema *common rail*, el proceso de mezcla y el de autoencendido con gasolina es indispensable para poder llegar a conocer las características del proceso que se pretende mejorar. Este trabajo finalmente desemboca en el desarrollo y estudio del

nuevo modo de combustión presentado en esta investigación, donde el proceso de combustión parcialmente premezclado con gasolina es asistido por bujía: SAPPC (*Spark Assisted Partially Premixed Combustion*).

Considerando el segundo objetivo planteado en la presente tesis, se pasa a detallar las conclusiones más relevantes de las partes que componen el estudio realizado:

- **Potencial de la asistencia por bujía en procesos de combustión PPC en motores de encendido por compresión.**

Se ha demostrado como el uso de la asistencia por bujía exhibe un gran potencial en lo que refiere al aumento del control y del inicio de la combustión en condiciones combustión parcialmente premezclados y con alto índice de octano. Se ha observado experimentalmente como se ha incrementado sustancialmente por un lado, el control tanto del inicio de la combustión, del centrado de la tasa liberación de calor en el ciclo motor así como del dinamismo en el control de estos. Por otro lado, se ha observado un descenso en la dispersión cíclica que afecta a dichos modos. Además ha sido confirmado como, dicha estrategia, permite iniciar el proceso de combustión incluso en condiciones de muy baja carga y con combustibles con alto índice de octano en motores con relación de compresión elevada (encontradas en la literatura revisada como zonas de no autoencendido) y como este reduce los niveles de *knocking* propios de los procesos de combustión premezclados en condiciones de media y baja carga debido principalmente a una liberación de calor más gradual en el tiempo.

- **Fenomenología del nuevo modo de combustión SPPC.**

Una de las principales características del modo de combustión es la existencia de dos fases en dicho proceso. La investigación se ha centrado en esta sección en la descripción detallada de estas dos fases y de sus subprocesos mediante la combinación de diferentes técnicas ópticas y el uso del código de diagnóstico de la combustión CALMEC a partir de los resultados de la señal de presión.

La primera fase del modo de combustión cuenta con dos eventos principales, la formación de un núcleo inicial generado en la zona de influencia de la bujía y el segundo, el crecimiento de un frente de llama, que da nombre a la fase. El proceso se inicia con la inyección adelantada que debido a las condiciones en cámara genera una mezcla estratificada. En uno de los siete sprays que existen dentro de la cámara de combustión, intersectando la línea central del mismo

se encuentra la bujía. Finalizada la inyección, se produce la descarga en la bujía que genera el inicio de la combustión en una zona de condiciones locales que permiten dicho proceso inicial. Una vez formado el núcleo inicial, en los alrededores de la bujía se genera un frente de llama que se ve arrastrado por el *swirl* interno de la cámara de combustión y los gradientes de dosados generados en la misma. El frente de llama progresa desde este núcleo hasta que se generan ciertas condiciones de presión, temperatura y mezcla en el resto de la cámara de combustión que promueven el autoencendido.

Debido a las condiciones generadas en esta primera fase se produce el autoencendido controlado del resto de la mezcla aire-combustible que se encuentra dentro de la cámara de combustión. Durante el tiempo extra de mezcla, desde el final del proceso de inyección hasta el inicio del autoencendido, lo que permite generar en el resto de la cámara una mezcla suficientemente homogénea y bajo dosados pobres. Esta segunda fase comienza con un característico cambio en gradiente de presión, cambio en la pendiente en la tasa de liberación de calor y por consiguiente en la velocidad aparente del progreso de la combustión, característico de los procesos de autoencendido. Este proceso de segunda fase es de manera general más energético y de una menor duración que la primera fase de crecimiento de frente de llama. Una vez finaliza este subproceso de la segunda fase, por último el proceso de combustión finaliza con la extinción del mismo.

Mediante el uso de las imágenes han podido extraerse diferentes resultados que han permitido comprender mejor los diferentes procesos del modo de combustión. Entre otros, han permitido observar la posición espacial del inicio de la combustión así como el área que abarca cada una de las fases, las zonas de alta reactividad y el progreso del frente de llama en la dirección del *swirl*. La visualización de la luz directa natural ha propiciado estudios de la velocidad aparente de la combustión para cada una de las fases. Esto ha permitido realizar descripciones conjuntas y complementarias derivados del estudio de la señal de presión y del diagnóstico de la combustión con las imágenes instante a instante con lo que la fenomenología del proceso ha quedado ampliamente reseñada. Con lo que se ha podido observar las diferentes transiciones entre fases con respecto a la luz, así como las diferencias ciclo a ciclo de alguna de las características como el tamaño del núcleo inicial o el área total abarcada por el proceso de autoencendido.

Conjuntamente a la luz natural, mediante la visualización de los radicales CH y OH se han mostrado que zonas de reactividad y prereacciones existen en cada una de las fases. En la primera fase donde aparecen las principales zonas de pre-reacciones en cada instante (radical CH) así como el avance de frente de llama de alta temperatura y dosado cercanos al estequiométrico (radical

OH). Finalmente todo el estudio de la descripción ha estado acompañado de una última herramienta de estudio, la espectrografía. Mediante la evaluación de los espectros en diferentes instantes y en diferentes zonas de la cámara de combustión han sido justificados la aparición de espectros característicos conocidos de la literatura, como el de descarga de la bujía y núcleo del proceso de combustión, progreso del frente de llama y características de autoencendido que han permitido reforzar las características de los resultados obtenidos en la descripción fenomenológica del modo de combustión.

- **Influencia de la modificación de parámetros motorísticos que varían las condiciones termodinámicas en la cámara de combustión en el modo de combustión SAPCC.**

Los parámetros que han sido evaluados bajo las características de la combustión SAPCC son la cantidad de masa inyectada, el instante de inicio de la inyección, la presión de inyección y la fracción molar de oxígeno.

De manera general el incremento en la masa inyectada implica una generación de dosados más ricos en la cámara de combustión e incrementa la eficiencia del proceso. La duración de la primera fase se reduce con dicho incremento y aumenta la cantidad de masa quemada en la fase de autoencendido, implicando de forma general combustiones de una menor duración. Cabe destacar como resultado de relevancia, que incluso en los casos de menor masa inyectada se ha obtenido un proceso de combustión iniciado y controlado por la bujía. Esta zona había sido detectada como problemática en la literatura debido a los problemas de *misfire* y de no autoencendido de la mezcla. Los problemas con los procesos de alta masa inyectada se observa un aumento en los niveles de *knocking* aunque se reducen sensiblemente comparado con los niveles obtenidos en este mismo caso sin el uso de la bujía.

En los estudios realizados, el retraso en el inicio de la inyección promueve una mejora del proceso de mezcla aire-combustible debido a la mayor densidad en cámara. Este proporciona un proceso de autoencendido que predomina comparado con el de frente de llama, aumentando ligeramente la eficiencia pero promoviendo niveles de *knocking* más altos.

Por otro lado, adelantando el inicio de la inyección se promueve un frente de llama de mayor duración, debido a la menor densidad y temperatura, lo que promueve una menor homogeneidad y una menor cantidad de masa quemada en la segunda fase de autoencendido, reduciendo fuertemente el ruido de la combustión. Se penaliza en este caso ligeramente la eficiencia de la combustión debido a la mayor duración de la fase de frente de llama.

Respecto al estudio de referencia presentado, el aumento de la presión de inyección, modifica la formación de la mezcla en ambas fases, y debido a ello se mejora parte del proceso de combustión SAPP. Por un lado se observa un incremento en la homogenización de la mezcla tanto de la fase de frente de llama como de la de autoencendido, con la consiguiente reducción de duración de la combustión y mejora en la eficiencia del proceso. Por otro lado, se dificulta la formación del núcleo inicial debido al incremento en la cantidad de movimiento generado por el aumento de la presión de inyección. Se observa una menor duración general del proceso de combustión así como una reducción del nivel de *knocking* producido por la reducción de masa quemada en la fase de autoencendido.

Finalmente se ha mostrado como la reducción de la fracción molar de oxígeno desemboca de manera general en procesos de combustión SAPP con mejores niveles de *knocking*, a la vez que se aumenta el tiempo de retraso hasta el inicio de la segunda fase lo que proporciona dosados más homogéneos si cabe. Por otro lado, dicha reducción perjudica la eficiencia del proceso debido principalmente a una disminución en la reactividad de la cámara que reduce la velocidad aparente de los procesos, tanto del frente de llama como del autoencendido, lo que implica además una mayor duración de la combustión y en algunos casos centrado de la combustión alejado del PMS con los problemas que esto conlleva en términos de eficiencia.

- **Evaluación exploratoria de las prestaciones y emisiones del modo de combustión.**

En lo referente a las prestaciones se ha demostrado el potencial de funcionamiento del modo de combustión a diferentes regímenes y grados de carga. Al igual que lo visto en los estudios que le preceden, se siguen obteniendo todos los beneficios de control del inicio, descenso del nivel de *knocking* y mejora en el control sobre el centrado de la combustión así como proporciona una extensión del grado de carga ya que presenta buenos resultados de funcionamiento en muy baja carga donde se han encontrado dificultades en lo que respecta al funcionamiento de los procesos de combustión PPC.

Respecto a las emisiones del modo de combustión, se presentan dos escenarios claramente diferenciados. Uno con características de emisiones bajas de hollín y NO_x y menor eficiencia del proceso de combustión, y otro de mayor eficiencia del proceso con bajas emisiones de hollín pero con un incremento sustancial en lo que respecta a las emisiones de NO_x. La reducción de hollín es muy importante en todo el rango de operación. En cambio, las emisiones de NO_x así como las de HC y CO se ven en una disyuntiva. Fundamentalmente

están ligadas a las diferencias en el dosado del proceso global y de cada una de sus fases. Por un lado, la necesidad de promover la primera fase de núcleo inicial y progreso del frente de llama implica la existencia de zonas cercanas a dosado estequiométricos, con oxígeno disponible y que junto a la alta temperatura que promueven la formación de NO_x a nivel local. Por otro lado, cuando se estudia los procesos a baja carga, reduciendo la masa inyectada y reduciendo así los niveles de *knocking* y grandes gradientes de presión. El uso de un dosado local excesivamente pobre, empeora el proceso de combustión en sus dos fases. Generalmente el frente de llama se ve deteriorado y progresa más lentamente (con una menor producción de NO_x), con lo que este produce en los casos límite, dificultades en el autoencendido de toda la mezcla disponible en la cámara de combustión, penalizando el rendimiento y consumo así como generando niveles excesivamente altos de emisiones de HC y de CO, y por lo tanto de consumo de combustible.

Cabe destacar que esta parte de la presente investigación, pretende únicamente realizar una exploración en esta faceta del modo de combustión. En ningún caso se ha realizado ningún tipo de optimización en términos de geometría de *bowl*, diseño de cámara de combustión, parámetros de funcionamiento o de *hardware* de motor.

6.3 Trabajos futuros

Descritas las principales conclusiones y logros de la tesis doctoral se va a plantear en la restante parte de capítulo en qué dirección deberían ir las investigaciones futuras derivadas de la presente trabajo de investigación.

Siempre al finalizar una investigación surgen ciertos aspectos sobre los cuales es difícil profundizar ya sea por el tiempo material para realizarlos o por la falta de medios para llevarlos a cabo. Para ello, y a raíz de los conocimientos adquiridos, se van a describir algunas de las principales directrices de como completar el trabajo ya existente así como dar algunas indicaciones de cómo plantear futuras investigaciones según el autor.

A lo largo de la tesis doctoral se han identificado una serie de características y condiciones relevantes e influyentes tanto en los proceso de combustión parcialmente premezclados PPC así como en el desarrollado en la misma, el SAPP. Del conjunto de nuevos conceptos y de los estudios derivados de la presente tesis doctoral se derivan ciertos aspectos fundamentales en los mismos que, al pensamiento del autor, deben ser investigados y estudiados para seguir con la evolución de los mismos.

Para un estudio de compresión y cuantificación de los procesos de combustión y más concretamente de las condiciones locales fundamentales en estos se pueden plantear trabajos de investigación de diferentes características, unos de enfoque experimental y por otro lado estudios computacionales.

- En primer lugar, **estudios experimentales mediante el uso de técnicas ópticas de visualización aplicadas a motor con acceso óptico 3D** como puede ser el PLIF y LIF (*Planar Laser Induced Fluorescence*), LIF (*Laser Induced Fluorescence*) y PIV (*Particle Image Velocimetry*) para mediante diferentes trazadores externos como tolueno u otros, como el formaldehído o el NO propios del proceso de combustión, *evaluar y cuantificar las distribuciones de dosados, temperaturas y campos de velocidades* en las distintas zonas de la cámara de combustión y para diferentes instantes de los procesos de combustión. Plantear al respecto estudios paramétricos de masas inyectada, inicios de inyección, movimiento del aire (*swirl*), presión de inyección, temperatura y presión de admisión que mejoren la compresión de estos procesos en conceptos de combustión parcialmente premezclados.
- Por otro lado, con el actual potencial del **cálculo computacional CFD 3D** y con la reducción de los tiempos de cálculo debido a la creciente potencia informática se pueden apoyar en esta herramienta para el estudio de las condiciones locales y el diferente progreso de la combustión bajo las distintas condiciones. Es decir, evaluar los procesos anteriormente descritos como estudios experimentales respecto a las condiciones locales tanto como estudios previos como estudios y trabajos de validación y comprobación realizando ambos o simplemente como herramienta para comprobar los primeros. Además esta misma herramienta podría ayudar de forma fundamental al diseño de una cámara de combustión, una optimización del pistón a utilizar así como a la optimización del conjunto. Estas podrían ayudar a la reducción de las emisiones de HC y CO, promover nuevas estrategias relativas al control y a las posiciones de la bujía y diseños de cámara inyección para generación de dosados local y global que optimicen el proceso de combustión.

Otros estudios y trabajos futuros interesantes, pero en este caso más tecnológicos, son los derivados de las posibles mejoras en la eficiencia del proceso de combustión SAPPIC y del conjunto de técnicas y estrategias aplicadas al mismo.

- **La evaluación del uso de una segunda bujía así como la optimización de la cámara de combustión** (con un mayor potencial que la utilizada en esta tesis que deriva de una que cumple el objetivo claro de la visualización de la

cámara de combustión) podrían mejorar la eficiencia debido a que se podrían aumentar la masa de combustible quemada, problemática en ciertas condiciones de operación debido al avance de frente de llama o del autoencendido a ciertas zonas de la cámara de combustión. Por otro lado la evaluación del potencial de combustible con alto índice de octano, que permitan utilizar relaciones de compresión altas, conjugados con límites de inflamabilidad con mayor rango como puede ser el etanol o el uso de las mezclas de combustibles, también podrían mejorar la viabilidad del modo de combustión y por lo tanto ser futuros estudios de interés. Con ello se podrían esperar mejoras en los problemas de no quemados, eficiencia general de los procesos y ampliación del grado de carga.

- Otros trabajos futuros con potencial son el uso de **las estrategias de inyección múltiple** en este tipo de procesos de combustión parcialmente premezclados. La modificación del tiempo extra de mezcla y su relación con las fases se ha observado como fundamental en el modo combustión SAPP. Un punto fuerte a estudiar podría ser el intentar un control sobre las fases mediante el uso de inyecciones piloto y post las cuales permitieran incrementar la eficiencia del proceso en todo el rango y reducir las emisiones de NO_x que aparecen en la primera fase, así como una mejora en la homogenización de la segunda fase en los casos que fuera necesario.

Bibliografía

- [1] Aceves, S.M., Flowers D.L., Martinez-Frias, J., Smith, J.R., Westbrook, C.K., Pitz, W.J. A sequential fluid-mechanic chemical-kinetic model of propane HCCI combustion. SAE paper 2001-01-1027, 2001.
- [2] Aceves, S.M., Flowers, D.L., Westbrook, C.K., Smith, J.R., Pitz WJ, Dibble RW, et-al A multi-zone model for prediction of HCCI combustion and emissions. SAE paper 2000-01-0327, 2000.
- [3] Aceves, S.M., Martinez-Frias J, Flowers DL, Smith JR, Dibble R.W., Wright J.F. A decoupled model of detailed fluid mechanism followed by detailed chemical kinetics for prediction of iso-octane HCCI combustion. SAE paper 2001-01-3612; 2001.
- [4] Aggarwal, S.K. A Review of Spray Ignition Phenomena: Present Status and Future Research. Prog. Energy Combust. Sci., Vol. 24, pp. 565-600,1998.
- [5] Amorim, R. (2011). Combustión Por Difusión De Baja Temperatura En Motores Diesel De Pequeña Cilindrada. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos.
- [6] Andersson, M., Johansson, B., Hultqvist A. A predictive real time NOx model for conventional and partially premixed Diesel combustion. SAE Paper 2006-01-0195, 2006.
- [7] Arcoumanis, C. Gavaises, M. Linking nozzle flow with spray characteristics in a Diesel injection system. Atomization and sprays Vol.8, nº3, pp. 307-347, 1998.
- [8] Armas, O. (1998). Diagnóstico experimental del proceso de combustión en motores Diesel de inyección directa. Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos.
- [9] Aronsson U, Chartier C, Andersson Ö, Johansson B, Sjöholm J, Wellander R, et al. Analysis of EGR effects on the soot distribution in a heavy duty diesel engine using time-resolved laser induced incandescence. SAE paper 2010- 01-2104 SAE International Journal of Engines 2010 Vol. 3, pp. 137-155, 2010.
- [10] Arregle, J. (1997). Análisis de la estructura y dinámica interna de chorros Diesel. Tesis Doctoral, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos. Universidad Politécnica de Valencia, Valencia.

- [11] Arrègle, J. (1997). Análisis de la estructura y dinámica interna de chorros Diesel. Tesis Doctoral, E.T.S. Ingenieros Industriales. Universidad Politécnica de Valencia, Valencia.
- [12] Arrègle, J., López, J.J., García, J.M., Fenollosa, C. (2003). Development of a zero-dimensional Diesel combustion model. Part 1: Analysis of the quasi-steady diffusion combustion phase. *Applied Thermal Engineering*, Vol.23, pp. 1301-1317.
- [13] Assanis, D. Low temperature combustion for high-efficiency, ultra-low emissions engines. In: 12th DEER conference. Detroit Michigan 2006.
- [14] ASTM D1298-99 standard test method for density, relative density (Specific Gravity), or API gravity of Crude Petroleum and Liquid Petroleum Products by Hydrometer Method.
- [15] ASTM D445-045 Standard test method for kinematic viscosity of transparent and opaque liquids (and the calculation of dynamic viscosity).
- [16] ASTM D86 Standard test method for distillation of petroleum products at atmospheric pressure.
- [17] AVL Optical Top Works 514. Single cylinder transparent research engine. Designed by AVL List GmbH, Graz Austria, 2000.
- [18] Babajimopoulos, A., Challa, P., Lavoie, G.A., Assanis, D.N. Model-based assessment of two variable cam timing strategies for HCCI engines: recompression vs. re-breathing, in: *Proceedings of the ASME Internal Combustion Engine Division 2009 Spring Technical Conference, ICES2009*, May 3–6 2009, Milwaukee, Wisconsin, USA, 2009.
- [19] Babajimopoulos, A., Lavoie, G.A., Assanis, D.N. *Combust. Sci. Technol.* Vol. 179, pp. 2039–2063, 2007.
- [20] Baines, N.C., *Fundamentals of turbocharging*. Concepts NREC, 2005.
- [21] Baumgarten, C., *Mixture Formation in Internal Combustion Engines*. Ed. Springer. Berlin. Heidelberg. New York. 2006.
- [22] Benajes, J., García, A., Domenech, V., Durrett, R. An investigation of partially premixed compression ignition combustion using gasoline and spark assistance. *ATE* Vol. 52, Issue 2, pp. 468-477, 2013.
- [23] Benajes, J., López, J.J., Novella, R., & García, A. (2008). Advanced methodology for improving testing efficiency in a single cylinder research diesel engine. *Experimental Techniques*, Vol.32, pp. 41-47.

- [24] Benajes, J., Molina, S., García, J.M. (2001). Influence of Pre and Post Injection on the Performance and Pollutant Emissions in a HD Diesel Engine. SAE Paper 2001-01-0526.
- [25] Benajes, J., Molina, S.A., Novella, R., Arthozoul, S. Advanced injection strategies to attain partially premixed combustion process in a heavy duty Diesel engine. SAE paper 2008-01-0642, 2008
- [26] Benajes, J., Novella, R., García, A., Domenech, V., R Durrett. An Investigation on Mixing and Auto-ignition using Diesel and Gasoline in a Direct-Injection Compression-Ignition Engine Operating in PCCI Combustion Conditions. SAE International Journal of Engines 2011-37-0008.
- [27] Benajes, J., Payri R., García A., Domenech V. A new methodology to evaluate engine ignition systems in high density conditions. *Experimental Techniques*, DOI:10.1111/j.1747-1567.2012.00818.x. 2012.
- [28] Bianchi, G., Pelloni, P., Corcione, F., Luppino, F. (2001). Numerical Analysis of Passenger Car HSDI Diesel Engines with the 2nd Generation of Common Rail Injection Systems: The Effect of Multiple Injections on Emissions. SAE paper 2001-01-1068.
- [29] Bobba, M.K, Musculus, M.P.B. Effect of ignition delay on in-cylinder soot characteristics of a heavy duty diesel engine operating at low temperature conditions. SAE paper 2009-01-0946, SAE International Journal of Engines, Vol. 2, pp. 911-924, 2009.
- [30] Borgqvist, P., Tunestal, P., Johansson, B. Gasoline Partially Premixed Combustion in a Light Duty Engine at Low Load and Idle Operating Conditions. SAE paper 2012-01-0687, 2012.
- [31] Bosch, W. Fuel rate indicator is a new measuring instrument for display of the characteristics of individual injection. SAE Paper 660749, 1966.
- [32] Bruneaux G, Maligne D. Study of the mixing and combustion processes of consecutive short double diesel injections. SAE paper 2009-01-1352 SAE International Journal of Engines, Vol. 2 (1) 1151-1169, 2009.
- [33] Cairns, A., Blaxhill, H., The effects of combined internal and external EGR on gasoline controlled autoignition. SAE paper 2005-01-0133, 2005.
- [34] Canakci, M. Combustion characteristics of a DI-HCCI gasoline engine running at different boost pressures. *Fuel*, Vol. 96, pp. 546-555, 2012.
- [35] Canakci, M., An experimental study for the effects of boost pressure on the performance and exhaust emissions of a DI-HCCI gasoline engine. *Fuel*, Vol. 87, Issues 8–9, pp. 503-1514. 2008.

- [36] Ciezki, H.K., Adomeit, G., *Combust and Flame* vol 93 pp 421–433 (1993)
- [37] Coma, G., Gastaldi, P., Hardy, J.P., Matroteaux, D. HCCI combustion: dream or reality. *Proceedings of Aachener Kolloquium Fahrzeug und Motorentechnik*, pp. 513-524, 2004.
- [38] Cook, D.J., Pitsch, H., Chen J.H., Hawkes E.R., *Proc. Combust. Inst.* Vol. 31 pp. 2903–2911, 2007.
- [39] Correas, D. (1998). Estudio teórico experimental del chorro libre Diesel isoterma. Tesis Doctoral, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos. Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 1998.
- [40] Curran, H.J., Gaffuri, P., Pitz, W., Westbrook, C.K. A comprehensive modeling study of nheptane oxidation. *Combustion and Flame*, 114: 149–177, 1998.
- [41] Curran, H.J., Gaffuri, P., Pitz, W.J., Westbrook, C.K. A Comprehensive Modeling Study of iso-Octane Oxidation, *Combustion and Flame* 129: 253-280, 2002.
- [42] David, M., Stan J., Richard T.B. Meta-Analysis of Time-Series Studies of Air Pollution and Mortality: Effects of Gases and Particles and the Influence of Cause of Death, Age, and Season. *J. Air & Waste Manage. Assoc.* 2002, Vol. 52 pp 470-484,
- [43] Daw, C.S., Wagner, R.M., Dean Edwards, K., Green, Johny B.Jr. Understanding the transition between conventional spark-ignited combustion and HCCI in a gasoline engine *Proceedings of the Combustion Institute*, Vol. 31, Issue 2, pp. 2887-2894, 2007.
- [44] De Rudder, K. (2007). An Approach To Low Temperature Combustion In A Small HSDI Diesel Engine. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, DMMT.
- [45] De Rudder, K. (2007). An approach to low temperature combustion in a Small HSDI Diesel engine. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia.
- [46] Dec, J. Advanced compression-ignition engines-understanding the in-cylinder processes. *Proceedings of the Combustion Institute*, Vol. 32, pp. 2727–2742, 2009.
- [47] Dec, J. E. (1997). A Conceptual Model of DI Diesel Combustion Based on Laser-Sheet Imaging. *Transactions of the SAE*, Vol.106, pp.1319-1348. SAE Paper 970873.
- [48] Degobert, P. (1995). *Automobiles and pollution*. SAE International, Editions Technip .

- [49] Degraeuwe, B. (2007). Contribution to the thermal management of DI Diesel engines. Tesis doctoral, Universidad Politecnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos.
- [50] Dent, J.C. A basis for comparison of various experimental methods for studying spray penetration. SAE paper 710571, 1971.
- [51] Desantes, J. M., Arrègle, J., Pastor, J., Delage, A. Influence of the fuel characteristics on the injection process in a D.I. Diesel engine. SAE Paper 980802, 1998.
- [52] Desantes, J.M., Pastor, J.V., García-Oliver, J.M., Pastor J.M. A 1D model for the description of mixing-controlled reacting diesel sprays. Combustion and Flame, Vol. 156, pp. 234-249, 2009.
- [53] Desantes, J.M., Payri, R., Garcia, A., Manin, J. Experimental Study of Biodiesel Blends' Effects on Diesel Injection Processes. Energy & Fuels Vol. 23, pp. 3227-3235, 2009.
- [54] Desantes, J.M., Payri, R., García, A., Mosalve-Serrano, J. Evaluation of the emissions and performances from partially premixed compression ignition combustion using gasoline and spark assistance. SAE paper 2013-01-1664, 2013.
- [55] Desantes, J.M., Payri, R., Garcia, J.M., Salvador, F.J. A contribution to the understanding of isothermal diesel spray dynamics. Fuel, Vol. 86, Issues 7-8, pp. 1093-1101, 2007.
- [56] Desantes, J.M., Payri, R., Salvador, F.J., Gil, A. Development and validation of a theoretical model for diesel spray penetration. Fuel, vol. 85 (7-8), pp. 910-917, 2006.
- [57] Diesel car salet set to overtake petrol in europe. Price Watrhouse Coopers, 2006.
- [58] DieselNet: Diesel Emissions Online
http://www.dieselnet.com/standards/eu/fuel_automotive
- [59] DieselNet: Diesel Emissions Online <http://www.dieselnet.com/standards>.
- [60] Edwards, C.F., Siebers, D.L., Hoskin, D.H. A Study of the Autoignition Process of a Diesel Spray via High Speed Visualization. Transactions of the SAE, Vol. 101 n° 3, pp. 187-204, 1992. SAE Paper 920108.
- [61] Ekoto, I.W., Colban, W.F., Miles P.C., Park, S., Foster, D.E., Reitz, R. D. Sources of UHC Emissions from a Light-Duty Diesel Engine Operating in a Partially Premixed Combustion Regime. SAE paper 2009-01-1446.

- [62] Eng, J.A. Characterization of pressure waves in HCCI combustion. SAE paper 2002-01-2859. 2002.
- [63] Fang, Q., Fang, J., Zhuang, J., Huang, Z. Influences of pilot injection and exhaust gas recirculation (EGR) on combustion and emissions in a HCCI-DI combustion engine. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 48, 15, pp 97-104, 2012.
- [64] Fenollosa, C. (2005). *Modelado fenomenológico del proceso de combustión por difusión diesel*. Barcelona: Editorial Reverté S.A.
- [65] Flynn P.F., Hunter, G.L., Farrell, L., Durrett, R.P., Akinyemi, O., zur Loye A.O., Westbrook, C.K., W.J. Pitz, *Proc. Combust. Inst.* Vol. 28, pp. 1211–1218, 2000.
- [66] Galindo, J., Serrano, J.R., Climent, H., Tixeira, A. Experiments and modelling of surge in small centrifugal compressor for automotive engines. *Experimental thermal and fluid*. Vol. 32, pp. 818-826, 2008.
- [67] Gao, J., Matsumoto, Y., Nishida, K. Experimental study on spray and mixture properties of the group hole-nozzle for direct-injection diesel engines. Part I: a comparative analysis with the single hole nozzle. *Atomization Spray* Vol. 19, pp. 321–37, 2009.
- [68] García, A.(2011). *Estudio de los efectos de la post inyección sobre el proceso de combustión y la formación de hollín en motores Diesel*. Barcelona: Editorial Reverté S.A.
- [69] García, J. M. (2006). *El proceso de combustión turbulenta de chorros diesel de inyección directa*. Barcelona: Editorial Reverté S.A.
- [70] Gaydon A.G., *The spectroscopy of flame*, Chapman and Hall, London, UK, 1957.
- [71] Gaynor, J.A., Fleck, R., Kee, R.J., Kenny, R.G., Cathcart, G. A study of efficiency and emissions fo 4-stroke SI and CAI engine with EGR and light boost. SAE paper 2006-01-0418, 2006.
- [72] Gimeno, J. (2011). *Estudio de la inyección Diesel mediante la medida de flujo de cantidad de movimiento*. Barcelons: Editorial Reverté S.A.
- [73] Hanson, R.M., Kokjohn, S.L., Splitter D.A., and Reitz, R.D. Fuel Effects on Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI) Combustion at Low Load. *SAE International Journal of Engines*, Vol. 4, pp 394-411, 2011.
- [74] Hanson, R.M., Kokjohn, S.L., Splitter, D.A., and Reitz, R. D., An Experimental Investigation of Fuel Reactivity Controlled PCCI Combustion in a Heavy-Duty Engine, *SAE Int. J. Engines*, Vol. 3, pp.700-716, 2010.

- [75] Harada, A., Shimazaki, N., Sator, S., Miyamoto, T., Akagawa, H., Tsujimura, K. The effects of mixture formation on premixed lean diesel combustion. SAE paper 980533, 1998.
- [76] Hatori, H., Narumiya, K., Tsue, M., Kadota, T. Photographical Analysis of Initial Breakup Process of Diesel Spray. In Proceedings of the Thiesel 2002 Conference on Thermo- and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines, pp. 33-43, Valencia, Sep 2002.
- [77] Hay, P. Jones, P.L. Comparison of the various correlations for spray penetration. SAE paper 720776, 1972.
- [78] Hernández, J.J., Sanz-Argent, J., Benajes, J., Molina, S. Selection of a diesel fuel surrogate for the prediction of auto-ignition under HCCI engine conditions Fuel, Vol. 87, Issue 6, pp. 655-665, 2008.
- [79] Heywood, J. (1988). Internal combustion engines fundamentals (1ª edición). Estados Unidos: McGraw-Hill Inc.
- [80] Hildingsson, L., Kalghatgi, G., Tait, N., Johansson, B. Fuel Octane Effects in the Partially Premixed Combustion Regime in Compression Ignition Engines, SAE Technical Paper 2009-01-2648, 2009.
- [81] Hiroyasu, H., Arai, M. Structures of fuel sprays in diesel engines, SAE Paper 900475, 1990.
- [82] Hiroyasu, H., Arai, M., Shimizu M. Break-up length of liquid jet and internal flow in a nozzle. ICLASS-91, Gaithersburg, Maryland; 1991.
- [83] Hiroyasu, H., Hiroyasu, T., Miki, M., Jamiura, J., & Watanabe, S. (2003). Genetic Algorithms Optimization of Diesel Engine Emissions and Fuel Efficiency with Air Swirl, EGR, Injection Timing and Multiple Injections. SAE Paper 2003-01-1853, 2003.
- [84] Ibara, T., Iida, M., Foster D.E. Study on Characteristics of Gasoline Fueled HCCI Using Negative Valve Overlap. JSAE 20066547 & SAE paper 2006-32-0047.
- [85] Información técnica de producto AVL 415 Smoke meter. Obtenido de <http://www.avl.com>
- [86] Información técnica de producto Horiba Mexa 7100 D EGR exhaust gas analyzer. (s.f.). Obtenido de <http://www.ats.horiba.com>
- [87] Jerrett, M., Finkelstein, M.M., Brook, J.R., Arain, M.A., Kanaroglou, P., Stieb, D.M., Gilbert, N.L., Verma, D., Finkelstein, N., Chapman, K.R., Sears, M.R. A Cohort Study of Traffic-Related Air Pollution and Mortality in Toronto, Canada. Environ Health Perspect, Vol. 117 pp 772-777, 2009.

- [88] Jerzembeck, S., Peters, N., Pepiot-Desjardins, P., Pitsch, H. Laminar burning velocities at high pressure for primary reference fuels and gasoline: Experimental and numerical investigation *Combustion and Flame*, Vol. 156, Issue 2, pp.292-301, 2009.
- [89] Johansson, B. Path to high efficiency engines. 17 annual Directions in Engine-Efficiency and Emissions Research (DEER) conference presentation, 2010.
- [90] Johnson, T. Diesel emission control in review. SAE paper 2007-01-0233.
- [91] Kalghatgi, G.T. Auto-Ignition Quality of Practical Fuels and Implications for Fuel Requirements of Future SI and HCCI Engines. SAE Technical Paper 2005-01-0239, 2005.
- [92] Kalghatgi, G.T., Hildingsson, L., Johansson, B. Low NO_x and Low smoke operation of a diesel engine using gasoline like fuels. ICES 2009-76034.
- [93] Kalghatgi, G.T., Risberg, P., Ångström, H. Advantages of Fuels with High Resistance to Auto-ignition in Late-injection, Low-temperature, Compression Ignition Combustion. SAE Technical Paper 2006-01-3385, 2006.
- [94] Kalghatgi, G.T., Hildingsson, L., Harrison, A.J., Johansson, B. Autoignition quality of gasoline fuels in partially premixed combustion in diesel engines. *Proceedings of the Combustion Institute*, Vol. 33, Issue 2, 2011, pp. 3015-3021.
- [95] Kalghatgi, G.T., Risberg, P., and Ångström, H.E., Advantages of Fuels with High Resistance to Auto-Ignition in Late-Injection, Low-Temperature, Compression Ignition Combustion. SAE Technical Paper 2006-01-3385, 2006.
- [96] Kalghatgi, G.T., Risberg, P., Ångström, H. Partially Pre-Mixed Auto-Ignition of Gasoline to Attain Low Smoke and Low NO_x at High Load in a Compression Ignition Engine and Comparison with a Diesel Fuel. SAE Technical Paper 2007-01-0006, 2007.
- [97] Kalghatgi, G.T., Risberg, P., Ångström, H.E. Advantages of Fuels with High Resistance to Auto-Ignition in Late-Injection, Low-Temperature, Compression Ignition Combustion. SAE Technical Paper 2006-01-3385, 2006.
- [98] Kamimoto, T., Kobayashi, H. Combustion processes in diesel engines. *Progress in Energy and Combustion Science*. Vol. 17, Issue 2, pp. 163-189, 1991.
- [99] Kamimoto, T., Kobayashi, H. Combustion Processes in Diesel Engines". *Prog. Energy Combust. Sci.*, Vol. 17, pp. 163 189, 1991.

- [100] Kamimoto, T., Kobayashi, H. Combustion processes in diesel engines Progress in Energy and Combustion Science, Vol. 17, Issue 2, pp. 163-189, 1991.
- [101] Kanda, T., Hakozaiki, T., Uchimoto, T., Hatano, J., Kitayama, N., Sono, H. PCCI operation with fuel injection timing set close to TDC. SAE paper 2006-01-0920, 2006.
- [102] 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.
- [103] Kee, R., Rupley, F., Miller, J., Coltrin, M., Grcar, J., Meeks E., Moffat H., Lutz A., Dixon- Lewis G., Smooke, M., Warnatz J., Evans G., Larson R., Mitchell R., Petzold L., Reynolds W., Caracotsios M., Stewart W., Glarborg P., Wang C., Adigun O., HoufW., Chou C., Miller S., Ho P., Young D. CEMKIN Release 4.0 & Pro, Rection Design, Inc., San Diego, CA, 2004.
- [104] Kim, B., Kaneko M., Ikeda Y., Nakajima T. Detailed 390 spectral analysis of the process of HCCI combustion. Proceedings of the Combustion Institute, Vol. 29, 671-677, 2002.
- [105] Kim, J., Park, S.W., Reitz, R.D. Improvements in the Performance and Pollutant Emissions for Stoichiometric Diesel Combustion Engines using a Two-Spray-Angle Nozzle. Journal of Automobile Engineering, 224(8) pp 1113-1122. 2010.
- [106] Kimura, S., Aoki, O., Kitahura, Y., Aiyoshizawa, E., Ultra-Clean Combustion Technology Combining a Low-Temperature and Premixed Combustion Concept for Meeting Future Emissions Standards. SAE Paper 2001-01-0200, 2001.
- [107] Kiplimo, R., Tomita, E., Kawahara, N., Yokobe, S. Effects of spray impingement, injection parameters, and EGR on the combustion and emission characteristics of a PCCI diesel engine. Applied Thermal Engineering, Vol. 37, pp.165-175, 2012.
- [108] Kokjohn, S. L., Splitter, D. A., Hanson, R.M., and Reitz, R. D., Experiments and Modeling of Dual Fuel HCCI and PCCI Combustion using in-Cylinder Fuel Blending. SAE Int. J. Engines, Vol. 2, pp. 24-39, 2010.
- [109] Kokjohn, S.J. (2012) Reactivity controlled compression ignition.(RCCI) combustion. Doctoral Thesis University of Wisconsin 2012.
- [110] Komninos, N.P. Assessing the effect of mass transfer on the formation of HC and CO emissions in HCCI engines, using a multi-zone model. Energy Conversion and Management, Vol. 50, Issue 5, pp. 1192-1201, 2009.

- [111] Kong, S.C., Reitz, R.D., Christensen, M., Johansson, B. Modeling the effects of geometry-generated turbulence on HCCI engine combustion. SAE paper 2003-01-1088, 2003.
- [112] Kook, S., Pickett L.M., Musculus, M.P.B., Influence of diesel injection parameters on end of injection liquid length recession. SAE paper 2009-01-1356, 2009.
- [113] Kook, S., Pickett, L.M. Liquid length and vapor penetration of conventional, Fischer-Tropsch, coal-derived, and surrogate fuel sprays at high-temperature and high-pressure ambient conditions. *Fuel*, Vol. 93, pp. 539-548, 2012
- [114] Laguitton, C.C., Cowell, T., Heikal, M.R., Gold, M.R. The effect of compression ratio on exhaust emissions from a PCCI diesel engine. *Energy Conversion and Management*, Vol. 48, pp. 2918-2924, 2007.
- [115] Lapuerta, M. (1988). 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.
- [116] Lapuerta, M., Armas, O., 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.
- [117] Lapuerta, M., Ballesteros, R., Agudelo, J.R. Effectct of the gas state equation on the thermodynamic diagnostic of diesel combustion. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 26 n° 14-15, pp. 1492-1499, 2006.
- [118] Lavoie, G. A., Heywood, J. B., Keck, J. C. Experimental and theoretical study of nitric oxide formation in internal combustion engines. *Combustion Science and Technology*, Vol. 1, n°4, pp. 313-326, 1970.
- [119] Lavoie, G.A., Martz, J., Wooldridge, M., Assanis, D. A multi-mode combustion diagram for spark assisted compression ignition. *Comb. & Flame* Vol. 157, pp. 1106-1110, 2010.
- [120] Lee, R., Reitz, R.D. The effect of intake boost pressure on MK combustion. *JSAE*. Vol. 46 num.3, 2003.
- [121] Lee, S., Reitz, R.D. Spray targeting to minimize soot and CO formation in premixed charge compression ignition (PCCI) combustion with a HSDI diesel engine. SAE paper 2006-01-0918, 2006.
- [122] Lefèbvre, A. Atomization and spray. CRC, 1988.

- [123] Lemaire, R., Therssen, E., Desgroux, P. Effect of ethanol addition in gasoline and gasoline–surrogate on soot formation in turbulent spray flames. *Fuel*, Vol. 89, Issue 12, pp. 3952-3959, 2010.
- [124] Leohold, J., Vision for future mobility Volkswagen fuel and powertrain strategy, SYNBIOS II Conference, Stockholm, Sweden, May 23-24, 2007.
- [125] Levy, N., Amara, S., Champoussin, J.C., Guerrassi, N. Non-Reactive Diesel Spray Computations Supported by PDA Measurements. SAE Paper 970049, 1997.
- [126] Lewander, M., Ekholm, S., Johansson, B., Tunestål, P., Milovanovic, N., Keeler, N., Harcombe, T., Bergstrand, P. Investigation of the Combustion Characteristics with Focus on Partially Premixed Combustion PPC in a Heavy Duty Engine. SAE paper 2008-01-1658, 2008.
- [127] Lewander, M., Johansson, B., Tunestal, P., Keeler, N., Tullis, S., Milovanovic, N., Bergstrand, P. Evaluation of the Operating Range of Partially Premixed Combustion in a Multi Cylinder Heavy Duty Engine with Extensive EGR. SAE Paper 2009-01-1127, 2009.
- [128] Li, Y.F., Zhao H., Brouzos, N. CAI combustion with methanol and ethanol in an air assisted direct injection gasoline engine. SAE paper 2008-01-1673, 2008.
- [129] Liao, H., Widd, A., Ravi, N., Jungkunz, A.F., Kang, J.M., Gerdes, J.C. Control of recompression HCCI with a three region switching controller *Control Engineering Practice*, Vol. 21, Issue 2, pp. 135-145, 2013.
- [130] Liu, H., Yao, M., Zhang, B., and Zheng, Z. Effects of Inlet Pressure and Octane Numbers on Combustion and Emissions of a Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Engine. *Energy & Fuels*, Vol. 22, pp. 2207-2215, 2008.
- [131] López, J.J. (2003). Estudio teórico-experimental del chorro libre Diesel no evaporativo y de su interacción con el movimiento del aire. Tesis Doctoral, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos. Universidad Politécnica de Valencia.
- [132] Lu, X., Ji, L., Ma, J. Zhou, X., Huang, Z. Combustion characteristics and influential factors of isoctane active-thermal atmosphere combustion assisted by two-stage reaction of n-heptane. *Combustion and Flame*, Vol. 158, Issue 2, pp. 203-216, 2012
- [133] Lu, X.C., Chein, W., Huang, Z. A fundamental study on the control of the HCCI combustion and emissions by fuel design concept combined with

- controllable EGR. Part 1. The basic characteristics of HCCI combustion. *Fuel*, Vol. 84, pp. 1074–1083, 2005.
- [134] Lu, X.C., Chen, W., Huang, Z. A fundamental study on the control of the HCCI combustion and emissions by fuel design concept combined with controllable EGR. Part 1. *Fuel*, Vol. 84, pp. 1084–1092, 2005.
- [135] Macian, V, Payri R, Garcia A, Bardi M. Experimental evaluation of the best approach for diesel spray images segmentation *Experimental Techniques*, Vol. 36, Issue 6, pp. 26–34, 2012.
- [136] Macián, V., Bermudez, V., Payri, R., Gimeno, J. New technique for determination of internal geometry of a diesel nozzle with the use of silicone methodology, *Experimental Techniques*, Vol. 27, n° 2, pp.39–43, 2003.
- [137] Maiboom, A., Tauzia, X. Hétet, J.F. Experimental study of various effects of exhaust gas recirculation (EGR) on combustion and emissions of an automotive direct injection diesel engine. *Energy*, Vol. 33, Issue 1, pp. 22–34, 2008.
- [138] Mancaruso E., Sequino L., Vaglieco B M. First and second generation biodiesels spray characterization in a diesel engine. *Fuel*, Vol. 90, Issue 9, pp. 2870–2883, 2011.
- [139] Mancaruso, E., Vaglieco, B. M. Spectroscopic measurements of premixed combustion in diesel engine, *Fuel*, Vol. 90, 511–520, 2011.
- [140] Mancaruso, E., Vaglieco, B.M. Premixed combustion of GTL and RME fuels in a single cylinder research engine. *Appl. Energy*, Vol. 91 1385–1394, 2012.
- [141] Manente, V., Johansson B., Tunestal, P., Partially Premixed Combustion (PPC) at High Load using Gasoline and Ethanol, a Comparison with Diesel. SAE paper 2009-01-0944, 2009.
- [142] Manente, V., Johansson, B., Tunestal, P., Sonder, M., Serra, S. Gasoline Partially Premixed Combustion: High Efficiency, Low NOx and Low Soot by using an Advanced Combustion Strategy and a Compression Ignition Engine. FCE09, Istanbul Turkey, 2009.
- [143] Manente, V., Zander, C., Johansson, B., Tunestal, P. 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, 2010.
- [144] Mansurov, Z.A. Soot formation in combustion processes (review). *Combustion, Explosion and Shock Waves*, Vol. 41 n° 6, pp. 727–744, 2005.

- [145] Maricq, M.M. Soot formation in ethanol/gasoline fuel blend diffusion flames. *Combustion and Flame*, Vol.159, Issue 1, pp. 170-180, 2012.
- [146] Marriott, C.D., Kong, S.-C., Reitz, R. D. Investigation of Hydrocarbon Emissions from a Direct Injection-Gasoline Premixed Charge Compression Ignited Engine. SAE Technical Paper 2002-01-0419, 2002.
- [147] Marriott, C.D., Reitz, R. D., Experimental Investigation of Direct Injection-Gasoline for Premixed Compression Ignited Combustion Phasing Control. SAE Technical Paper 2002-01-0418, 2002.
- [148] Martín, J.(2007). Aportación al diagnóstico de la combustión en motores Diesel de inyección directa. Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos.
- [149] Measurement of intake air or exhaust gas flow of Diesel engines. SAE Standards J244, 1992.
- [150] Merola, S.S., Vaglieco, M. B. Knock investigation by flame and radical species detection ins spark ignition engine for different fuels. *Energy C & M* Vol. 48, pp. 1897-2910,2007.
- [151] Molina, S. (2003). Estudio de la influencia de los parámetros de inyección y la recirculación de gases de escape sobre el proceso de combustión, las prestaciones y las Emisiones de un motor diesel de 1.8 litros de cilindrada. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, DMMT.
- [152] Molina, S. (2005). Influencia de los parámetros de inyección y la recirculación de gases de escape sobre el proceso de combustión en un motor diesel. Barcelona: Editorial Reverté S.A.
- [153] Musculus, M.P.B, Miles P.C., Pickett L.M., Conceptual models for partially premixed low-temperature diesel combustion. *Progress in Energy and Combustion Science*. Vol. 39, pp 246-283, 2013.
- [154] Musculus, M.P.B., Kattke, K. Entrainment waves in diesel jets. SAE Paper 2009-01-1355, 2009
- [155] Naber, J., Siebers, D.L., Effects of gas density and vaporisation on penetration and dispersion of Diesel sprays. SAE paper 960034, 1996.
- [156] Narayanaswamy, K., Rutland, C.J. Cycle simulation diesel HCCI modeling studies and control. SAE paper 2004-01-2997, 2004.
- [157] Natajaraan, V.K., Sick, V., Reuss, D.L., Silvas, G. Effect of spark-ignition on combustion periods during spark assisted compression ignition. *Combustion Sci. and Tech*, Vol. 181, pp. 1187-1206, 2009.

- [158] New passenger car registrations in Western Europe. <http://www.acea.be>, 2005
- [159] Noehre, C., Andersson, M., Johansson, B., and Hultqvist, A. Characterization of Partially Premixed Combustion. SAE Technical paper 2006-01-3412, 2006.
- [160] Novella R. (2009) Análisis del potencial de los ciclos Atkinson y Miller en un motor Diesel de cilindrada media. Influencia sobre el proceso de inyección-combustión y la formación de emisiones contaminantes. Tesis Doctoral, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos. Universidad Politécnica de Valencia, Valencia.
- [161] Oakley, A., Zhao, H., Ladommatos, N. Ma, T. Dilution effects on the Controlled autoignition (CAI) combustion of hydrocarbon and alcohol fuels. SAE paper 2001-01-3606, 2001.
- [162] Oppenheim, A.K. The knock syndrome its cures and its victims. SAE paper 841339. 1983.
- [163] Pacheco, F.A., Martins, Mario E.S., Zhao, H. New European Drive Cycle (NEDC) simulation of a passenger car with a HCCI engine: Emissions and fuel consumption results. Fuel, April 2013 in press.
- [164] Palomares, A. (2001). Estudio del proceso de inyección Diesel mediante visualización y procesado de imágenes. Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos.
- [165] Park, C., Kim, S., Kim, H., Moriyoshi, Y. Stratified lean combustion characteristics of a spray-guided combustion system in a gasoline direct injection engine. Energy, Vol. 41, Issue 1, pp. 401-407, 2012.
- [166] 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 no 13-14, pp. 2871-2885, 2008.
- [167] Pastor, J.V, Arregle, J, Palomares, A. Diesel spray image segmentation with a likelihood ratio test. Appl Opt., Vol. 40, n° 17, pp. 2876-85, 2001.
- [168] Pastor, J.V, García-Oliver, J.M., Nerva, J.G., Giménez, B. Fuel effect on the liquid-phase penetration of an evaporating spray under transient diesel-like conditions. Vol. 90, Issues 11, pp. 3369-3381, 2011.
- [169] Pastor, J.V., Arregle, J., Palomares, A. Diesel spray image segmentation with a likelihood ratio test. Appl Opt, Vol. 40, n° 17, pp. 2876-2885, 2001.
- [170] Pastor, J.V., Bermúdez, V., García-Oliver J.M., Ramírez-Hernández, J.G. Influence of spray-glow plug configuration on cold start combustion for high-speed direct injection diesel engines. Energy Vol. 36, pp. 5486-5496, 2011.

- [171] Pastor, J.V., García-Oliver J.M., Pastor J.M., Ramirez J.G. Ignition and combustion development for high speed direct injection diesel engines under low temperature cold start conditions. *Fuel*, Vol. 90, Issue 4, pp.1556-1566, 2011.
- [172] Pastor, J.V., Garcia-Oliver, J.M., García A., Micó, C., Durrett R., A Spectroscopy Study of Gasoline Partially Premixed Compression Ignition Spark Assisted Combustion. *APEN*, Vol. 104, pp 568-575, 2013.
- [173] Pastor, J.V., García-Oliver, J.M., Nerva, J.G., Giménez, B. Fuel effect on the liquid-phase penetration of an evaporating spray under transient diesel-like conditions. *Fuel*, Vol. 90, Issues 11, pp. 3369-3381, 2011.
- [174] Pastor, J.V., García-Oliver, J.M., Pastor JM, Ramírez-Hernández, J.G. Experimental facility and methodology for systematic studies of cold startability in direct injection diesel engines. *Measurement Science and Technology* Vol. 20(095109). doi:10.1088/0957-0233/20/9/095109.
- [175] Payri, F., Broach, A., Tormos, B., Marant, V. New Methodology for in-cylinder pressure analysis in direct injection diesel engines application to combustion. *Mesc. Science and technology*, Vol. 16, núm 2, pp 540-547, 2005.
- [176] Payri, F., Desantes, J.M, Arrègle, J. Characterization of D.I. Diesel sprays in high density conditions, *SAE Paper 960774*, 1996.
- [177] Payri, F., Desantes, J.M. Motores de combustión interna alternativos. Editorial Reverte.2011.
- [178] Payri, F., Margot, X., Gil, A., Martin, J. Computational study of heat transfer to the walls of a DI diesel engine. *SAE Paper 2005-01-0210*, 2005.
- [179] Payri, F., Olmeda, P., Guardiola, C., Martín, J. Adaptive determination of cut-off frequencies for filtering the in-cylinder pressure in diesel engines combustion analysis. *ATE Volume 31*, 2011, pp 2869 2876.
- [180] Payri, F., Payri, R., Salvador, F.J., Martínez-López, J. A contribution to the understanding of cavitation effects in Diesel injector nozzles through a combined experimental and computational investigation. *Computers & Fluids*, Vol. 58, Issue 15, pp. 88-101, 2012.
- [181] Payri, R., Garcia A., Domenech, V., Durrett, R., Plazas, A.H. An experimental study of gasoline effects on injection rate, momentum flux and spray characteristics using a common rail diesel injection system. *Fuel*, vol 97, pp 390-399, 2012.

- [182] Payri, R., García, A., Domenech, V., Durrett, R., Plazas, A H. An experimental study of gasoline effects on injection rate, momentum flux and spray characteristics using a common rail diesel injection system. *Fuel*, Vol. 97, pp. 390-399, 2012.
- [183] Payri, R., García, J.M., Salvador, F.J., Gimeno, J. Using spray momentum flux measurements to understand the influence of diesel nozzle geometry on spray characteristics. *Fuel*, Vol. 84, pp. 551–561, 2005
- [184] Payri, R., Gimeno J., Bardi M., Plazas A H. Study liquid length penetration results obtained with a direct acting piezoelectric injector Original Research Article. *Applied Energy*, Vol. 106, pp. 152-162, 2013.
- [185] Payri, R., Gimeno, J., Bardi, M., Plazas, A.H., Study liquid length penetration results obtained with a direct acting piezo electric injector. *Applied Energy*, Vol. 106, pp. 152-162, 2013.
- [186] Payri, R., Salvador F.J., Gimeno J.,y Novella R. Flow regime effects on non-cavitating injection nozzles over spray behavior. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol. 32, Issue 1,pp. 273-284, 2011.
- [187] Payri, R., Salvador, F. J., Gimeno, J., De la Morena J. Influence of injector technology on injection and combustion development- Part1: Hydraulic characterization. *Applied Energy*. Vol. 88 Issue 4. Pp. 1068-1074, 2011.
- [188] Payri, R., Salvador, F.J., Gimeno, J., Bracho, G. The effect of temperature and pressure on thermodynamic properties of Diesel and biodiesel fuels. *Fuel*, Vol.90, pp. 1172-1180, 2011.
- [189] Payri, R., Salvador, F.J., Gimeno, J., De la Morena, J. Effects of nozzle geometry on direct injection diesel engine combustion process. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29, Issue 10, pp. 2051-2060, 2009.
- [190] Payri, R., Tormos, B., Gimeno, J., BrachoG., The potential of Large Eddy Simulation (LES) code for the modeling of flow in diesel injectors . *Mathematical and Computer Modelling*, Vol. 52, Issues 7-8, pp. 1151-1160, 2008.
- [191] Persson, H. (2009). Spark assisted compression ignition. Doctoral thesis. Lund university.
- [192] Persson, H., Agrell, M., Olsson, J-O., Johansson, B., Ström, H. The Effect of Intake Temperature on HCCI operation using negative valve overlap. SAE paper 2004-01-0994, 2004.

- [193] Persson, H., Hultqvist, A., Johansson, B., Remón, A. Investigation of the early flame development in spark assisted HCCI combustion using high speed chemiluminescence imaging. SAE paper 2007-01-0212, 2007.
- [194] Persson, H., Rémon A., Johansson, B. The effect of swirl on spark assisted compression ignition. JSAE 20077167, SAE paper 2007-01-1856, 2007.
- [195] Pickett L.M., Genzale, C.L., Manin, J., Malbec, L.M., Hermant, L. Measurement uncertainty of liquid penetration in evaporating diesel sprays, ILASS2011- 111, 2011.
- [196] Pickett, L.M., Siebers D.L., Non-Sooting, Low Flame Temperature Mixing-Controlled DI Diesel Combustion. SAE Paper 2004-01-1399, 2004.
- [197] Pischinger, F., Reuter, U., Scheid, E. Self ignition of Diesel sprays and its dependence on fuel properties and injection parameters. J. Eng. For Gas Turbine and Power, Vol. 110, pp. 399-404, 1988.
- [198] Pitz, W.J., Cernansky, N.P. Dryer, F.L, Egolfopoulos, F.N., Farrell, J.T., Friend, D.G., Pitsch, H. SAE 2007-01-0175, 2007.
- [199] Plazas, A.H. (2005). Modelado unidimensional de inyectores common-rail Diesel. Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos.
- [200] Prof. Öivind Andersson. Advanced topics in Diesel engine combustion: techniques and concepts. CMT Internal Seminar Program, July, 2011.
- [201] Prof. Rick Baert. Advanced topics in engine combustion. CMT Internal Seminar Program, 6-9th September, 2010.
- [202] Ramírez, G. (2012). Basic combustion studies for high speed direct injection diesel engines under low temperature cold start conditions. Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos.
- [203] Ravi, N., Liao, H., Jungkunz, A.F., Widd, A., Gerdes, J.C. Model predictive control of HCCI using variable valve actuation and fuel injection . Control Engineering Practice, Vol. 20, Issue 4, pp 421-430, 2012.
- [204] Reitz, R.D., Bracco, F. On the dependence of spray angle and other spray parameters on nozzle design and operating conditions. SAE Paper 790494, 1979.
- [205] Reitz, R.D., Sun, Y., Nevin, R.M., Gonzalez, M.A. PCCI investigation using variable intake valve closing in a heavy duty diesel engine. SAE paper 2007-01-0903, 2007.

- [206] Reuss, D.L., Kuo, T.W., Silvas, G., Sick, V., Experimental metrics for identifying origins of combustion variability during spark assisted compression ignition. *International Journal of Engine research*. Vol. 9 pp. 409. 2008.
- [207] Riesco, J.M. (2004). Estrategias para promover la fase de combustión en premezcla. Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos.
- [208] Salvador, F.J. (2003) Estudio teórico -experimental de la influencia de la geometría de toberas de inyección Diesel sobre las características del flujo interno y del chorro. Tesis Doctoral, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos. Universidad Politécnica de Valencia.
- [209] Saxena, S., Schneider, S., Aceves, S., Dibble, R. Wet ethanol in HCCI engines with exhaust heat recovery to improve the energy balance of ethanol fuels. *Applied Energy*, Vol. 98, pp 448-457, 2012.
- [210] Sazhin, S.S., Feng, G., Heikal, M.R. A model for fuel spray penetration. *Fuel*, Vol. 80, pp. 2171-2180, 2001.
- [211] Sheppard C.G.W., Tolegano S., Woolley R. On the nature of autoignition leading to knock in HCCI engines. *SAE Int. journal of engine* 202-01-2831, 2002.
- [212] Sherman, M.T., Chase, R., Mauti, A., Rauker, Z., Silvis, W.M. Evaluation of Horiba Mexa 7000 bag Bench analyzers for single range operation. *SAE Paper* 1999-01-0147, 1999.
- [213] Shi, L., Cui, Y., Deng, K., Peng, H., Chen, Y. Study of low emission homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine using combined internal and external exhaust gas recirculation (EGR) *Energy*, Vol. 31, Issue 14, pp. 2665-2676, 2006.
- [214] Shi, Y., Reitz, R.D. Optimization of a heavy-duty compression-ignition engine fueled with diesel and gasoline-like fuels *Fuel*, Vol. 89, Issue 11, Pages 3416-3430, 2010.
- [215] Siebers, D. Liquid-phase fuel penetration in Diesel sprays. *SAE Paper* 1999-01-0509, 1999.
- [216] Siebers, D. Scaling Liquid-Phase Fuel Penetration in Diesel Sprays Based on Mixing-Limited Vaporization". *SAE Paper* 980809, 1998.
- [217] Silvis, W.M. An algorithm for calculating the air/fuel ratio from exhaust emissions. *SAE Paper* 9705144, 1997.

- [218] Sjöberg M., Dec, J.E. Detailed HCCI exhaust specification and the sources of hydrocarbon and oxygenated hydrocarbon emissions. SAE 2008-01-0053, 2008.
- [219] Sjöberg, M., Dec E.J. Effects of engine speed, fueling rate, and combustion phasing on the thermal stratification required to limit hcci knocking intensity. SAE paper 2005-01-2125.
- [220] Smallwood G. J. y Gäulder Ä O. L. Views on the Structure of Transient Diesel Sprays. *Atomization and Sprays*, Vol. 10, pp. 355-386, 2000.
- [221] Solaka, H., Aronsson, U., Tuner, P., Johansson, B., Investigation of partially premixed combustion characteristics in low load range with regards to fuel properties in a light duty diesel engine. SAE technical paper 2012-01-0684, 2012.
- [222] Som, S., Aggarwal, S.K. Effects of primary breakup modeling on spray and combustion characteristics of compression ignition engines. *Combustion Flame*. Vol. 157, n°6, pp.1179–93, 2010.
- [223] Splitter, D. A., Hanson, R. M., Kokjohn, S. L., and Reitz, R. D. Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI) Heavy-Duty Engine Operation at Mid-and High-Loads with Conventional and Alternative Fuels. SAE Technical Paper 2011-01-0363, 2011, doi: 10.4271/2011-01-0363.
- [224] Splitter, D.A. Effect of Compression Ratio and Piston Geometry on RCCI Load Limit., 17 annual Directions in Engine-Efficiency and Emissions Research (DEER) conference presentation, presented October 5, 2011.
- [225] Splitter, D.A. (2012). High efficiency RCCI combustion. Doctoral Thesis University of Wisconsin.
- [226] Stanglmaier, R.H, Roberts, C.E. Homogeneous charge compression ignition (HCCI): benefits, compromise, and future engine applications. SAE paper 1999-01-3682. 1999.
- [227] Starck, L., Lecointe, B., Forti, L., Jeuland, N. Impact of fuel characteristics on HCCI combustion: Performances and emissions. *Fuel*, Vol. 89, Issue 10, pp. 3069-3077, 2010.
- [228] Stojkovic, B.D., Fansler, T.D., Drake, M.C., Sick, V. High-speed imaging of OH and soot temperature and concentration in a stratified-charge direct-injection gasoline engine. *Proceedings of the Combustion Institute*, Vol. 30, Issue 2, pp. 2657-2665, 2005.
- [229] Stone, R. (1999). Introduction to internal combustion engines. Macmillan.

- [230] Su, W.H., Zhang, X.Y. Mixing enhancement by a Bump ring in a combustion chamber for compound combustion. SAE paper 2005-01-3721. 2005.
- [231] Taylor, C. (1994). *The Internal Combustion Engine in Theory and Practice*. The M.I.T. Press.
- [232] The 18th DEER (Directions in Engine-Efficiency and Emissions Research). Dearborn, Michigan EEUU. 2012.
- [233] Tornatore, C., Sementa, P., Merola, S.S. Optical Investigations of the early combustion phase in spark ignition boosted engines. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, Vol. 225; 2011.
- [234] Torregrosa, A.J., Olmeda, P., Degraeuwe, B., Reyes, M.A. Concise wall temperature model for DI Diesel engines. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 26 n° 11-12, pp. 1320-1327, 2006.
- [235] Tree, D. R., & Svensson, K. I. (2007). Soot processes in compression ignition engines. *Progress in Energy and Combustion Science*, Vol.33, pp.272-309.
- Rente, T., Golovitchev, V., & Denbratt, I. (2001). Effect of injections parameters on auto-ignition and soot formation in diesel sprays. SAE Paper 2001-01-3687.
- [236] Tsurushima, T., *Thermodynamic Analysis of Premixed Compression Ignition Combustion*; New ACE Institute. Report to 18th Technical Committee, 2001.
- [237] Turns, S.R. *An Introduction to Combustion: Concepts and Applications*. Second Edition, McGraw-Hill, New York, 2000.
- [238] UNE-EN 228 Combustibles para automoción. Combustibles sin plomo requisitos y metodos de ensayo.
- [239] UNE-EN 590 Combustibles para automoción. Combustibles para motor Diesel requisitos y métodos de ensayo.
- [240] Van de Hulst H.C. *Light scattering by small particles*. Dover Publications, Inc. ISBN 0-486-64228-3, 1957.
- [241] Vargaftik, N.B. *Handbook of physical properties of liquids and gases*. Pure substances and mixtures. Pag: 694-696.
- [242] Wakuri Y, Fuji M, Amitani T, Tsumeya R. Studies of the penetration of a fuel spray in diesel engine, *Bull JSME*; Vol.3, n° 9, pp. 123-30, 1960.
- [243] Walter, B., Gatellier B. Development of the high power NADI concept using dual-model diesel combustion to achieve zero NO_x and particulate emissions. SAE paper 2002-01-1744, 2002.

- [244] Walter, B., Monteiro, L., Michel, M., Gatellier, B. Improvement exhaust and noise emissions of NADI concept using premixed type combustion with multiple injections. SIA congress. 2004.
- [245] Wang, Z., Wang, J.X., MA, Q.J. Effect of spark and stratified charge on gasoline HCCI combustion with direct injection.
- [246] Woschni, G.A Universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engines. SAE Paper 670931, 1967.
- [247] Xie, H., Wei, Z.P., He, B.Q., Zhao, H. Comparison of HCCI combustion respectively fueled with gasoline, ethanol and methanol through the trapped residual gas strategy. SAE paper 2006-01-0635, 2006.
- [248] Yamada, H., Suzaki, K., Tezaki, A., Goto, Y. Transition from cool flame to thermal flame in compression ignition process. Combustion and flame, Vol. 154, pp. 248–258, 2008.
- [249] Yang, J., Culp, T., Kenney, T. Development of a gasoline engine using HCCI technology. The concept and the results. SAE paper 2002-01-2832, 2002.
- [250] Yao, M., Zheng, Z., Liu, H. Progress and recent trends in homogeneous charge compression ignition (HCCI) engines. Progress in Energy and Combustion Science, Vol. 35 pp. 398–437, 2009
- [251] Yeh, C. N., Kamimoto, T., Kobori, S., Kosaka H. 2-D imaging of fuel vapor concentration in a Diesel spray via Exciplex-based fluorescence technique". SAE Paper 932652, 1993
- [252] Zabetakis, M.G. Flammability Characteristics of Combustible Gases and Vapors; US Department of the Interior, Bureau of Mines, Report Bulletin 627, 1965.
- [253] Zhang, Y, He BQ, Xie H, Zhao H. The combustion and emission characteristics of ethanol on a port fuel injection HCCI engine. SAE paper 2006-01-0631, 2006.
- [254] Zhang, Y., Zhao, H., Ojapah, M., Cairns, A. CAI combustion of gasoline and its mixture with ethanol in a 2-stroke poppet valve DI gasoline engine Fuel, Vol.109, pp. 661-668, 2013.
- [255] Zhao, H. HCCI and CAI engines for automotive industry. Woodhead Publishing Limited. CRC press.2007.
- [256] Zheng, Z., Yao, M. Charge stratification to control HCCI: Experiments and CFD modeling with n-heptane as fuel. Fuel, Vol. 88, Issue 2, pp. 354-365, 2009.