

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE VALENCIA  
DEPARTAMENTO DE MÁQUINAS Y MOTORES TÉRMICOS

---



COMBUSTIÓN POR DIFUSIÓN DE BAJA TEMPERATURA EN MOTORES  
DIESEL DE PEQUEÑA CILINDRADA

TESIS DOCTORAL

Presentada por:

D. Rogério Jorge Amorim

Dirigida por:

Dr. D. Santiago Alberto Molina Alcaide

Valencia, Noviembre de 2010



TESIS DOCTORAL

COMBUSTIÓN POR DIFUSIÓN DE BAJA TEMPERATURA  
EN MOTORES DIESEL DE PEQUEÑA CILINDRADA

presentada por  
ROGÉRIO JORGE AMORIM

en el

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

para la obtención del grado de

DOCTOR POR LA UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE VALENCIA



# Resumen

Las estrategias de combustión de baja temperatura han sido el foco de diversos estudios con el fin de lograr una combustión en un motor Diesel más limpia en términos de emisión de contaminantes. En sus diversas variantes pueden presentar mejoras respecto principalmente a las emisiones de  $\text{NO}_x$  y hollín, pero presentan limitación en cuanto a grado de carga y ruido de la combustión.

Hace unos años, se presentó un nuevo concepto de combustión Diesel de baja temperatura (LTC) que confirma una reducción simultánea de  $\text{NO}_x$  y hollín, manteniendo las características de una combustión por difusión. Esta nueva modalidad, desarrollada entonces en una cámara de combustión a volumen constante, consistía en crear un ambiente con baja temperatura y baja concentración de oxígeno en el aire combinado con el uso de alta presión de inyección y toberas con diámetro de orificios reducidos. De esta forma, se consiguió reducir la temperatura adiabática de llama y aumentar el englobamiento de aire aguas arriba de la longitud de *lift-off*, evitando la formación de los dos contaminantes simultáneamente.

El objetivo de esta tesis ha consistido en trasladar esta nueva tecnología de combustión LTC por difusión a un motor convencional de baja cilindrada unitaria, enfrentando los obstáculos que surgen cuando se aplica el concepto a un motor real, como el choque de pared, la dificultad en controlar las condiciones del ambiente dentro del cilindro y el acortamiento de la longitud de *lift-off*, que reduce el englobamiento de aire en la llama. En la primera parte, se ha buscado lograr la combustión LTC estrictamente por difusión en dos motores de características geométricas diferentes y entender las influencias de los parámetros termodinámicos del gas en el cilindro, como la concentración de oxígeno, la temperatura y la densidad. Finalmente, se ha explorado cómo los parámetros relacionados con el diseño y funcionamiento del sistema de inyección, tales como el diámetro del orificio de la tobera, número de orificios y presión de inyección, podrían mejorar el proceso de combustión, con el objetivo de extender el rango de combustión LTC.

Los resultados muestran el potencial de este concepto de combustión, habiéndose obtenido emisiones de  $\text{NO}_x$  y hollín prácticamente nulas, con una penalización en la presión media indicada poco importante. Sin embargo hay algunos aspectos de este concepto de combustión que deben ser mejorados para poder implementar su utilización en motores de serie, algunos de los cuales son expuestos en esta tesis.



# Abstract

Low temperature combustion strategies have been the focus of various studies aiming to reach a cleaner combustion in a Diesel engine respect to pollutant emissions. The different concepts can introduce significant enhancements mainly towards  $\text{NO}_x$  and soot emissions although they also present limitations regarding to engine load and combustion noise.

Some years ago, it was proposed a new concept for low temperature Diesel combustion (LTC) which confirms simultaneous reduction on  $\text{NO}_x$  and soot, maintaining the conventional diffusion Diesel combustion characteristics. This new combustion concept, at that time developed in a constant volume combustion chamber, consisted in creating a low air temperature and low oxygen concentration environment combined with the use of high injection pressure and micro-orifice nozzle. Furthermore, it was possible to achieve reduced adiabatic flame temperature and increased air entrainment upstream the *lift-off* length, avoiding both  $\text{NO}_x$  and soot formation simultaneously.

The objective of this thesis has consisted in transferring this new LTC diffusion combustion technology to a small single-cylinder conventional engine, facing the obstacles that emerge when this concept is applied to a real engine, such as wall impingement, the difficulty to control in-cylinder environment conditions and *lift-off* length shortening that reduces air entrainment upstream *lift-off* length. In the first part, the study has looked for reaching strictly-diffusion LTC combustion using two small engines with distinct geometric characteristics and understanding in-cylinder air thermodynamic parameter influences such as oxygen concentration, air density and temperature. Eventually, parameters related to engine design and injection system functionality, such as nozzle orifice diameter, orifice number and injection pressure have been explored in order to verify how they could enhance combustion process, with the objective to extend LTC combustion range.

The results demonstrate this combustion concept potential, obtaining practically zero  $\text{NO}_x$  and soot emissions, with poorly important indicated mean effective pressure penalties. Nevertheless, there are some combustion concept aspects that can be enhanced in order to implement its application to in-production vehicle engine, some of them exposed in this PhD. thesis.



# Resum

Les estratègies de combustió de baixa temperatura han sigut el focus de diversos estudis a fi d'aconseguir una combustió en un motor Diesel més neta en termes d'emissió de contaminants. En les seues diverses variants poden presentar millores respecte principalment a les emissions de  $\text{NO}_x$  i sutja, però presenten limitació quant a grau de càrrega i soroll de la combustió.

Fa uns anys, es va presentar un nou concepte de combustió Diesel de baixa temperatura (LTC) que confirma una reducció simultània de  $\text{NO}_x$  i sutja, mantenint les característiques d'una combustió per difusió. Esta nova modalitat, desenvolupada llavors en una cambra de combustió a volum constant, consistia a crear un ambient amb baixa temperatura i baixa concentració d'oxigen en l'aire combinat amb l'ús d'alta pressió d'injecció i toveres amb diàmetre d'orificis reduïts. D'aquesta manera, es va aconseguir reduir la temperatura adiabàtica de flama i augmentar l'englobament d'aire aigües amunt de la longitud de *lift-off*, evitant la formació dels dos contaminants simultàniament.

L'objectiu d'aquesta tesi ha consistit a traslladar esta nova tecnologia de combustió LTC per difusió a un motor convencional de baixa cilindrada unitària, enfrontant els obstacles que sorgeixen quan s'aplica el concepte a un motor real, com el xoc de paret, la dificultat a controlar les condicions de l'ambient dins del cilindre i l'acurtament de la longitud de *lift-off*, que redueix l'englobament d'aire en la flama. En la primera part, s'ha buscat aconseguir la combustió LTC estrictament per difusió en dos motors de característiques geomètriques diferents i entendre les influències dels paràmetres termodinàmics del gas en el cilindre, com la concentració d'oxigen, la temperatura i la densitat. Finalment, s'ha explorat com els paràmetres relacionats amb el disseny i funcionament del sistema d'injecció, com ara el diàmetre de l'orifici de la tovera, nombre d'orificis i pressió d'injecció, podrien millorar el procés de combustió, amb l'objectiu d'estendre el rang de combustió LTC.

Els resultats mostren el potencial d'aquest concepte de combustió, havent-se obtingut emissions de  $\text{NO}_x$  i sutja pràcticament nul·les, amb una penalització en la pressió mitjana indicada poc important. No obstant això hi ha alguns aspectes d'aquest concepte de combustió que han de ser millorats per a poder implementar la seua utilització en motors de sèrie, alguns dels quals són exposats en esta tesi.



*A Sílvia.*

*A mis padres y mi familia.*



# Agradecimientos

A Dios, por todo, por la oportunidad, por las personas que puso en mi camino, por el coraje y la fuerza que me dio para cumplir con éxito esta fase de mi vida.

A mi esposa Sílvia, que ha estado y continúa estando a mí lado todo este tiempo, ayudándome durante el doctorado, con su dedicación, su cariño y su paciencia. Todo lo que he logrado ha sido porque lo hemos logrado juntos, caminado juntos y soñando juntos. Siempre me has mostrado tu fuerza y optimismo juntos en Valencia o a la distancia. Sílvia, *minha Linda*, a ti dedico esta tesis y este esfuerzo.

A mis padres, Eldo y Nury, porque han estado siempre presentes en todas las dificultades que enfrenté. Os quiero y os debo mucho porque sois ejemplos de carácter, esfuerzo, cariño y compañerismo para mí. A mis hermanos, Ronaldo y Ricardo, mis cuñadas Simone y Eliete y mis adorables sobrinos Raquel, Eduardo y Rebeca, son ellos que me muestran cada día el valor de la familia. También agradezco a mis suegros, José Carlos y Magna, por el cariño y apoyo, a mis cuñados, Luiza, Frederico, Bruno y Mariana y toda la familia de Sílvia.

Asimismo, quiero dar las gracias a mí familia, mis tíos y primos, que han sido tan importantes en mí crecimiento y formación.

No puedo olvidarme, en esta parte, de aquellos que se fueron dejándonos mucha *saudade*, pero estuvieron a nuestro lado un día dándonos cariño y palabras de incentivo. Muchas gracias a mis queridos abuelos y tía Mariinha, tío Temer, tío Paulo, tía Ethel y Edilberto y tía Margarida. No puedo dejar de hablar de doña Mariinha, la abuela de Sílvia, que nos ha estimulado mucho para que fuéramos a vivir fuera de Brasil sin mirar hacia atrás. Estaréis siempre en mí corazón.

A mis colegas de CMT, que en todos estos años, han sido más que colegas, verdaderos amigos. En los casi 4 años que en la CMT estuve, me dejaron muchos buenos momentos que recordar. Gracias a Kornell, Sjoerd, Kevin, Luca, David, Juanma, Mariane, Gabriela y Olegario, Rich Griswold, Sara Goska, José Maestro, entre tantos otros de gran importancia que me olvido nombrarlos.

En especial, agradezco a mis grandes amigos del grupo de combustión, Simon Arthouzoul y Christopher Kolodziej por toda la ayuda durante el doctorado

y por la amistad fuera del ámbito de estudio. Hemos trabajado juntos y leído juntos, han sido grandes compañeros con sus sugerencias, consejos y apoyo en los momentos difíciles.

Quiero agradecer también a los Dr. Antonio García y Dr. Ricardo Novella. De manera muy especial, han sido verdaderos cotutores de esta tesis, desde la concepción de la idea, elaboración de los ensayos, hasta la fase final del doctorado. En la fase más difícil de mi estancia, mientras pensaba que no conseguiría superarla, se pusieron a mi lado, me apoyaron, motivaron y me mostraron la fuerza que hay en trabajar con personas tan nobles como ellos mismos. De todo mi corazón, *Muito obrigado por tudo*. Sois grandes. Sois inolvidables.

Gracias asimismo a mí gran amigo Gabriel Alcantarrilla, que con toda su técnica y maestría hizo lo posible y lo imposible para poner en marcha los ensayos necesarios para la tesis. Con paciencia, me enseñó los trucos de cómo se controla la sala de ensayos a la perfección. Colaboró incluso con su conocimiento para la escritura y corrección del texto técnico sobre el laboratorio.

Tampoco puedo dejar de agradecer a aquellos que primero me dieron la oportunidad de trabajar en el medio científico aún en Brasil, me enseñaron mucho y me ayudaron a dar los primeros pasos en el mundo de los motores. Dr José Guilherme Coelho Baeta y Dr. Ramon Molina Valle, muchas gracias por la confianza y la amistad.

Agradezco al Dr. Santiago Molina, el director de esta tesis, por haberme recibido tan bien en la CMT y en Valencia, por sus importantes consejos y sugerencias.

También quiero mostrar mi gratitud a la persona del Dr. Francisco Payri y a todo el grupo de profesores, en especial Xemary y Javi López, investigadores y colegas que hicieron su parte para que esta tesis llegara a su fin. A la CMT por la ayuda financiera que en estos 4 años que me permitió de llevar a cabo el doctorado.

Por último, pero no menos importante, a mis amigos brasileños que han sido (y aún son) como nuestra familia en Valencia, Jonhson, Tatiana, Luis, Julie, Felix y Ediene, siempre ofreciendo su amistad y compañía.

*De todo se quedaron tres cosas: la certidumbre de que estaba siempre empezando, la de que era necesario continuar y la de que sería interrumpido antes de terminarlo. Hacer de la interrupción un nuevo camino. Hacer de la caída un paso de baile, del miedo una escalera, del sueño un puente, de la búsqueda un encuentro.*

*El encuentro marcado*  
Fernando Sabino



# Índice general

1. Introducción.....	1
<b>1.1 Introducción.....</b>	<b>3</b>
<b>1.2 Contexto histórico .....</b>	<b>3</b>
<b>1.3 Reglamentación .....</b>	<b>6</b>
<b>1.4 Objetivo de la tesis.....</b>	<b>8</b>
<b>1.5 Contenido de la tesis.....</b>	<b>9</b>
<b>1.6 Relevancia .....</b>	<b>11</b>
<b>1.7 Bibliografía .....</b>	<b>12</b>
2. Revisión Bibliográfica y Estado-del-arte.....	15
<b>2.1 Motores de combustión interna alternativos .....</b>	<b>17</b>
2.1.1 Ciclo Otto.....	17
2.1.2 Ciclo Diesel.....	18
<b>2.2 Estrategias de combustión LTC.....</b>	<b>19</b>
2.2.1 HCCI.....	21
2.2.2 PCCI o PCI .....	23
2.2.3 PREDIC .....	24
2.2.4 MULDIC.....	26
2.2.5 NADI.....	27
2.2.6 HiMICS .....	27
2.2.7 ACTION-HPCC.....	29
2.2.8 DCDC .....	31
2.2.9 MK (Modulated Kinetics).....	33
<b>2.3 Diagrama <math>\phi</math> x T .....</b>	<b>36</b>
<b>2.4 Modelos de chorro diesel .....</b>	<b>41</b>
<b>2.5 EGR – Gases de recirculación.....</b>	<b>46</b>

<b>2.6 Combustión por difusión de baja temperatura .....</b>	<b>51</b>
2.6.1 Estudios de visualización del chorro diesel libre en cámaras de combustión a volumen constante .....	51
2.6.2 Estudios de la combustión por difusión de baja temperatura en motores Diesel DI .....	65
2.6.3 Estudios sobre el modelado de la combustión de baja temperatura .....	72
2.6.4 Concepto Fenomenológico .....	73
<b>2.7 Conclusiones .....</b>	<b>78</b>
<b>2.8 Bibliografía .....</b>	<b>82</b>
3. Herramientas experimentales y teóricas .....	89
<b>3.1 Introducción.....</b>	<b>91</b>
<b>3.2 Sala de ensayo .....</b>	<b>91</b>
3.2.1 Esquema general de montaje de la sala.....	91
3.2.2 Descripción del motor.....	92
3.2.3 Sistema de admisión.....	94
3.2.4 Sistema de escape.....	96
3.2.5 Sistema de recirculación de gases de escape.....	96
3.2.6 Sistema de inyección de combustible .....	97
3.2.7 Sistema de refrigeración.....	99
3.2.8 Sistema de lubricación .....	99
3.2.9 Freno .....	100
<b>3.3 Sistemas de medidas.....</b>	<b>100</b>
3.3.1 Medida de variables instantáneas.....	101
3.3.2 Medida de variables medias .....	103
3.3.3 Medidor de caudal de combustible .....	103
3.3.4 Medidor de caudal de aire .....	104
3.3.5 Equipo de medida de hollín .....	104
3.3.6 Equipo de medida y análisis de gases .....	105

---

3.3.7	Incertidumbre de los sistemas de medida.....	106
3.3.8	Equipo de medida de tasa de inyección de combustible .....	107
<b>3.4</b>	<b>Metodología de ensayos en motor .....</b>	<b>108</b>
<b>3.5</b>	<b>Herramientas teóricas y computacionales.....</b>	<b>110</b>
3.5.1	Mapas de funcionamiento del motor.....	110
3.5.2	CALMEC.....	112
3.5.3	DIES.....	117
<b>3.6</b>	<b>Conclusiones .....</b>	<b>118</b>
<b>3.7</b>	<b>Bibliografía .....</b>	<b>118</b>
4.	Combustión LTC por difusión – Ensayos preliminares .....	121
<b>4.1</b>	<b>Introducción.....</b>	<b>123</b>
<b>4.2</b>	<b>Metodología.....</b>	<b>124</b>
4.2.1	Proceso de elección de puntos del plan de ensayo.....	125
4.2.2	Proceso de verificación de los puntos a ensayar .....	128
<b>4.3</b>	<b>Estudio paramétrico de la densidad del aire en el cilindro.....</b>	<b>131</b>
<b>4.4</b>	<b>Estudio paramétrico de la temperatura del aire en el cilindro .....</b>	<b>134</b>
<b>4.5</b>	<b>Estudio paramétrico de la concentración de oxígeno en el aire .....</b>	<b>136</b>
<b>4.6</b>	<b>Influencia del choque de pared .....</b>	<b>139</b>
<b>4.7</b>	<b>Conclusión.....</b>	<b>141</b>
<b>4.8</b>	<b>Bibliografía .....</b>	<b>143</b>
<b>4.9</b>	<b>Anexo .....</b>	<b>145</b>
5.	Combustión LTC por difusión – DV6 – 1ª Parte.....	149
<b>5.1</b>	<b>Introducción.....</b>	<b>151</b>
<b>5.2</b>	<b>Metodología.....</b>	<b>151</b>
5.2.1	Proceso de elección de puntos del plan de ensayo.....	152
5.2.2	Proceso de verificación de los puntos a ensayar .....	154
<b>5.3</b>	<b>Estudio paramétrico de la densidad del aire en el cilindro.....</b>	<b>156</b>

<b>5.4 Estudio paramétrico de la temperatura del aire en el cilindro .....</b>	<b>158</b>
<b>5.5 Estudio paramétrico de la concentración de oxígeno en el aire .....</b>	<b>159</b>
<b>5.6 Influencia del choque de pared .....</b>	<b>162</b>
<b>5.7 Conclusión.....</b>	<b>164</b>
<b>5.8 Bibliografía .....</b>	<b>166</b>
<b>5.9 Anexo .....</b>	<b>168</b>
<b>6. Combustión LTC por difusión – DV6 – 2ª Parte.....</b>	<b>171</b>
<b>6.1 Introducción.....</b>	<b>173</b>
<b>6.2 Metodología.....</b>	<b>174</b>
6.2.1 Proceso de elección de puntos del plan de ensayo .....	174
6.2.2 Proceso de verificación de los puntos a ensayar .....	176
<b>6.3 Estudio paramétrico de la densidad del aire en el cilindro.....</b>	<b>181</b>
<b>6.4 Estudio paramétrico de la temperatura del aire en el cilindro .....</b>	<b>184</b>
<b>6.5 Estudio paramétrico de la concentración de oxígeno en el aire .....</b>	<b>189</b>
<b>6.6 Influencia de la presión de inyección.....</b>	<b>193</b>
<b>6.7 Influencia de la tobera .....</b>	<b>196</b>
<b>6.8 Influencia del choque de pared .....</b>	<b>201</b>
<b>6.9 Conclusión.....</b>	<b>204</b>
<b>6.10Bibliografía .....</b>	<b>207</b>
<b>7. Conclusiones y trabajos futuros.....</b>	<b>209</b>
<b>7.1 Introducción.....</b>	<b>211</b>
<b>7.2 Conclusiones .....</b>	<b>212</b>
7.2.1 Conclusiones relativas a las propiedades termodinámicas del aire en el cilindro .....	212
7.2.2 Conclusiones respecto a los parámetros de hardware .....	213
<b>7.3 Trabajos futuros.....</b>	<b>215</b>

# Tabla de símbolos

a	Velocidad del sonido en el combustible, área de la sección
A	Constante pre-exponencial de la ecuación de Arrhenius
ACTION	Combustión de tecnología avanzada para mejorar las emisiones de NO <sub>x</sub> ( <i>Advanced combustion technology to improve engine-out NO<sub>x</sub></i> )
aPMS	antes del Punto Muerto Superior
ASI	Después del comienzo de la inyección ( <i>After Start of Injection</i> )
c	calor específico
C <sub>a</sub>	Coefficiente de contracción de área de la tobera
C <sub>d</sub>	Coefficiente de descarga de la tobera
C/H	Relación carbono/hidrógeno del combustible
CFD	Dinámica de fluidos computacional ( <i>Computational Fluid Dynamics</i> )
CLA	Analizador por quimioluminiscencia ( <i>Chemiluminescence Analyzer</i> )
CO	Monóxido de carbono
[CO <sub>2</sub> ]	Cantidad de dióxido de carbono en ppm
COV	Covarianza
d	Diámetro del orificio de la tobera del inyector de combustible
DGE	Dietileno-glicol-dietil-eter
DCDC	Combustión Diesel limpia con combustible oxigenado ( <i>Dilute Clean Diesel Combustion</i> )
DI	Inyección directa de combustible ( <i>Direct Injection</i> )
DPF	Filtro de Partículas ( <i>Diesel Particulate Filter</i> )
dPMS	Después del PMS
E	Energía de activación global
EGR	Recirculación de gases de escape ( <i>Exhaust Gas Recirculation</i> )
%EGR	Tasa de EGR
(F/A) <sub>st</sub>	Relación combustible/aire estequiométrica
FSN	Unidad para la medida de humos a través de la opacidad ( <i>Filter Smoke Number</i> )
GNV	Gas Natural Vehicular
H	Longitud de <i>lift-off</i>

HC	Hidrocarburos sin quemar
HCCI	Combustión de encendido por compresión con carga homogénea ( <i>Homogeneous Charge Compression Ignition</i> )
HiMICS	Sistema inteligente de combustión con carga homogénea y múltiples inyecciones ( <i>Homogeneous charge intelligent Multiple Injection Combustion System</i> )
HPCC	Combustión fría altamente premezclada ( <i>Highly pre-mixed cool combustion</i> )
HSDI	Motores de cilindrada unitaria pequeña e inyección directa dedicados al transporte de pasajeros ( <i>High-speed direct injection</i> )
$i$	Factor que indica el número de ciclos por giro
iCO	Monóxido de carbono indicado ( $\text{g/kg}_{\text{fuel}}$ )
iHC	Índice de emisión de Hidrocarburos sin quemar ( $\text{g/kg}_{\text{fuel}}$ )
ihollín	Índice de emisión de Hollín ( $\text{g/kg}_{\text{fuel}}$ )
iNO <sub>x</sub>	Índice de emisión de Óxidos de nitrógeno ( $\text{g/kg}_{\text{fuel}}$ )
IMEP	Presión media efectiva indicada ( <i>Indicated mean effective pressure</i> )
K	Kelvin
LL	Longitud líquida del chorro Diesel
LNT	Trampas de NO <sub>x</sub> ( <i>Lean NO<sub>x</sub> Trap</i> )
LTC	Combustión de baja temperatura ( <i>Low Temperature Combustion</i> )
MK	<i>Modulated Kinetics</i>
$m$	Masa, Constante empírica exponencial
$\dot{m}$	Caudal másico
MULDIC	Combustión diesel de fases múltiples ( <i>Multiple stage Diesel Combustion</i> )
$n$	Régimen del motor, Constante empírica exponencial
NO <sub>x</sub>	Óxidos de Nitrógeno
[O <sub>2</sub> ]	Concentración de la especie oxígeno en mol/m <sup>3</sup>
%O <sub>2</sub>	Concentración de oxígeno
O <sub>3</sub>	Ozono
OH <sup>•</sup>	Radical hidroxilo libre
OHC	Sistema de distribución de gases con el árbol de levas sobre la culata del motor ( <i>OverHead Camshaft</i> )
OHV	Sistema de distribución de gases con el árbol de levas lateral ( <i>OverHead Valves</i> )
p	Presión

PAH	Hidrocarburos poli-aromáticos ( <i>Polyaromatic Hydrocarbon</i> )
PCCI	Combustión de encendido por compresión con carga premezclada ( <i>Premixed Charge Compression Ignition</i> )
PCI	Combustión de encendido por compresión con carga premezclada ( <i>Premixed Compression Ignition</i> )
PID	Control Proporcional-Integral-Derivativo
PMA	Analizador Para-Magnético ( <i>Para-Magnetic Analyzer</i> )
pmi	Presión media indicada
PMI	Punto Muerto Inferior
PMS	Punto Muerto Superior
ppm	Partes por millón
PREDIC	Combustión diesel premezclada de bajo dosado ( <i>premixed lean diesel combustion</i> )
Q	Calor
R	Constante universal de los gases
RC	Relación de compresión
SCR	Reductor Catalítico Selectivo ( <i>Selective Catalytic Reduction</i> )
SOF	Fracción de contenido orgánico soluble ( <i>Soluble organic fraction</i> )
t	tiempo
T	Temperatura
TSL	Modelo Lagrangiano de dos fases ( <i>Two-Stage Lagrangian</i> )
TTL	Pulso lógico para el control de la activación del inyector ( <i>Transistor-Transistor Logic</i> )
$u$	Energía interna específica
U	Velocidad de inyección del combustible, Energía interna
UHC	Hidrocarburos insolubles ( <i>Unsoluble Hydrocarbons</i> )
V	Volumen
VVA	Sistema de distribución de gases de tiempo variable de apertura de válvulas ( <i>Variable Valve Actuation</i> )
W	Trabajo
$XO_2$	Concentración de oxígeno del aire
$x^+$	Longitud característica
$Z_{st}$	Fracción de mezcla estequiométrica

## Griegos

$\rho$	Densidad
$\phi$	Dosado relativo
$\sigma$	desviación estándar
$\zeta_{st}$	Englobamiento de aire en la longitud de <i>lift-off</i>
$\eta$	Eficiencia
$\tau$	Tiempo de retraso

## Subíndices y superíndices

50%	Relativo al punto con 50% de masa quemada
Ad	Adiabática
adm	Relativo a la admisión
Ad Max	Relativo a adiabática máxima
Ad 90%	Relativo a adiabática con 90% de masa quemada
ATM	Atmósfera
aire	Relativo al aire ambiente en una cámara de volumen constante o al aire ambiente en una cámara de combustión
bb	Relativo al blow-by
d	Relativo a desplazado
ESC	Relativo al escape
f	Relativo al combustible
H	Relativa la longitud del <i>lift-off</i>
i	Indicado
ig	Relativo a la ignición del proceso de combustión
in	Relativo a la entrada en el sistema
inj	Relativo a la inyección de combustible
j	número total de ciclos
m	Relativo a la masa atrapada en el cilindro
out	Relativo a la salida en el sistema
p	Relativo a presión constante
PMS	En el Punto Muerto Superior
q	Relativo a los gases quemados
sq	Relativo a los gases sin quemar
v <sub>m</sub>	Relativo a volumen constante de la mezcla
v <sub>q</sub>	Relativo a volumen constante de los gases quemados
v <sub>sq</sub>	Relativo a volumen constante de los gases sin quemar

# Capítulo 1

## Introducción

### **Contenido**

---

<b>1.1</b>	<b>Introducción.....</b>	<b>3</b>
<b>1.2</b>	<b>Contexto histórico .....</b>	<b>3</b>
<b>1.3</b>	<b>Reglamentación .....</b>	<b>6</b>
<b>1.4</b>	<b>Objetivo de la tesis.....</b>	<b>8</b>
<b>1.5</b>	<b>Relevancia .....</b>	<b>9</b>
<b>1.6</b>	<b>Bibliografía .....</b>	<b>12</b>



## 1.1 Introducción

En este capítulo introductorio, se expone la contextualización del problema de la emisión de contaminantes en los motores Diesel. En una segunda parte, se revisa la reglamentación y su evolución desde los comienzos hasta la actualidad y la que está por venir. El siguiente apartado propone los objetivos de la tesis en el aspecto general del problema y los objetivos específicos. Al final del capítulo, se discute la relevancia del estudio realizado en la tesis para la evolución del tema y su importancia para la continuación de investigaciones en el ámbito de la combustión de baja temperatura basado en esta tesis.

## 1.2 Contexto histórico

Desde la invención del ciclo Otto, en 1867, y del ciclo Diesel, en 1892, el mundo del automovilismo es testigo de una serie de revoluciones en los motores. Motivado por gran pasión, los ingenieros, desde el comienzo, buscaban mejores prestaciones para sus máquinas automotoras. Al comienzo, eran equipados los automóviles con motores ciclo Otto. Los motores Diesel habían demostrado ser muy efectivos para vehículos de carga pero solo fueron utilizados en vehículos de pasajeros a partir de la década de los 30 [1][2][3] [4].

Sin embargo, el aumento de la utilización de los motores Diesel ha contribuido con una serie de desarrollos motivados por distintos hechos:

- Avances de los sistemas de control electrónicos de los diversos actuadores acoplados al motor, como el sistema de inyección de combustible por inyección directa, sistema de EGR, sistema de sobrealimentación.
- La reglamentación cada vez más restrictiva de los órganos gubernamentales en países como EEUU, Japón y los países que integran la EU. Por ejemplo, los límites actuales de emisiones para la EU EURO 5 son estrictamente bajos y los que están por venir, EURO 6, todavía reducen a niveles muy difíciles de cumplir.
- La demanda del mercado automovilístico para vehículos mejores, es decir, vehículos más fiables, con mejores prestaciones y más bajo consumo además de que sean más limpios del punto de vista de las emisiones de contaminantes y reciclabilidad.

De hecho, según algunos autores, la evolución tecnológica es una consecuencia natural de la demanda del mercado y la estricta reglamentación. [5][6]. La figura 1.1 muestra el histórico de la evolución de las tecnologías que han sido utilizadas en los motores Diesel. El desarrollo tecnológico empezó aproximadamente en la década de 50 y 60, pero las nuevas tecnologías se aplicaron antes en el mercado de los motores grandes de vehículos de transporte pesado. Sin embargo, hoy día gran parte de estos dispositivos se encuentran también en los motores pequeños.

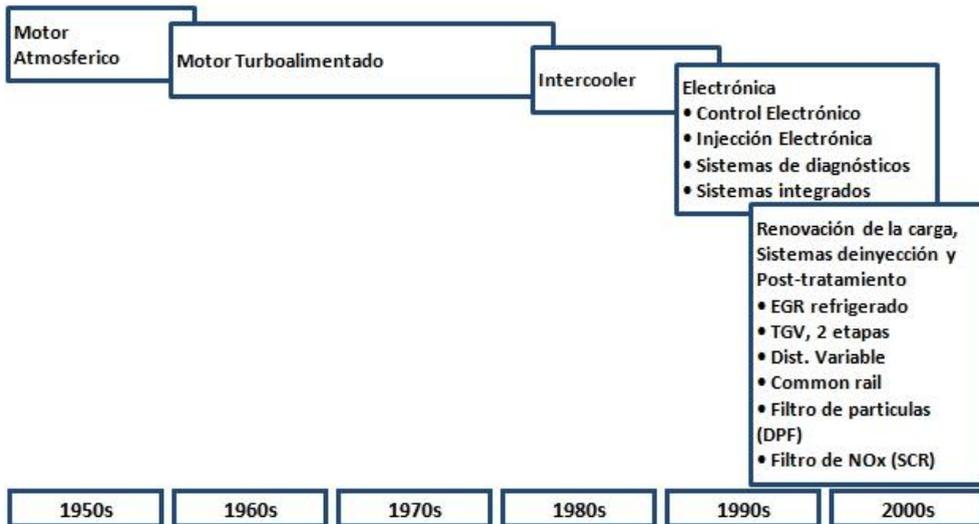


Figura 1.1 Evolución de las tecnologías en los motores Diesel [6]

Es obvio que en el contexto del desarrollo de la tecnología de hardware no se puede olvidar el mundo de posibilidades de conceptos de combustión que se ha creado a partir de estos avances. Ya en 1958, Alperstein et al. estudiaron los efectos de la fumigación de gasóleo en la combustión, comprobando sus beneficios en relación a la emisiones de humos y prestaciones. Eso es, un primer prototipo de la combustión HCCI había nacido allí [7]. Con los años y la búsqueda de mejores motores, se desarrollaron varios estudios sobre distintos conceptos de combustión, desde el uso y beneficios del EGR hasta la aplicación de estrategias de inyecciones múltiples.

La utilización del EGR fue estudiada a fondo por Landomattos et al. en los años 90. Él muestra que este ha traído numerosos beneficios como la reducción del  $NO_x$ , y en algunas condiciones  $NO_x$  y humos a la vez, la reducción en el ruido de

combustión y sus efectos en la liberación de calor en la combustión Diesel [8][9][10][11]. Por otro lado, la utilización de las inyecciones múltiples y sus efectos han sido el objetivo de muchos investigadores. Uno de ellos ha sido Reitz et al. que analiza en diversos trabajos sus efectos y métodos de optimización para la aplicación de inyecciones pilotos y post-inyecciones [12][13].

No obstante, desde el fin de la década de 80, se busca el entendimiento de la formación de  $NO_x$  y hollín en la llama Diesel. Kamimoto et al. en 1988, en un revolucionario estudio de importancia sin igual, asoció la formación del hollín y de los óxidos nitrosos al dosado relativo local y la temperatura adiabática de llama y, además, compuso un mapa hoy mejor conocido por diagrama  $\phi \times T$  [14]. Más de diez años después, lo utilizó Akihama et al. en 2001 en su estudio sobre un concepto de combustión premezclada de manera novedosa [15]. Desde entonces, se utiliza extensivamente el diagrama  $\phi \times T$  para los análisis de los modelos de combustión existentes. Incluso, se hizo extensiva la utilización de estos diagramas al entendimiento de la formación del hollín, es decir, de los compuestos químicos llamados de precursores del hollín en la llama [16]. En los últimos años, se han desarrollado diversos tipos de estrategias buscando lograr el concepto de combustión LTC que se presentan en el capítulo 2 de esta tesis.

Asimismo, con extrema relevancia a los motores Diesel, Dec en 1997 revolucionó el mundo de la combustión Diesel al proponer un novedoso concepto para la llama Diesel, desde el comienzo de la inyección hasta el momento de estabilización de la llama, a través de la visualización de la llama en una cámara a volumen constante. En este concepto él determina lo que es la longitud de *lift-off* y su importancia en el desarrollo de la llama [17]. Tras este hecho otros investigadores buscaron conocer la influencia de los parámetros termodinámicos del aire (temperatura, densidad y concentración de  $O_2$ ) en la formación de la llama y, consecuentemente, en la formación del hollín que se forma en ella. Además, se investigaron el comportamiento de la longitud del *lift-off* respecto las configuraciones de hardware (presión de inyección, número de orificios de la tobera, diámetro del orificio, interacción entre chorros y entre el chorro y la pared, etc). [18][19][20][21][22][23][24][25][26][27]. En 2004, Pickett y Siebers relatan el éxito de una combustión Diesel sin la formación de  $NO_x$  y hollín [28], no obstante, se realizaron estos estudios en cámaras a volumen constante. En 2003, Musculus había intentado transferir sin tanto éxito la estrategia a un motor transparente para visualización de chorro. Sin embargo, identifica diversos problemas al pasar de un ambiente con características controladas a un sistema dinámico [29].

En los últimos años, algunos trabajos buscaron lograr distintos tipos de combustión “limpia” en motores reales basados en parte en los resultados de Pickett y Siebers, tales como Noehre et al. y Colban et al. El objetivo era una combustión LTC sin  $NO_x$  ni hollín a través de la utilización de grandes cantidades de EGR con presión de soplado muy alta. Pero, al contrario de esta tesis, no habría el compromiso de obtener una combustión LTC estrictamente controlada por la mezcla. Los resultados confirmaron el potencial de reducción de  $NO_x$  y hollín simultáneamente causado por la reducción en la concentración de oxígeno y aumento considerable en la densidad del aire en la cámara de combustión. La reducción en la temperatura adiabática de la llama evita la formación del  $NO_x$  y de los precursores del hollín. Sin embargo, se reportó importantes aumentos en el consumo y en las emisiones de  $HC$ ,  $CO$  [30][31].

### 1.3 Reglamentación

En la década de 70, en los EEUU, se creó la primera reglamentación para las emisiones de contaminantes de vehículos automotores debido a la creciente preocupación con la calidad del aire en los centros urbanos. Desde entonces, se han creado reglamentaciones cada vez más estrictas, principalmente en los EEUU y Europa [3].

En Europa, la reglamentación conocida como EURO se introdujo en 1993 en la fase EURO 1. Hoy en día, la reglamentación vigente desde 2009 es la fase EURO 5, con límites considerablemente más estrictos. Debido a la reducción de estos límites se ha hecho común el uso de post-tratamiento de los gases de escape, como SCR (Selective Catalyst Reduction), DPF (Diesel Particulate Filter), LNT (Lean  $NO_x$  Trap), entre otros [4][5]. Pero a espera de la introducción de la EURO 6 en 2014 los fabricantes de vehículos esperan alcanzarla solamente con la utilización aún más intensiva de post-tratamiento para el control de los  $NO_x$  y partículas. En la Figura 1.2, se presenta la evolución de la EURO para las emisiones de hollín,  $NO_x$  y  $CO$  en vehículos de pasajeros. Es importante decir que las emisiones de  $NO_x$  en las EURO 1 y 2 eran consideradas juntamente a las emisiones de hidrocarburos sin quemar (HC). Solamente a partir de la EURO 3 se atribuyen valores límites para el  $NO_x$  aisladamente. [32].

Desde que entró en vigor, la norma EURO ha mostrado la urgencia de la cuestión e impuso una drástica reducción en las emisiones de contaminantes. Si consideramos el próximo paso, la EURO 6, que empieza en 2014, se puede verificar que en poco más de 20 años el límite para las emisiones de  $NO_x$  se redujo alrededor de 93% mientras las emisiones de hollín se han rebajado casi 98% de los

valores permitidos por la EURO 1. Al mismo tiempo, el límite estipulado para las emisiones de  $CO$  se redujo un 85%.

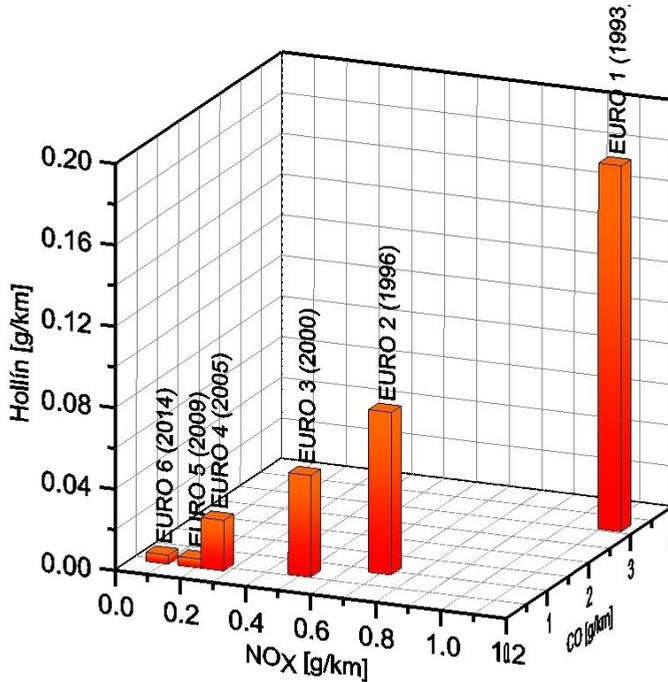


Figura 1.2 Evolución de la norma EURO para las emisiones de hollín,  $NO_x$  y  $CO$  en vehículos de pasajeros equipados con motores Diesel según EUDC y NEDC[32].

En la figura 1.3, se encuentran los límites para las emisiones de  $NO_x$  y hollín en Japón, Europa y EEUU. Los índices actuales para las emisiones se encuentran muy próximos independientemente de la reglamentación, si se consideran los países más desarrollados. Una de las diferencias básicas de estos valores está en los ciclos de medición. En Europa, por ejemplo, se adopta el NEDC, que lleva en consideración dos ciclos distintos: uno con características de un trayecto en una gran ciudad y otro con similitudes de un trayecto en autopista. A pesar que cada región impone su propio ciclo a través reglamentación, estos límites se asemejan de modo que hoy se consideran muy próximos.

Es muy importante acordar que estas reglamentaciones llevan en consideración las emisiones de los gases que salen por el escape del vehículo, es

decir, puede realizarse el control durante la combustión por medio de la estrategia de combustión o a través de post-tratamiento de los gases.

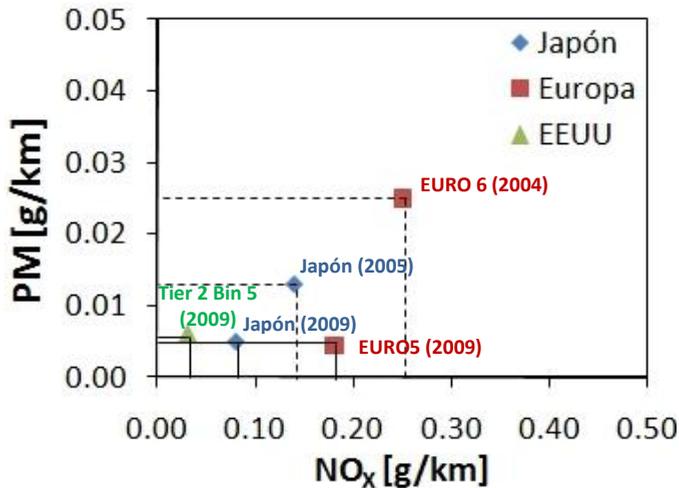


Figura 1.3 Índices de emisiones de contaminantes para los países de Japón, la UE (Euro 4 y 5) y EEUU (Tier 2 – Bin5) para vehículos de pasajeros equipados con motores Diesel.[32].

## 1.4 Objetivo de la tesis

Pueden los objetivos de esta tesis ser caracterizados en dos grupos por separado: los objetivos generales y los objetivos específicos, siendo los objetivos generales de esta tesis:

- Búsqueda de la combustión de baja temperatura por difusión, es decir, controlada por la mezcla, en un motor Diesel pequeño sin la formación de  $NO_x$  y hollín, simultáneamente a través de la transferencia del concepto de combustión “limpia” desarrollado por SANDIA en una cámara de combustión a volumen constante.
- Búsqueda de la extensión del rango de actuación de la estrategia de combustión de baja temperatura por difusión a través del estudio de los parámetros termodinámicos del aire en el cilindro y de las características del hardware utilizado.

A su vez, los objetivos específicos, o sea, aquellos que describen más directamente los retos de la tesis, se presentan a continuación:

- Alcanzar la combustión de baja temperatura por difusión sin que aparezca la formación del hollín y  $NO_x$  a la vez, en por lo menos uno de los puntos del plan de ensayos.
- Estudiar la influencia de los parámetros termodinámicos del aire en el cilindro, como la temperatura del aire admitido, la densidad del aire en el PMS y la concentración de oxígeno, en el proceso de combustión de baja temperatura y en la formación de los contaminantes  $NO_x$  y hollín.
- Estudiar la influencia de las características constructivas y configuraciones del sistema de inyección utilizado, como: la presión de inyección del combustible, diámetro del orificio de la tobera del inyector, proximidad entre los orificios de la tobera y la consecuente interacción entre los chorros, en el proceso de combustión de baja temperatura y en la formación del  $NO_x$  y del hollín en la llama.
- Investigar también la influencia de la combustión de baja temperatura y de los parámetros estudiados, sean ellos termodinámicos o del sistema de inyección, en las emisiones de  $HC$  y  $CO$  además del ruido de la combustión y las prestaciones del motor.
- Identificar problemas y oportunidades para la mejora de la combustión de baja temperatura por difusión en motores Diesel que puedan ser utilizadas como base para trabajos futuros en el mismo tema para desarrollo continuo de esta estrategia de combustión con el fin de que pueda ser aplicada a un motor de producción en serie.

## 1.5 Contenido de la tesis

En el capítulo 1 se expone la introducción y la justificación de la tesis que se ha planteado. También se incluyen apartados importantes para la mejor comprensión de la tesis, incluyendo éstos la contextualización histórica de la tesis y la reglamentación para la homologación de los vehículos equipados con motores Diesel. Además, se presentan los objetivos y la relevancia de este trabajo.

El punto inicial del desarrollo de la tesis se hace en el capítulo 2 donde se presenta la revisión bibliográfica y se aborda el estudio del estado del arte de las estrategias de la combustión Diesel. El conocimiento abordado en esta parte se concentra en las estrategias de combustión de baja temperatura y estudios sobre el comportamiento del chorro Diesel durante la combustión, sea en un motor real o

una cámara a volumen constante. Se ha intentado incluir la teoría utilizada para el desarrollo de esta tesis, de forma que se pueda entender el fenómeno del proceso de combustión, sus variables y variantes, con los que se pueda cumplir los objetivos aquí propuestos.

El capítulo 3 presenta las herramientas teóricas y experimentales que se han empleado en este trabajo. Se trata de la presentación de los equipos de control y medición utilizados en los ensayos experimentales instalados alrededor del motor monocilíndrico. Cada componente de la sala de ensayo es descrito por medio de diagramas, describiendo el funcionamiento de dichos equipos y la metodología empleada para su utilización durante el ensayo. Además, se hace la introducción a las herramientas teóricas y computacionales utilizadas en el análisis y post tratamiento de los datos experimentales obtenidos en los ensayos.

Los capítulos 4, 5 y 6 son el núcleo de la tesis ya que presentan los resultados obtenidos y su correspondiente análisis. En el capítulo 4 se presenta el estudio de los parámetros termodinámicos del aire (concentración de oxígeno, temperatura y densidad del aire en el PMS) en el cilindro, analizando su influencia en la longitud del *lift-off* y las emisiones en el proceso de combustión. A través de este estudio, se buscó alcanzar la combustión de baja temperatura por difusión. Para este primer estudio se utilizó el motor monocilíndrico DV4-TED4 (350 cc) y sus resultados sirvieron como base para la continuación de la tesis.

En el capítulo 5, se utilizó el motor DV6-TED (400 cc) por presentar mejores condiciones para el desarrollo de la combustión de baja temperatura por difusión, con más posibilidad de extensión del rango donde se encontraría esta modalidad de combustión y menos ocasión de que ocurriera el choque de pared. Basado en esto, se continuó la investigación sobre la influencia de los parámetros termodinámicos del aire en el cilindro y se buscó obtener una combustión por difusión sin la formación de  $NO_x$  y hollín, de forma similar a lo encontrado en el capítulo anterior.

Finalmente, en el capítulo 6, se presenta la extensión del rango del proceso de combustión LTC por difusión a través de la utilización de nuevas características de hardware (diferentes toberas y parámetros de inyección). También se analizó la influencia de estos cambios en el hardware sobre la estrategia de combustión analizada en esta tesis respecto a las prestaciones del motor, emisión de contaminantes, choque de pared e interacción entre chorros.

La tesis se cierra con el capítulo 7, el de las conclusiones, que es la suma de las conclusiones elaboradas en los otros capítulos contrastadas a los objetivos

propuestos, de modo que se evalúa la tesis en general y se propone un camino para la continuidad de las investigaciones de este mismo tema.

## 1.6 Relevancia

Frente a las dificultades de atender a las reglamentaciones de emisiones vigentes y futuras en la EU y otros países, los constructores automovilísticos han buscado distintas soluciones para controlar las emisiones que salen del escape de los vehículos.

Para controlar estas emisiones, hacen uso de post-tratamiento de los gases de escape, utilizándose filtros de material particulado, catalizadores o filtros de  $NO_x$  tipos SCR (Reductor catalítico selectivo) con urea, LNT (Lean  $NO_x$  trap) o catalizador DeNOx [33]. La aplicación de varios dispositivos de post-tratamiento tiene un coste elevado y causa un impacto negativo en el ámbito comercial pues aumenta su valor final de venta. Por otro lado, pueden también actuar en la combustión propiamente dicha, utilizándose estrategias de combustión que reducen o eliminan la formación de un determinado contaminante o varios de ellos. Sin embargo, aunque se reduzca de manera significativa la formación de uno o varios contaminantes, los que son eliminados por el escape deben ser atrapados o transformados antes de que salgan a la atmósfera.

En muchos de los casos, la estrategia de combustión reduce el  $NO_x$  al tiempo que aumenta las emisiones del hollín o viceversa, como pasa con las estrategias de combustión que hacen uso de las inyecciones múltiples u otras estrategias convencionales. Además, nunca eliminan las emisiones de  $NO_x$  y hollín completamente. En otros casos, como en las estrategias de combustión premezcladas, se reducen las emisiones de los dos contaminantes de manera significativa y simultánea. No obstante, presentan el problema respecto al rango de utilización, pudiendo utilizarlas solamente en cargas más bajas.

La importancia del desarrollo de la combustión de baja temperatura por difusión, que es la estrategia estudiada en esta tesis, permite evitar la formación de los dos contaminantes a la vez, evitando la necesidad de utilización de filtros de partículas o filtros de  $NO_x$  sin que el rango de actuación no esté limitado a las bajas cargas, pudiendo ser aplicada en cargas medianas sin el riesgo de causar daños al motor.

La tesis también busca la mejora, como un primer paso, de la estrategia aquí estudiada, indicando un camino que pueda ser seguido por los próximos

investigadores para su desarrollo continuado. Incluso, podría utilizarse este concepto en los motores Diesel grandes destinados a vehículos de transporte de mercancías. No solamente es importante alcanzar el éxito de realizar la combustión de baja temperatura por difusión, es de igual importancia identificar los problemas y las limitaciones de la estrategia además de relacionar las oportunidades para el futuro.

## 1.7 Bibliografía

- [1] Heywood, J. *Internal combustion engines fundamental*. 1ª edición. McGraw-Hill Inc., 1988.
- [2] Pulkrabek, Willard W. *Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engines*. Wiscconsin: Prentice Hall, 2001.
- [3] Basshuysen, R.v., y F. Schäfer. *Internal combustion engine handbook: basics, components, systems and perspectives*. 1ª edición. Wiesbaden: SAE International, 2002.
- [4] Robert Bosch GmbH. *Automotive Handbook*. 7th edición. 2007.
- [5] Johnson, T. V. "Diesel Emission Control in Review." *SAE International, SAE Paper 2008-01-0069*, 2008.
- [6] Charlton, J. Stephen. "Developing Diesel Engines to Meet Ultra-low Emission Standards." *SAE International, SAE Paper 2005-01-3628*, 2005.
- [7] Alperstein, M., W. B. Swim, y P. H. Schweitzer. "Fumigation kills smoke - improves diesel performance." *SAE International, SAE Paper 580058*, 1958.
- [8] Ladommatos, N, S. M. Abdelhalim, H. Zhao, y Z. Hu. "The dilution, chemical, and thermal effects of exhaust gas recirculation on diesel engine emissions - Part 1: Effect of reducing inlet charge oxygen." *SAE International, SAE Paper 961165*, 1996.
- [9] Ladommatos, N, S. M. Abdelhalim, H. Zhao, y Z. Hu. "The dilution, chemical, and thermal effects of exhaust gas recirculation on diesel engine emissions - Part 2: Effects of carbon dioxide." *SAE International, SAE Paper 961167*, 1996.
- [10] Ladommatos, N, S. M. Abdelhalim, H. Zhao, y Z. Hu. "The dilution, chemical, and thermal effects on exhaust gas recirculation on diesel engine emissions - Part 3: effects of water vapor." *SAE International, SAE Paper 971659*, 1997.
- [11] Ladommatos, N, S. M. Abdelhalim, H. Zhao, y Z. Hu. "Effects of EGR on heat release in diesel combustion." *SAE International, SAE Paper 980184*, 1998.
- [12] Tow, T.C., D.A. Pierpont, and R.D. Reitz. "Reducing Particulate and NOx Emissions by Using Multiple Injections in a Heavy Duty D.I. Diesel Engine." *SAE International, SAE Paper 940897*, 1994.
- [13] Pierpont, D.A., D.T. Montgomery, and R.D. Reitz. "Reducing Particulate and NOx Using Multiple Injections and EGR in a D.I. Diesel." *SAE International, SAE Paper 950217*, 1995.
- [14] Kamimoto, T., and M. Bae. "High Combustion Temperature for the Reduction of Particulate in Diesel Engines." *SAE International, SAE Paper 880423*, 1988.

- [15] Akihama, K., Y. Takatori, and K. Inagaki. "Mechanism of the Smokeless Rich Diesel Combustion by Reducing Temperature." *SAE International, SAE Paper 2001-01-0655*, 2001.
- [16] Pickett, L. M., J. A. Caton, M. P. B. Musculus, and A. E. Lutz. "Evaluation of the equivalence ratio–temperature region of diesel soot precursor formation using a two-stage Lagrangian model." *International Journal of Engine Research*, 04 10, 2006, pag. 349-370.
- [17] Dec, J. E. "A Conceptual Model of DI Diesel Combustion Based on Laser-Sheet Imaging." *SAE International, SAE Paper 970873*, 1997.
- [18] Higgins, B., y D. Siebers. "Measurement of the Flame *Lift-Off* Location on DI Diesel Sprays Using OH Chemiluminescence." *SAE International, SAE Paper 2001-01-0918*, 2001.
- [19] Siebers, D. "Scaling Liquid-Phase Fuel Penetration in Diesel Sprays Based on Mixing-Limited Vaporization." *SAE International, SAE Paper 1999-01-0528*, 1999.
- [20] Siebers, D., B. Higgins, y L. Pickett. "Flame *Lift-off* on Direct-Injection Diesel Fuel Jets: Oxygen Concentration Effects." *SAE International, SAE Paper 2002-01-0890*, 2002.
- [21] Siebers, D., y B. Higgins. "Flame *Lift-Off* on Direct Injection Diesel Under Quiescent Conditions." *SAE International, SAE Paper 2001-01-0530*, 2001
- [22] Musculus, M. P., J. E. Dec, y D. R. Tree. "Effects of Fuel Parameters and Diffusion Flame *Lift-Off* on Soot Formation in a Heavy-Duty DI Diesel Engine." *SAE International, SAE Paper 2003-01-0074*, 2003
- [23] Idicheria, C. A., y L. M. Pickett. "Formaldehyde Visualization Near *Lift-Off* Location in a Diesel Jet." *SAE International, SAE Paper 2006-01-3434*, 2006.
- [24] Pickett, L. M., D. L. Siebers, y C. A. Idicheria. "Relationship Between Ignition Processes and the *Lift-Off* Length of Diesel Fuel Jets." *SAE International, SAE Paper 2005-01-3843*, 2005.
- [25] Pickett, L. M., and J. J. López. "Jet-Wall Interaction Effects on Diesel Combustion and Soot Formation." *SAE International, SAE Paper 2005-01-0921*, 2005
- [26] Pickett, L. M., y C. A. Idicheria. "Effects of Ambient Temperature and Density on Soot Formation under High-EGR Conditions." *THIESEL 2006: Conference on Thermo- and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines*. Valencia: Editorial de la UPV, 2006. pág. 353-366.
- [27] Bruneaux, G. "Combustion structure of free and wall-impinging diesel jets by simultaneous laser-induced fluorescence of formaldehyde, poly-aromatic fluorescence of formaldehyde, poly-aromatic hydrocarbons, and hydroxide." *International Journal of Engine Research (SAE International) Vol 9, no. N° 3*, 2008, pág. 249-265
- [28] Pickett, L. M., y D. L. Siebers. "Non-Sooting, Low Flame Temperature Mixing-Controlled DI Diesel Combustion." *SAE International, SAE Paper 2004-01-1399*, 2004.
- [29] Musculus, M. "Effects of the In-Cylinder Environment of Diffusion Flame *Lift-Off* in a DI Diesel Engine." *SAE International, SAE Paper 2003-01-0074*, 2003.

- [30] Noehre, C., M. Andersson, B. Johansson, y A. Hultqvist. "Characterization of Partially Premixed Combustion." *SAE International, SAE Paper 2006-01-3412*, 2006.
- [31] Colban, W. F., C. M. Paul, y Seungmook Oh. "Effect of Intake Pressure on Performance and Emissions in an Automotive Diesel Engine Operating in Low Temperature Combustion Regimes." *SAE International, SAE Paper 2007-01-4063*, 2007.
- [32] UMICORE *Umicore Automotive Catalyst – Global Emission Regulation*. <http://www.automotivecatalysts.umicore.com>, 2008
- [33] Mc Geehan, James A. "Diesel Engines Have a Future and That Future is Clean." *SAE International, SAE Paper 2004-01-1956*, 2004.

# Capítulo 2

## Revisión Bibliográfica y Estado-del-arte

### Contenido

---

<b>2.1 Motores de combustión interna alternativos .....</b>	<b>17</b>
2.1.1 Ciclo Otto.....	17
2.1.2 Ciclo Diesel.....	18
<b>2.2 Estrategias de combustión LTC.....</b>	<b>19</b>
2.2.1 HCCI.....	21
2.2.2 PCCI o PCI .....	23
2.2.3 PREDIC .....	24
2.2.4 MULDIC.....	26
2.2.5 NADI.....	27
2.2.6 HiMICS.....	27
2.2.7 ACTION-HPCC.....	29
2.2.8 DCDC .....	31
2.2.9 MK (Modulated Kinetics).....	33
<b>2.3 Diagrama <math>\phi</math> x T .....</b>	<b>36</b>
<b>2.4 Modelos de chorro diesel .....</b>	<b>41</b>
<b>2.5 EGR – Gases de recirculación.....</b>	<b>46</b>
<b>2.6 Combustión por difusión de baja temperatura .....</b>	<b>51</b>
2.6.1 Estudios de visualización del chorro diesel libre en cámaras de combustión a volumen constante .....	51

---

2.6.1.1	Longitud de <i>Lift-off</i> y dosado relativo en la longitud de <i>lift-off</i> .....	51
2.6.1.2	Influencia de la temperatura del gas ambiente.....	56
2.6.1.3	Influencia de la densidad del gas ambiente .....	57
2.6.1.4	Influencia de la concentración de oxígeno .....	58
2.6.1.5	Influencia de la presión de inyección .....	59
2.6.1.6	Influencia del diámetro del orificio de la tobera.....	61
2.6.1.7	Tiempo de retraso de ignición .....	62
2.6.1.8	Efecto del choque del chorro con la pared del pistón e interacción entre chorros adyacentes .....	64
2.6.2	Estudios de la combustión por difusión de baja temperatura en motores Diesel DI.....	65
2.6.3	Estudios sobre el modelado de la combustión de baja temperatura.....	72
2.6.4	Concepto Fenomenológico .....	73
<b>2.7</b>	<b>Conclusiones .....</b>	<b>78</b>
<b>2.8</b>	<b>Bibliografía .....</b>	<b>82</b>

## 2.1 Motores de combustión interna alternativos

El desarrollo de los primeros motores de combustión interna alternativos vehiculares se sitúa hace más de 100 años debido a la necesidad de la sociedad de obtener vehículos de transporte relativamente fiables, de bajo coste de obtención y mantenimiento. Los primeros motores que destacaron por funcionalidad y rendimiento fueron los motores de ciclo Otto y Diesel cuatro tiempos, los cuales, con el paso del tiempo, se convirtieron realmente en los patrones para los motores destinados a los vehículos.

Los motores actuales pueden ser clasificados según diversos criterios de funcionamiento y constructivos. Éstos pueden ser clasificados según su aplicación (automóviles, camiones), diseño básico (alternativos o rotativos), ciclo de trabajo (2 ó 4 tiempos, aspirados, sobrealimentados), sistema de distribución (OHC, OHV), combustible (gasolina, gasóleo, alcohol, gas natural), sistema de alimentación de combustible (carburador, inyección directa o indirecta), tipo de cámara de combustión (con bowl, precámara), refrigeración (aire o agua). Todas estas distinciones son muy importantes y pueden ilustrar el gran abanico de posibilidades de motores que están o estuvieron disponibles.

En lo que se refiere a los ciclos termodinámicos que rigen el funcionamiento del motor, en los turismos lo más habitual es que sean de ciclo Otto o Diesel. La diferencia básica entre los dos tipos de motores respecto al ciclo de funcionamiento está en el tipo de encendido. El motor ciclo Otto funciona con encendido provocado mientras el Diesel posee el encendido por compresión. Actualmente, gasolina y etanol son los principales combustibles para los motores ciclo Otto y gasóleo para los motores Diesel. También es considerable en algunos países el uso de GNV, (gas natural vehicular), en los dos ciclos motores [1][2].

### 2.1.1 Ciclo Otto

Los motores de ciclo Otto se encuentran con mucha frecuencia en vehículos turismos pequeños y medios. Estos motores normalmente son de cuatro tiempos y su ciclo básico se compone de admisión, compresión, combustión por encendido provocado, expansión y escape, como se puede observar en la figura 2.1. En los motores ciclo Otto convencionales, la mezcla de aire y combustible entra en el cilindro, donde se mezcla con los gases residuales, y sufre la compresión. Bajo condiciones normales de operación, la combustión empieza al final de la compresión a través de una chispa eléctrica producida por la bujía. Alrededor de la bujía, un frente de llama se desarrolla y se propaga por la mezcla de aire y

combustible dentro del cilindro hasta alcanzar la pared de la cámara y se extingue. Debido a altas presiones causadas por la combustión, el pistón es impulsado hacia abajo. Al final de la expansión, la válvula de escape se abre y los gases resultantes de la combustión son expulsados del interior de la cámara de combustión hacia la atmósfera.

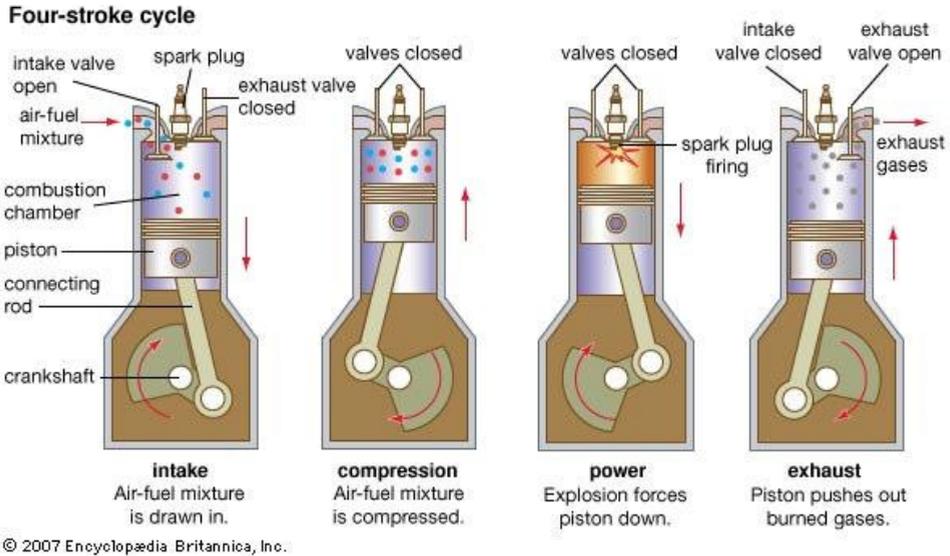


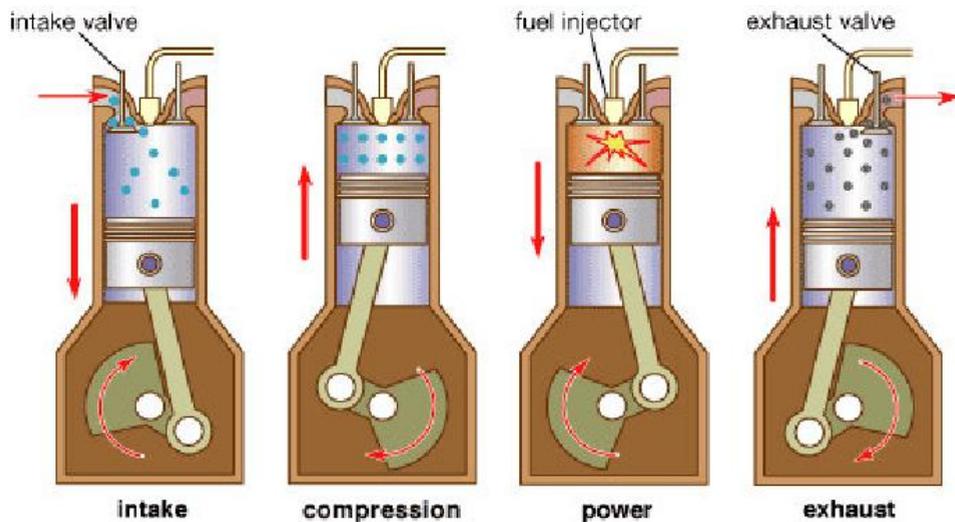
Figura 2.1 Los cuatros tiempos del motor con ciclo OTTO: admisión, compresión, combustión y escape [3].

### 2.1.2 Ciclo Diesel

Los motores ciclo Diesel tienen un gran rango de actuación, desde grandes motores industriales hasta pequeños turismos. Asimismo se pueden encontrar en trenes, navíos y generadores eléctricos.

El motor Diesel convencional se diferencia de un motor de ciclo Otto en el tipo de encendido y proceso de combustión. El figura 2.2 presenta el esquema de un motor funcionando con el ciclo Diesel convencional. La combustión en estos motores normalmente está caracterizada por una inyección de combustible cerca del PMS, (punto muerto superior), directamente dentro de la cámara de combustión o en una pre-cámara. El combustible líquido, inyectado a altas velocidades y altas presiones al final de la compresión, poco antes del punto de comienzo deseado para la combustión, se atomiza en minúsculas gotas y penetra en la cámara de

combustión. Como consecuencia, se evapora y se mezcla con el aire que se encuentra a altas temperaturas y presiones debido a la compresión. El aire ambiente transfiere calor al combustible hasta que su temperatura alcanza la temperatura de auto ignición y produce la combustión espontánea de las partes que están mezcladas con el aire. La presión en el cilindro aumenta con la combustión de la mezcla de aire y combustible. La combustión, precedida por la atomización, evaporación y mezcla con el aire, continúa hasta que finaliza la inyección y todo el combustible ha pasado por este proceso.



© 2007 Encyclopædia Britannica, Inc.

Figura 2.2 Motor ciclo Diesel y sus cuatro tiempos [4].

## 2.2 Estrategias de combustión LTC

Este apartado tiene como reto la descripción del concepto LTC (del inglés “low temperature combustion”), es decir, combustión de baja temperatura y las diversas estrategias de inyección y combustión desarrolladas para su obtención en los motores diesel modernos, dependiendo de las características operacionales como carga y régimen del motor. Debido a las reglamentaciones cada vez más exigentes, las estrategias de combustión LTC tienen más importancia año tras año y por tanto son cada vez más estudiadas.

Las estrategias de LTC buscan alcanzar una combustión sin la formación de  $NO_x$ . Akihama et al. sugieren que con una temperatura de llama por debajo de los 2100 K ya no se observaría la formación de Óxidos de Nitrógeno en cantidades significativas [5]. No obstante, la temperatura también está de cierta forma asociada a la formación de los precursores del hollín y su oxidación, lo que puede llevar a unas mayores emisiones de este contaminante.

Hay cierta divergencia en el concepto de HCCI por algunos autores. En ciertos trabajos, HCCI está directamente asociada con LTC o cualquier otra forma de combustión que sea premezclada. Sin embargo, aunque la combustión sea premezclada, la mezcla no es homogénea. Debido al tiempo insuficiente para obtenerse una mezcla completamente homogénea, la mezcla en el cilindro estaría parcialmente mezclada o estratificada en el momento que el auto-encendido ocurre. Tampoco el término combustión de baja temperatura, o LTC, debería ser tratado solamente por HCCI, ya que sería posible obtener tipos de combustiones premezcladas o difusivas de baja temperatura, lo que contradice la denominación HCCI en la cual se supone una combustión premezclada con mezcla homogénea [6][7].

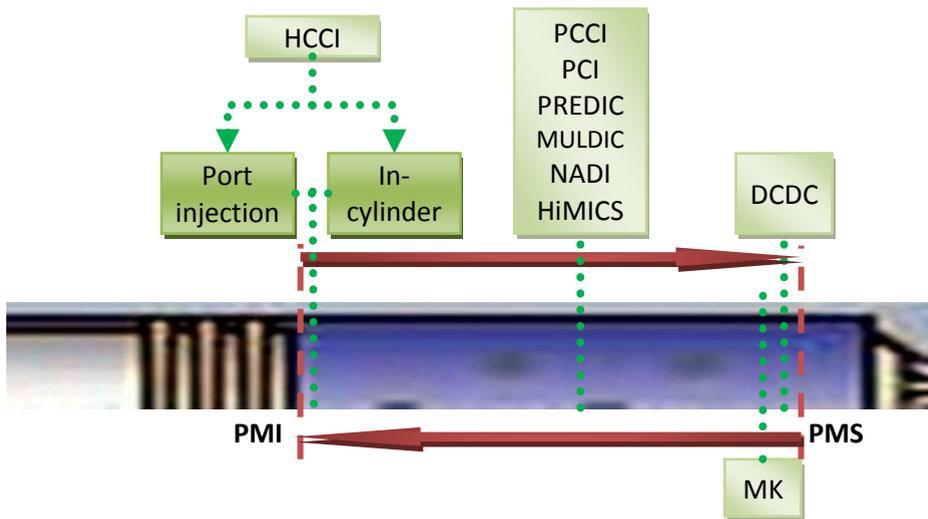


Figura 2.3 Esquema de las diversas estrategias de combustión LTC según la distancia en la cual ocurre la inyección del combustible

La figura 2.3 muestra aproximadamente los instantes, en relación al PMI y PMS, en que ocurren las inyecciones para cada estrategia de combustión. Como se ve, el puro HCCI solamente ocurre para inyecciones en el colector de admisión o

muy adelantadas dentro del cilindro, cerca del PMI. Las estrategias de combustión avanzadas tienen la inyección en el medio de la carrera de compresión y la mezcla en el comienzo de la combustión es premezclada pero no homogénea. Luego, al final de la carrera de compresión están las estrategias que buscan una combustión fría controlada por la mezcla. Y finalmente, se puede notar una modalidad en la cual la inyección ocurre retrasada en relación al PMS, denominada MK (del inglés Modulated Kinetics).

### 2.2.1 HCCI

La estrategia de combustión HCCI, (del inglés “Homogeneous Charge Compression Ignition”) se caracteriza por una combustión premezclada completamente homogénea. Es una tecnología que surgió por el gran potencial de reducción en las emisiones de contaminantes, principalmente  $NO_x$  y hollín. Asimismo, está asociada a una alta eficiencia térmica de la combustión. En este tipo de combustión, el combustible normalmente es inyectado en el colector de admisión o en el cilindro directamente, pero con un ángulo de avance muy grande, suficiente para que la mezcla entre el combustible y el aire sea bastante homogénea al comienzo de la combustión. El proceso de mezcla empieza pronto en el cilindro, y la combustión de la mezcla aire-combustible se inicia cuando ésta alcanza la temperatura de auto-encendido. A diferencia del motor de encendido provocado, la mezcla homogénea y pobre se enciende espontáneamente en varios sitios al mismo tiempo debido a la compresión. La combustión no se genera a través de una llama o un frente de llama y sino homogéneamente, es decir, las temperaturas locales son más bajas que en una combustión convencional, y la formación de los Óxidos de Nitrógeno no ocurre durante la combustión. Por otra parte, la emisión de hollín está inhibida por el hecho de que la mezcla pobre y homogénea asociada a la baja temperatura no propicia la formación de los precursores del hollín. La figura 2.4 ilustra la diferencia entre las combustiones diesel convencional y una HCCI [6][7][8].

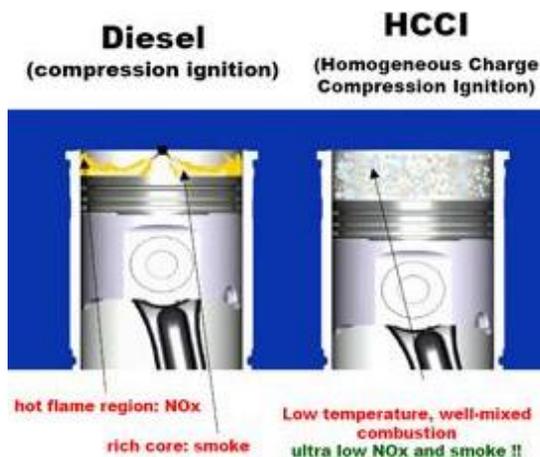


Figura 2.4 La combustión convencional controlada por la mezcla (derecha) y la tipo HCCI (izquierda)[9].

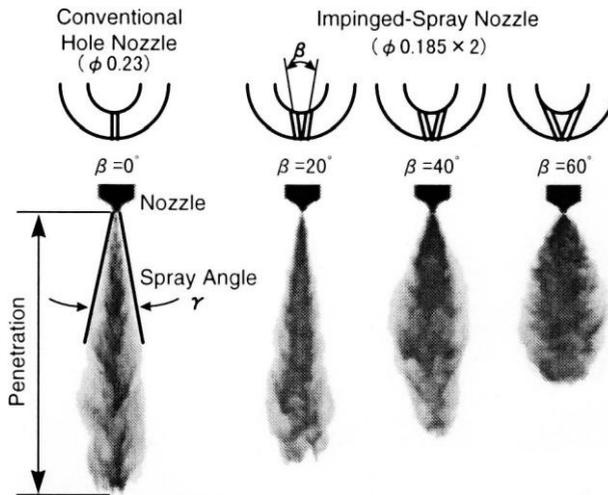
Esta estrategia, asociada a altas tasas de EGR, ofrece la ventaja de bajas emisiones de  $NO_x$  y hollín. Como esta estrategia de combustión presenta algunas desventajas en relación a la combustión convencional, todavía siguen siendo investigadas para su mejor desarrollo.

- Las emisiones de Hidrocarburos y Monóxido de Carbono son más elevadas que en una combustión convencional. Las condiciones necesarias para el HCCI como bajo dosado y alta concentración de EGR, disminuyen la temperatura de los gases quemados que también reducen las tasas de oxidación post-combustión [6][7][8][10][11][12][13][14].
- La dificultad que hay en el control del momento del auto encendido también causa problemas para su aplicación práctica. Diversas investigaciones se están realizando con el objetivo de entender mejor el proceso y su dependencia con diversos factores como homogeneidad de la mezcla, relación de compresión, temperatura de aire de admisión y del motor, concentración de oxígeno en el aire, presión de admisión, régimen, coeficiente de torbellino, etc. [6][8][10][11][12][13][14][15][16][17][18].
- Preparación de la mezcla para evitar el choque con la pared. El choque con la pared puede llevar a altas emisiones de HC y dilución del aceite del motor, perjudicando tanto las emisiones, como la integridad del motor. Asimismo, problemas relativos a la homogeneidad de la mezcla pueden llevar a efectos no deseados como detonación o ausencia de auto-encendido.

- Aun así, existe el problema de la dificultad en el control de la tasa de liberación de calor por ser una combustión puramente premezclada. Eso aporta consecuencias no deseadas como elevado ruido de combustión [6][7][8].

### 2.2.2 PCCI o PCI

PCI (“Premixed Compression Ignition”) o PCCI (“Premixed Charge Compression Ignition”) es una estrategia de combustión con similitudes con HCCI pero con la inyección de carburante ocurriendo durante la carrera de compresión como método para disminuir el choque con la pared y la pérdida de eficiencia en la combustión. Iwabuchi et al. lo presentaron en 1999 con el nombre PCI [19]. En este estudio, el motor desarrollado para el tipo de estrategia presentaba un pistón con un bowl más grande y abierto y un novedoso tipo de tobera en el cual cada orificio fue remplazado por dos orificios más pequeños que se convergían en un único chorro diesel, que, según el estudio, logró reducir la penetración del chorro al mismo tiempo que lo hizo más disperso. Se puede ver en la figura 2.5 una comparación del chorro entre la tobera convencional (izquierda) y la tobera de doble orificio (derecha) con varios ángulos de contacto. Se obtuvo una reducción considerable respecto a las emisiones de  $NO_x$  comparado con una combustión convencional sin que las emisiones de hollín suban. Sin embargo, las emisiones de  $HC$  se presentaron altas así como el consumo específico.



*Figura 2.5 Comparación entre un inyector el chorro diesel convencional (izquierda) y el chorro diesel desarrollado en la estrategia PCI. Se puede ver que la penetración disminuye y el ángulo del chorro aumenta con el ángulo entre los dos orificios [19].*

Otros estudios siguieron con el objetivo de obtener mejores resultados respecto a las características de la combustión o emisiones de contaminantes. El uso de adición de vapor de agua en la admisión [20], EGR refrigerado [21] y estrategias de múltiples inyecciones de combustible [22] ha sido utilizado con los objetivos de reducción de emisiones de  $NO_x$ , hollín y  $HC$ , aumento del rango de trabajo de la estrategia PCI en los motores diesel, por otros investigadores.

### 2.2.3 PREDIC

La estrategia de combustión PREDIC, abreviatura del inglés “premixed lean diesel combustion”, significa combustión diesel premezclada de bajo dosado. Desarrollado por New ACE Institute, se trataba de una nueva modalidad de combustión premezclada en la cual dos inyectores de doble orificio, posicionados en lateral de la cámara de combustión, de forma que los chorros se choquen, asociados a un nuevo diseño de cámara e inyecciones muy avanzadas. Aunque la inyección fuera bien avanzada y la calidad de la mezcla bien próxima a HCCI, se observó que la mezcla no era completamente homogénea. La figura 2.6 presenta la disposición de los dos inyectores laterales utilizados en el PREDIC frente al inyector de posición central que se encuentra de forma habitual en los motores de

combustión convencional. El choque entre los chorros tiene como objetivo la disminución de la penetración y mejora de la mezcla aire/combustible evitando el choque del chorro directamente con las paredes del cilindro [23].

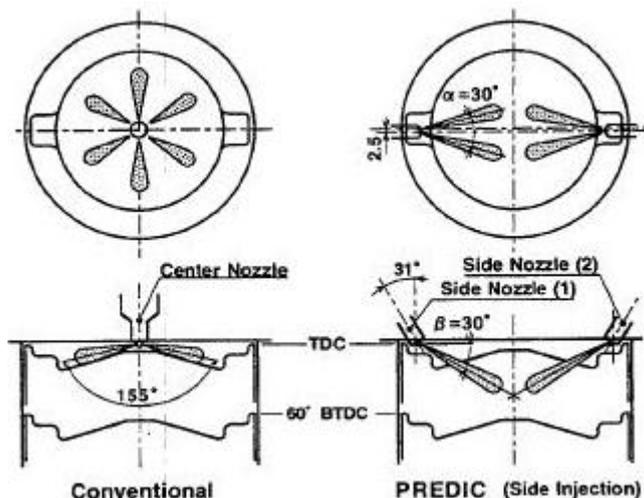


Figura 2.6 Muestra de las diferencias de los chorros para el inyector en un motor diesel con una estrategia de combustión convencional (izquierda) y la estrategia PREDIC con dos inyectores instalados lateralmente en el cilindro (derecha)[23].

Como resultado, se obtuvieron reducciones en las emisiones de  $NO_x$ , comparado a una combustión convencional, debido al bajo dosado alcanzado con la buena calidad de la mezcla, reduciéndose las regiones con mezcla estequiométrica. Por otra parte, el resultado también demostró una elevación en los niveles de emisión de  $HC$  y  $CO$ . Se realizaron estudios para la observación de las influencias de la temperatura y presión del aire de admisión, relación de compresión, geometría de la cámara de combustión y concentración de EGR, buscando la mejoría de la estrategia y la extensión de su rango operacional. A través de estos estudios, se observó la posibilidad de control de la ignición mediante la concentración de EGR. Presiones de admisión un poco más altas ayudaron en la reducción de las emisiones de  $NO_x$  y  $HC$  simultáneamente, al paso que la geometría de la cámara, con un bowl más profundo, permitió una disminución en los humos. Por otro lado, siguió la imposibilidad de aplicación de este método para cargas un poco más elevadas, encontrándose limitado a cargas parciales bajas [24][25].

### 2.2.4 MULDIC

La estrategia de combustión llamada MULDIC, del inglés “Multiple stage Diesel Combustion”, que significa combustión diesel de fases múltiples, fue desarrollada a partir de la estrategia PREDIC, también por el centro de investigaciones New ACE Institute, como una extensión de esta estrategia a cargas de trabajo más altas. Se trata de la combinación de una combustión premezclada (PREDIC) con una inyección que proporcione una combustión por difusión [26].

Las dos inyecciones están separadas tanto por el instante de la inyección como por el inyector utilizado. El esquema del motor preparado para MULDIC se muestra en la figura 2.7. Como se puede ver, los dos inyectores laterales, similar al PREDIC, son responsables por las inyecciones bien adelantadas para que se obtenga una combustión premezclada. Por lo tanto, la inyección ocurre como ya se ha mostrado en la figura 2.6 (derecha), con la interacción entre los chorros a fin de disminuir la penetración.

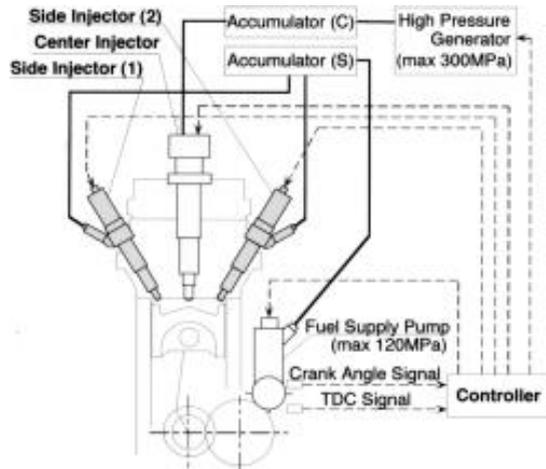


Figura 2.7 Posicionamiento de los inyectores en un motor preparado para el uso de la estrategia de combustión MULDIC [26].

La segunda inyección está asociada al inyector posicionado centralmente como un inyector de combustible destinado a una combustión convencional pero con una tobera con micro-orificios. La segunda inyección debería ocurrir después del término de la primera combustión, muy retrasada, entre 0 y 30° dPMS. Como la temperatura dentro de la cámara es alta, no hay problemas por falta de autoencendido y como la concentración de oxígeno es reducida, la formación de

$NO_x$  seguirá baja igual que en la primera combustión. Sin embargo, se observó que el retraso en el comienzo de la inyección reducía las emisiones de  $NO_x$  y hollín simultáneamente, a la vez que consumo específico de combustible era perjudicado. En otro estudio, se observó que el EGR contribuía a una reducción más efectiva de  $NO_x$  y humos y además evitaba la aparición de la detonación [27].

### 2.2.5 NADI

NADI (del inglés “Narrow Angle Direct Injection”) es una estrategia de combustión desarrollada por el Institut Français du Pétrole, IFP, y tiene como característica principal el uso de un inyector con el ángulo de inyección cerrado, formando un cono alrededor de 60 grados, además del uso de inyecciones avanzadas para bajas cargas, inyecciones retrasadas para cargas parciales (dobles) y combustión convencional en altas cargas.

El motor posee una culata plana, su relación de compresión efectiva es relativamente moderada, de 16:1 a 14:1, controlada mecánicamente por el sistema de distribución de gases de tiempo variable de apertura de válvulas (VVA), con un sistema de inyección de combustible tipo “common rail” con solamente un inyector. Además, a través de estudios en CFD, se desarrolló un nuevo diseño para el bowl para que este fuera más apto para la inyección con el cono más cerrado [28].

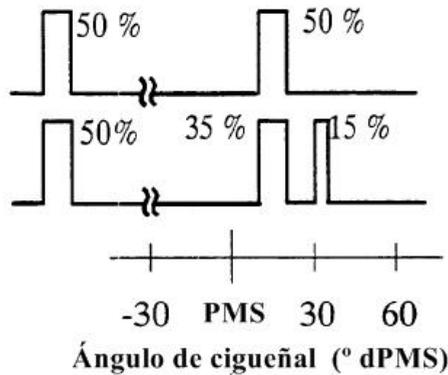
A lo largo del estudio para su mejora, se realizaron cálculos en CFD de forma extensiva para la optimización de la cámara de combustión. Asimismo, parte del estudio sobre la combustión fue calculada con el uso de CFD utilizando modelos complejos para motores pequeños y grandes, asociados a sus respectivos ensayos en motores monocilíndricos para su validación [29]. Los resultados presentaban emisiones de  $NO_x$  casi nulas para bajas cargas (hasta 0.6 MPa) y ruidos de combustión satisfactorios. Sin embargo, los niveles de emisiones de  $HC$  y  $CO$  se podrían mejorar. Otros trabajos posteriores demostraron que el control de la combustión estaba relacionado con el uso de EGR, temperatura del aire de admisión y tiempo de inyección [30][31].

### 2.2.6 HiMICS

HiMICS, o “Homogeneous charge intelligent Multiple Injection Combustion System”, fue presentado por Yokota et al. en 97 como el nuevo concepto de combustión diesel con bajas emisiones de Hino Motors [32]. Este concepto se

desarrolló para cargas más altas, entre 80% y 100% del par máximo. En lo que respecta al motor, estaba basado en un motor diesel de alta cilindrada, bajo coeficiente de torbellino y pistón con bowl tipo “shallow dish”. Asimismo, el sistema de inyección tipo common rail capaz de realizar múltiples inyecciones por ciclo y un ángulo de inyección de la tobera cerrado de 125 grados.

La figura 2.8 muestra las modalidades de inyección posibles para la estrategia HiMICS. En esta estrategia de combustión, la primera inyección estaba muy avanzada, es decir, con la primera combustión muy premezclada. La segunda inyección estaba situada después del PMS (punto muerto superior) con una combustión tipo convencional debido a las altas temperaturas de cámara obtenidas en la combustión premezclada. Aún así, existía la posibilidad del uso de una post-inyección muy retrasada.



*Figura 2.8 Dos modalidades de inyección para la estrategia de combustión HiMICS. La primera (superior) está compuesta de una pre-inyección bien adelantada y una inyección principal mientras la segunda posee una post-inyección retrasada.*

Se logró una combustión con baja formación de  $NO_x$  y hollín que se atribuyó a la baja temperatura de los gases quemados y al bajo dosado en la combustión premezclada, a la vez que los gases quemados de la primera combustión premezclada servían de EGR interno para la segunda combustión. Con la post-inyección, las emisiones de hollín se reducían todavía más. Sin embargo, las emisiones de hidrocarburos se mantuvieron muy altas [32]. Estudios adicionales mostraron que el uso de EGR con temperaturas controladas podría redundar en mejoras en las emisiones de HC sin severas penalizaciones en la formación de humos y empeoramiento en las relaciones entre las emisiones de  $NO_x$  y consumo específico de combustible [33].

### 2.2.7 ACTION-HPCC

ACTION (del inglés “Advanced combustion technology to improve engine-out  $NO_x$ ”) fue presentada por Ricardo Consulting Engineers en 2005 como un plan de desarrollo de un sistema integrado para la reducción efectiva de las emisiones de  $NO_x$  en un motor Diesel para ajustarse a la regulación americana Tier 2 Bin5. Este plan se compone de varios niveles o fases con distintos objetivos y sigue en desarrollo hasta el momento [34].

La principal estrategia de combustión utilizada en este concepto fue bautizada con el nombre de HPCC, del inglés Highly pre-mixed cool combustion, que significa combustión fría altamente premezclada. Como resultado, las mejoras ya realizadas y las previstas en el motor Diesel giran alrededor de esta estrategia de combustión.

Como enseña el gráfico de la figura 2.9, el desarrollo combina innovaciones en el diseño y control de varios mecanismos y estudios sobre el comportamiento de la combustión a través de modelos computacionales y ensayos tanto en motores monocilíndricos como en policilíndricos en las partes finales de cada fase. La reducción a lo largo del tiempo en las emisiones de  $NO_x$  tiene un peso en el coste final del motor debido al coste de los nuevos equipos y del post-tratamiento. El objetivo de ACTION, a su vez, es disminuir la carga de los post-tratamientos, aunque se ve que seguirán teniendo cierto peso para que se pueda satisfacer las próximas regulaciones de emisión de contaminantes en Europa y los Estados Unidos de América [35][36].

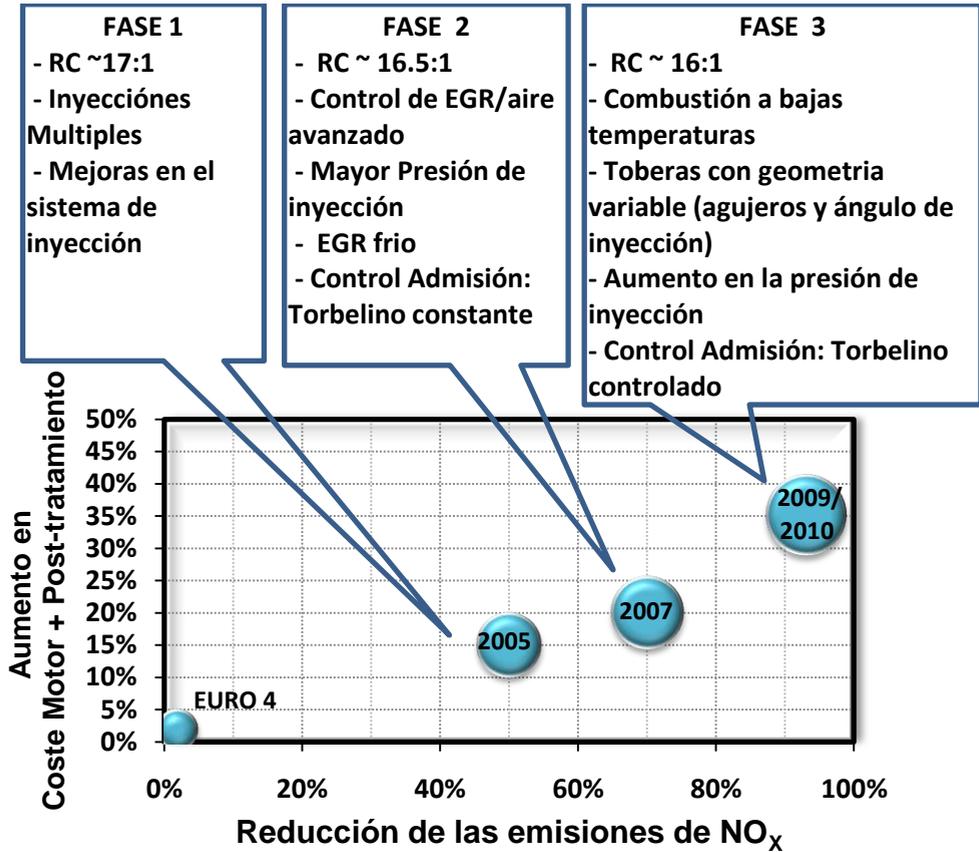


Figura 2.9 Reducción de las emisiones de NO<sub>x</sub> vs. el incremento del coste de los cambios en el motor más post-tratamiento para atender a las normas vigentes. Cada fase tiene en cuenta sus características más importantes y fecha de término prevista.

En la primera fase de desarrollo del concepto ACTION, se configuró la relación de compresión del motor a 17:1. Los estudios con múltiples inyecciones con la estrategia HPCC redujeron la formación de NO<sub>x</sub> en un 40% en relación al motor producido para la regulación vigente EURO 4.

Posteriormente, para la fase 2, la relación de compresión se redujo a 16,5:1 y se utilizó un sistema de inyección capaz de inyectar a presiones de hasta 1600 bares. Se mejoró el control de la mezcla de aire y EGR a través de controles más avanzados además del uso de EGR refrigerado. Otra novedad fue un sistema de control del torbellino por el colector de admisión para mantenerlo constante

independientemente de la carga y del régimen del motor. Con todo, las emisiones de  $NO_x$  bajaron a valores 70% más bajos que EURO4 con la estrategia HPCC.

En la próxima fase, que todavía no está completa, se espera una reducción de hasta un 93% de las emisiones de  $NO_x$ . La relación de compresión establecida es de 16:1 con el objetivo de obtener temperaturas aún más bajas en la combustión. Los estudios se centran en un colector de admisión con torbellino variable, presiones de inyección de hasta 2000 bares con inyector piezoeléctrico amplificado hidráulicamente y tecnología de tobera con geometría y ángulo de inyección variables. Aún está en desarrollo un novedoso sistema de control adaptativo de la combustión en ciclo cerrado con evaluación de la señal del captador de presión en el cilindro para mejor control del dosado y EGR.

Los estudios hasta la fase 2 indican que los niveles de hollín y el consumo específico son aceptables. Todavía, el ruido de la combustión y las emisiones de  $HC$  y  $CO$  son los principales desafíos, mientras que la formación de  $NO_x$  está cerca de cero [36].

### 2.2.8 DCDC

Basado en estudios anteriores sobre combustión por difusión con combustibles alternativos oxigenados en una cámara de volumen constante, Upatnieks et al, de Sandia National Laboratories, presentaron un concepto llamado DCDC, del inglés “Dilute Clean Diesel Combustion” [37]. Se trata de un tipo de combustión Diesel convencional, es decir, una combustión controlada por la mezcla con altos niveles de EGR y combustible altamente oxigenado [38][39].

El combustible utilizado fue DGE, Dietilén-glicol-dietil-eter, cuya composición química es  $C_8H_{18}O_3$ . El oxígeno encontrado en su composición podría ayudar a evitar que la combustión pasase por la península de hollín que se encuentra en el gráfico  $\phi \times T$  (abordado más detalladamente en el apartado 2.3) y reducir el retraso de ignición, favoreciendo la combustión por difusión [40][41].

En los trabajos realizados en su desarrollo, se obtuvieron bajos valores para las emisiones de  $NO_x$  y hollín sin que la eficiencia térmica fuese afectada considerablemente por el exceso de EGR. No obstante, el gradiente de subida de presión se mantuvo en niveles bajos. Las dos ventajas presentadas por esta estrategia de combustión son, una mayor facilidad de control de la ignición en comparación con las combustiones premezcladas y la posibilidad real de aplicación directa a cargas más altas.

En la figura 2.10 están representadas las visualizaciones de la combustión convencional (izquierda), con 21%O<sub>2</sub>, y la combustión DCDC (derecha), con 9%O<sub>2</sub>. La longitud  $H$  es la longitud del *lift-off* de la llama para cada tipo de combustión. En primer lugar, como se puede observar, el color de las llamas es muy distinto, siendo la llama de la combustión convencional de tono amarillo y la llama de DCDC de tono azul. El tono amarillo en la combustión proviene de la incandescencia del hollín durante su oxidación. Esta diferencia entre los colores indica que en la combustión DCDC no se percibe la incandescencia del hollín en la llama, es decir, su formación está en niveles despreciables. Otra observación es que, debido a que la concentración de oxígeno utilizada en la estrategia DCDC es más baja, la longitud del *lift-off* del mismo es más grande que la convencional [38][40][41].

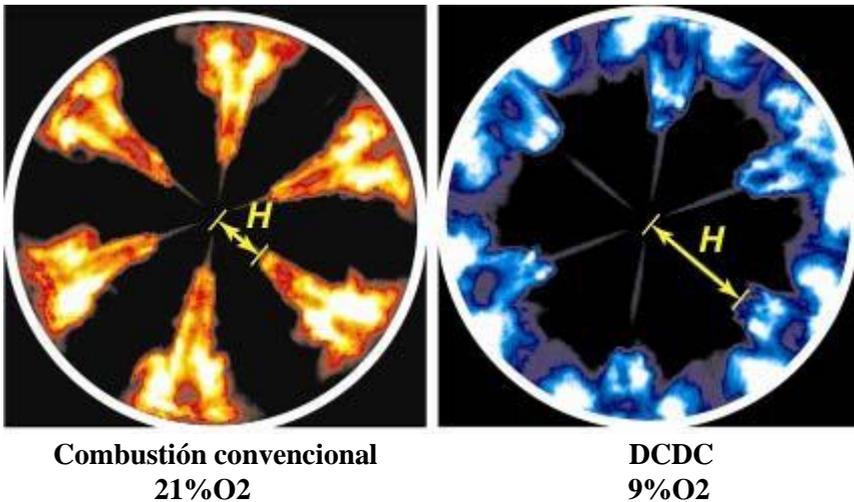


Figura 2.10 Visualizaciones de una combustión convencional (izquierda), con 21% de O<sub>2</sub> en el aire de admisión, y la combustión DCDC (derecha), con 9% de O<sub>2</sub> [38].

El dosado relativo local en el *lift-off* era rico, alrededor de 2.7, pero no se detectó la formación de humos. La no formación de este contaminante fue atribuida a la baja temperatura de la llama que sería lo suficientemente baja como para evitar el comienzo de la formación de las partículas del hollín, rompiendo así la cadena del proceso de formación. En otras palabras, las emisiones de hollín se podrían controlar por la temperatura de llama, además de la estequiometría local en la longitud del *lift-off*. La hipótesis de la baja temperatura pudo ser confirmada por las

bajas emisiones de  $\text{NO}_x$  detectadas en el escape con la estrategia DCDC [38][40][41].

### 2.2.9 MK (Modulated Kinetics)

Kimura et al. presentaron en 1999 un nuevo concepto de combustión desarrollado por Nissan con bajas emisiones de  $\text{NO}_x$  y hollín. El concepto se denominó MK, del inglés “Modulated Kinetics”, y se concibió con el objetivo de conciliar combustión de baja temperatura con combustión premezclada [42].

La estrategia está basada en el esquema propuesto por Kimura presentado en la figura 2.11. Como se puede ver, la reducción en las emisiones de  $\text{NO}_x$  proviene de un enfriamiento de la combustión causado por la disminución de la concentración del oxígeno del aire de admisión que a su vez, es debido a la dilución de EGR en el mismo. Por otro lado, este efecto de dilución causa una elevación en las emisiones de hollín. Con base en este efecto, se buscó un aumento de la fase de combustión por premezcla. Cabe mencionar que este aumento puede ser realizado de dos formas distintas: con la inyección muy avanzada en relación al PMS, como anteriormente ha sido abordado en este trabajo en diferentes estrategias de combustión, o con la de inyección retrasada. Este último es el caso de la estrategia MK, en la cual el comienzo de la inyección de combustible ocurre después del PMS para promover un mayor retraso en la ignición, y posteriormente, un tiempo más largo de mezcla entre el aire y el combustible. Algunos efectos indeseados de esta estrategia son el deterioro del proceso de combustión, que causa el aumento del consumo de combustible y de las emisiones de  $\text{HC}$  y  $\text{SOF}$  [42][43].

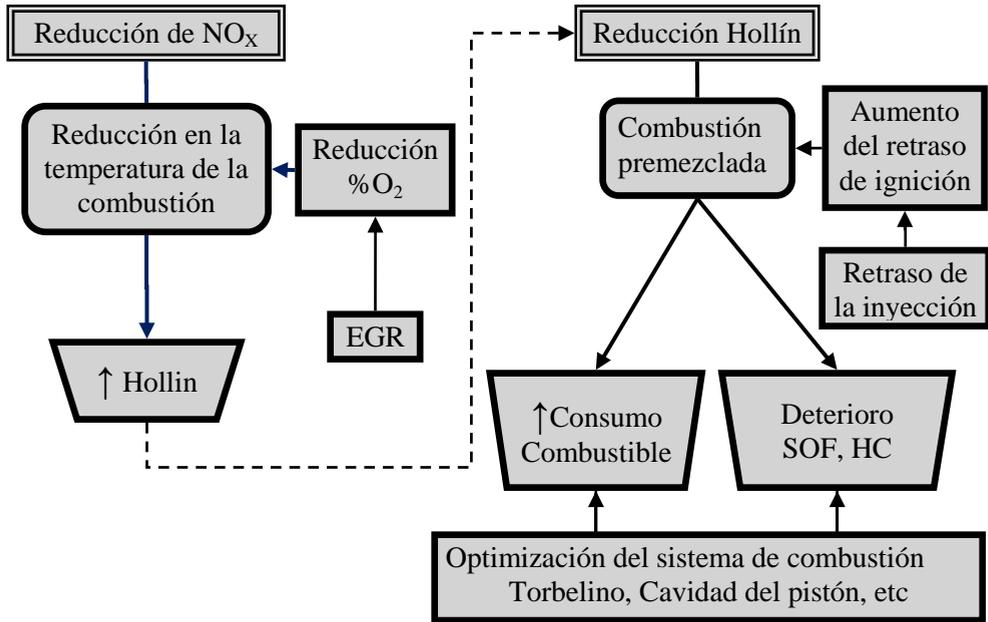


Figura 2.11 Esquema propuesto por Kimura et al. para el desarrollo de la estrategia de combustión MK [42].

Los efectos de cada cambio en las emisiones de  $NO_x$ ,  $HC$  y hollín, además de la eficiencia térmica del motor pueden ser vistos en los gráficos de la figura 2.12. Desde el punto inicial, más a la derecha, se ven los valores referentes a la combustión convencional. La reducción de la concentración de oxígeno en el aire de admisión de 21% a 15%, representada por el camino I en el gráfico, reduce las emisiones de  $NO_x$  y aumenta la eficiencia térmica mientras las emisiones de hollín e hidrocarburos sin quemar suben significativamente. El retraso de la inyección, camino II, reduce la formación de  $NO_x$  y las emisiones de hollín pero, al mismo tiempo, baja la eficiencia térmica y eleva las emisiones de  $HC$ . Por último, las emisiones de hidrocarburos sin quemar, hollín y eficiencia térmica presentan mejoras en el camino III con el aumento del coeficiente de torbellino mientras las emisiones de  $NO_x$  se mantienen casi constantes [42][43].

La posibilidad de expansión del uso de la estrategia MK para cargas más altas estaría limitada por dos importantes factores. A altas cargas, la temperatura de los gases de escape aumentan, y consecuentemente, de los gases de recirculación que pueden causar un acortamiento en el retraso de ignición. El otro problema es el

aumento en la duración de la inyección debido a la mayor cantidad de combustible que se debe inyectar. El proceso de combustión empezaría muy tarde en el ciclo para que la combustión fuera premezclada [42][43].

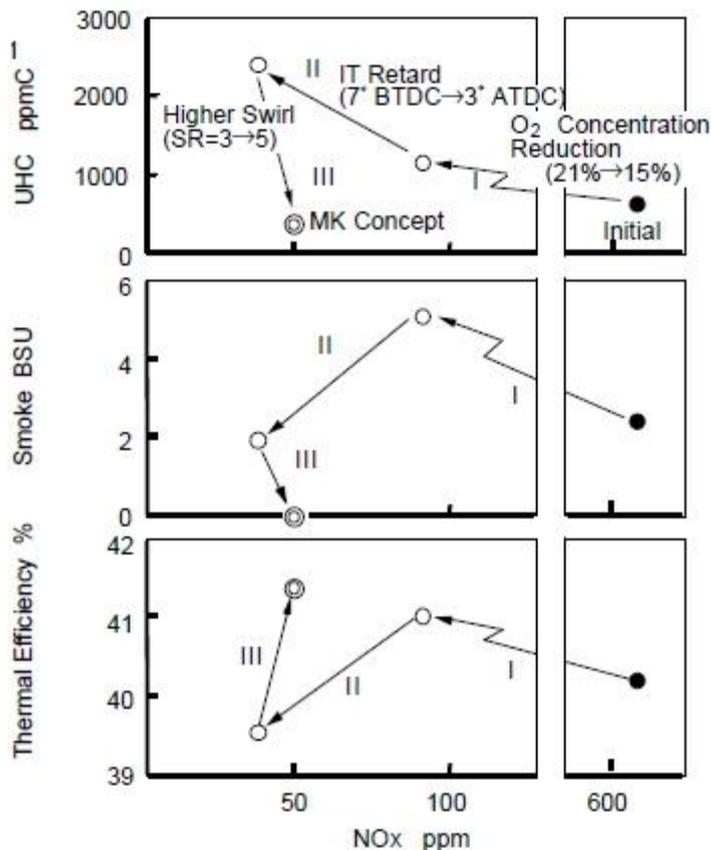


Figura 2.12  $NO_x$  vs. UHC, hollín y eficiencia térmica del motor a cada paso de la evolución de un motor convencional hasta llegar al concepto MK [43].

Con el objetivo de mejorar el proceso de mezcla del chorro antes de la combustión, Kawashima et al. hizo un estudio profundizando en el uso de altos coeficientes de torbellino y sugirió su aplicación en un motor MK [44]. Kimura et al. implementaron un coeficiente de torbellino de 9.0 y obtuvo una reducción media de 60% en las emisiones de  $HC$ , con mejoras también en la eficiencia térmica de la combustión, sin que las emisiones de  $NO_x$  y hollín se vieran comprometidas por ello [45].

El desarrollo de esta estrategia para ampliar su rango de operación llevó al uso de una relación de compresión de 16:1, más baja que la original, además de una presión de inyección más alta y EGR refrigerado. Estos tres cambios hicieron que el tiempo de retraso aumentase, mejorando la capacidad de mezcla entre el aire y el combustible. Se rediseñó el pistón en relación al original. Se aumentó el diámetro de la cavidad del pistón (bowl) y se redujo su profundidad. Juntamente con el coeficiente de torbellino más alto, alrededor de 10, se logró una reducción efectiva de las emisiones de hidrocarburos sin quemar. También se presentó para este concepto una clara correlación entre el dosado relativo, las emisiones de hollín y el intervalo de tiempo que hay entre el final de la inyección y el comienzo de la combustión [43][45].

Kondo et al. hicieron un estudio con el objetivo de reducir el ruido de la combustión en un motor con MK y verificaron que las características principales de esta estrategia (alta concentración de EGR e inyección retrasada) hacen que el ruido de la combustión MK sea menor que el ruido proveniente de una combustión convencional [46]. A su vez, Lee et al. investigaron la influencia de la presión de admisión en la combustión MK buscando un valor óptimo para este parámetro y concluyeron que presiones de inyección más altas son perjudiciales por reducir el tiempo de retraso de ignición [47].

## 2.3 Diagrama $\phi$ x T

En el proceso de combustión de los motores Diesel, el dosado relativo y las temperaturas de los gases quemados,  $Tq$ , tienen gran importancia en la formación de los contaminantes. En 1988, Kamimoto et al. [48] presentaron por la primera vez una representación gráfica de la formación de contaminantes, en el caso de hollín y  $NO_x$ , basado en un modelo 0D, a través del diagrama  $\phi$  x T (figura 2.13). Kamimoto et al. muestran la región donde se obtendría el hollín proveniente de la combustión y las regiones donde no se formarían o se oxidarían completamente. Asimismo, representa la región de formación de  $NO_x$  y sugiere el camino con altas temperaturas durante la combustión en la cual no habría emisión de estos contaminantes (en la figura llamado “desirable path”). En este camino, la combustión pasaría entre las regiones de formación de hollín y  $NO_x$ , pero sin tocarlas, con el objetivo de evitar sus formaciones durante la combustión. Sin embargo, el mapa estaba limitado al modelo investigado y el dosado relativo,  $\phi$ , no era más grande que 4.

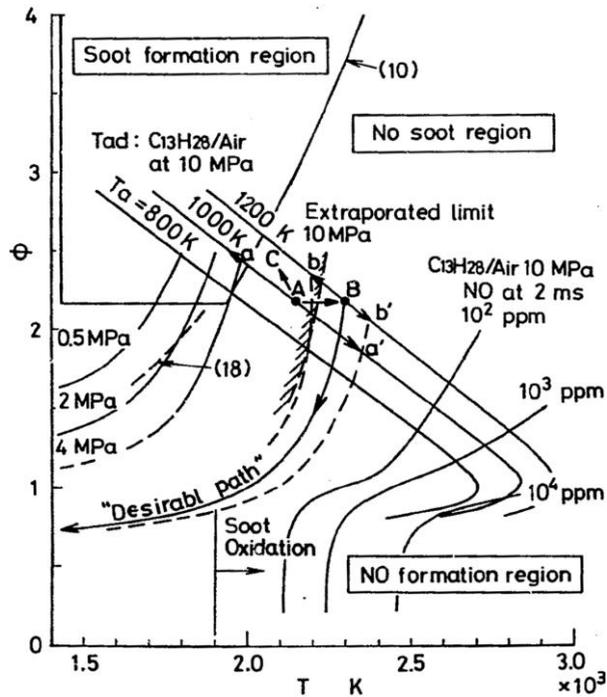


Figura 2.13 Primera representación gráfica del mapa  $\phi \times T$  desarrollada por Kamimoto et al.

Akihama, en sus estudios sobre el mecanismo de la combustión sin humos, profundiza el mapa de  $\phi \times T$  y su modelo 0D [5]. El diagrama presentado fue calculado con un tiempo de reacción de 1 ms, a presión constante igual a 6 MPa y sin EGR utilizando n-Heptano como el combustible base para los cálculos. Al contrario de Kamimoto, Akihama lo utilizó para desarrollar un modelo de combustión de baja temperatura de llama que evitara la formación de precursores del humo y, además, lo suficientemente bajas para que no haya formación de  $NO_x$ . En la Figura 2.14, aparece el mapa  $\phi \times T$  desarrollado por Akihama et al. basado en el trabajo de Kamimoto. El área de formación de hollín descrita por Kamimoto aparece representada en el mapa, pero no hay información para  $\phi > 4$ . Además, ambos límites se desarrollaron para 10% de la formación total de humos. La formación de hollín a altas temperaturas es bastante semejante en los dos modelos. Sin embargo, en el modelo anterior, la supresión de la formación de hollín se daría a temperaturas de llama inferiores a 1400 K. Entretanto Akihama propuso que este fenómeno ocurriría por debajo de los 1700 K. Según el autor, las diferencias

podrían atribuirse a las diferencias en el modelado, una vez que Kamimoto lo había planteado para una presión constante a 10 MPa.

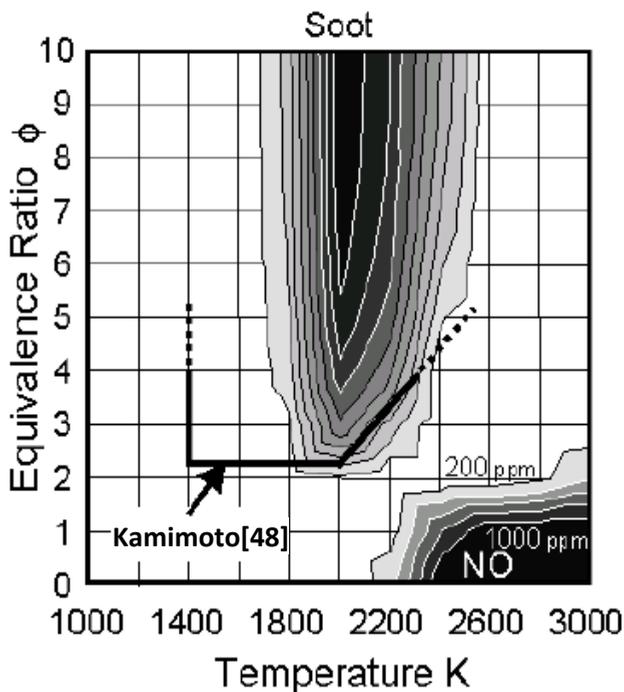


Figura 2.14 Mapa  $\phi \times T$  desarrollado por Akihama con una presión constante de 6 MPa y tiempo de reacción de 1 ms [5].

En la figura 2.15, se puede encontrar el mapa  $\phi \times T$  presentado por Kook et al. [49] donde están representadas las regiones de formación de hollín y  $NO_x$ . Este mapa se desarrolló de acuerdo con los resultados numéricos obtenidos por Kitamura et al. [50], perfeccionando el modelo anterior, calculado para las mismas condiciones pero con el tiempo de reacción de 2 ms. Asimismo, se representó la frontera que regula la oxidación de los CO (en azul) en función de los mismos parámetros, demostrado por Adomeit et al. [51]. A la derecha de esta frontera, la cinética química de la oxidación del CO ocurre de manera muy rápida y alcanza el estado de equilibrio casi instantáneamente al paso que a la izquierda, la oxidación del CO ocurre muy lentamente, pudiendo elevar considerablemente la concentración de CO en el escape. Otra contribución del mismo autor destacada en el mapa son las regiones de oxidación del hollín, que tienden a bajar de intensidad cuanto más bajas son las temperaturas o más altos son los dosados relativos.

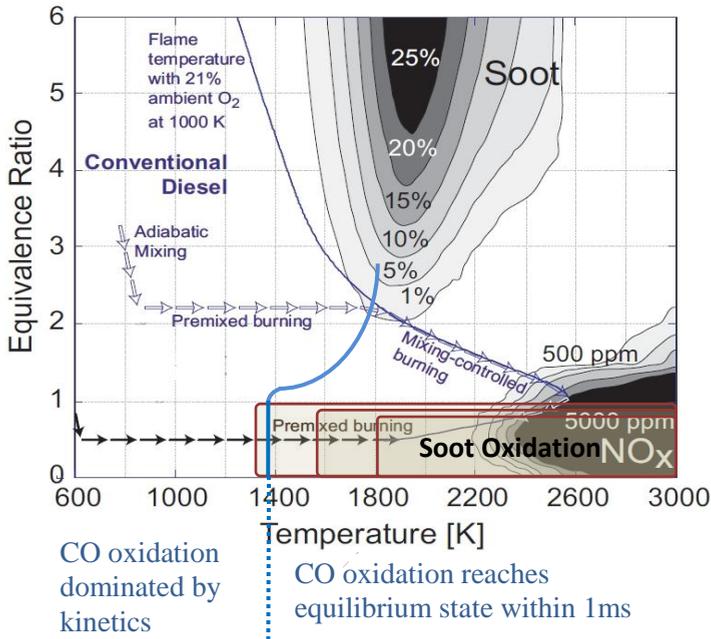


Figura 2.15 Mapa  $\phi \times T$  con tiempo de reacción de 2 ms representando las regiones de formación de hollín y  $NO_x$ . Se puede ver también el camino recorrido por una combustión convencional con una concentración de 21% de oxígeno en el aire de admisión tal como para una combustión HCCI [49][51].

La línea continua de color morado refleja las temperaturas máximas de llama alcanzadas por las reacciones a una temperatura ambiente de 1000 K y 21% de oxígeno en el aire ambiente. El camino recorrido por las flechas moradas es el típico camino seguido por el combustible en el mapa  $\phi \times T$  para una combustión convencional controlada por la mezcla. En el camino mostrado, tras la inyección de combustible en la cámara de combustión, se inicia un proceso de mezcla adiabático que, después del tiempo de retraso, es seguido por una liberación de calor rápida, haciendo que la mezcla llegue a la temperatura de la llama, describiendo así el proceso de mezcla y combustión premezclada. La oxidación del combustible en la combustión controlada por la mezcla ocasiona el paso de la partícula por la curva relativa a la temperatura de la llama. Para valores de  $\phi$  inferiores a 1, la liberación de calor empieza a bajar y la reacción y mezcla sirven para bajar la temperatura de la partícula. Se puede observar en esta parte que, cuando el elemento está en una mezcla pobre a elevadas temperaturas de llama ocurre la oxidación del hollín. El camino indicado por las flechas negras muestra el trayecto realizado por una

combustión típica HCCI, completamente premezclada antes del comienzo de la combustión. Es evidente que la formación de hollín y  $NO_x$ , además de la oxidación parcial o completa del hollín, dependen del trayecto seguido por el proceso de combustión en el mapa  $\phi \times T$ .

Kook et al. presentaron también las representaciones aproximadas de dos estrategias distintas de combustión premezclada en el mapa  $\phi \times T$  (figura 2.16): la primera (A) basada en una combustión con una inyección muy retrasada con concentración moderada de EGR (como MK) y la segunda (B) con una inyección adelantada y alta concentración de EGR (como PCI) [49].

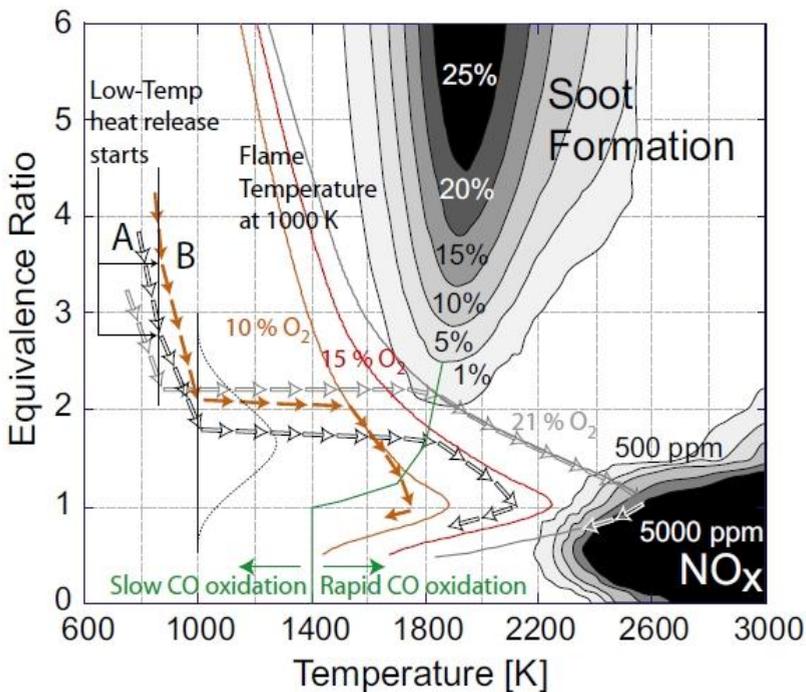


Figura 2.16 Recorrido de la combustión para distintas estrategias de combustión premezclada en el mapa  $\phi \times T$  [49].

Empezando por el trayecto “A”, en el comienzo de las reacciones de baja temperatura, la menor temperatura ambiente dentro de la cámara en comparación con la combustión convencional (flechas grises) promueve la disminución del dosado relativo de la mezcla así como el aumento del tiempo antes de las reacciones a altas temperaturas, es decir, el retraso de ignición. Durante la

combustión premezclada, la tasa de mezcla aire-combustible se reduce a niveles muy bajos pero se sigue produciendo, como se puede ver por la pequeña pendiente negativa mientras las temperaturas aumentan rápidamente. En la última parte de la combustión, la expansión del volumen del cilindro causa un enfriamiento de la masa total atrapada y no es posible alcanzar la temperatura máxima de la llama calculada para una combustión convencional con temperatura ambiente de 1000 K y concentración de  $O_2$  de 15% (línea roja). Al final de la combustión premezclada, se espera alguna formación de hollín por la proximidad del trayecto con el área de formación de hollín. Después de la estabilización de la llama, se alcanza las temperaturas máximas en el proceso de combustión sin que se atraviese el área de formación de  $NO_x$  y eventualmente ocurre la oxidación del  $CO$  y del hollín.

Por otro lado, el trayecto “B” tiene la inyección avanzada en relación al PMS. Como las condiciones de operación tienen una concentración de oxígeno más baja, alrededor de 10%, pero con la temperatura ambiente similar a la del trayecto “A”, el dosado relativo en el comienzo de la liberación de calor de baja temperatura es más alto. Sin embargo, el dosado baja a valores cercanos del obtenido con el trayecto “A” antes del comienzo de la combustión, debido al aumento del tiempo de retraso antes de la liberación de calor a altas temperaturas. La temperatura del trayecto en el final de la combustión premezclada corresponde a la temperatura máxima de llama calculada para 10% de concentración de oxígeno. Mientras sigue el proceso de mezcla juntamente con la combustión, las temperaturas siguen equivalentes hasta que la expansión del volumen en el cilindro empieza a bajar considerablemente la temperatura de la masa atrapada y las curvas se separan nuevamente. El final del trayecto se adentra poco en el área donde la oxidación del  $CO$  es más rápida, lo que dificulta el control de las emisiones y, eventualmente, causa su elevación a niveles bastante significativos.

La utilización del mapa  $\phi \times T$  para entender los distintos procesos de combustión y la formación de contaminantes es de vital importancia y por eso diversos autores intentan hacer una interpretación de sus estudios de acuerdo con el mapa.

## 2.4 Modelos de chorro diesel

Para la mejor comprensión del fenómeno de la combustión en el motor de ciclo Diesel, es muy importante entender los fundamentos de cómo se desarrolla el chorro Diesel y su combustión. En 1997, Dec [52] propuso un nuevo modelo conceptual de desarrollo del chorro, que describe el chorro desde el comienzo de la inyección hasta su estabilización completa en un chorro estacionario.

La figura 2.17 muestra, esquemáticamente, el modelo de combustión de un chorro Diesel propuesto por Dec. En la figura, las imágenes de las llamas desde 1.0° ASI hasta 3.0° ASI (After Start of Injection) muestran el proceso en el comienzo de la inyección. A partir de 3.0° ASI, el englobamiento de aire debería ser suficiente para que el chorro estuviese completamente vaporizado. Se puede ver, en este punto, la región en negro que delimita la longitud líquida del chorro. A los 4.0° ASI, el área blanca alrededor del área negra representa la región donde el combustible estaría vaporizado y mezclado con aire, con un dosado relativo aproximadamente uniforme entre 2 y 4.

Entre 4.5° y 5.0° ASI, los primeros puntos de quimioluminiscencia revelan el probable momento de auto ignición, con la ruptura de las cadenas de carbono de una parte del combustible inyectado y la formación de PAH (Hidrocarburos poli-aromáticos), que son unos de los precursores del hollín dentro del chorro [52][56]. Además, en este punto, la tasa de liberación de calor empieza a aumentar rápidamente, indicando que el pico generado por la combustión de la premezcla ocurre en este momento por la combustión de una mezcla rica.

Según Dec, entre 5.0° y 6.0 ASI, se da la formación de la llama difusiva en los alrededores del chorro, en el frente de llama, donde la mezcla rica de aire y combustible entra en contacto con el aire ambiente exterior al chorro. En la parte interior del chorro, se puede ver la formación del hollín. En el intervalo desde 5.0° ASI y 6.0° ASI, debido al aumento de la temperatura interna en el cilindro, la longitud líquida del chorro, donde el combustible se evapora y mezcla con el aire antes de la combustión, disminuye. Asimismo, partículas de hollín de reducido tamaño aparecen en mayor cantidad en la región central del chorro. La llama difusiva, presentada en el esquema como la línea más espesa alrededor del chorro, se desarrolla alrededor de los 6.5° ASI.

En la parte final de la combustión premezclada, a 8.0° ASI, el chorro se desarrolla y penetra a lo largo de la cámara de combustión. En el centro del vórtice que se desarrolla en la extremidad del chorro se puede visualizar una gran concentración de hollín. La llama difusiva sigue en los bordes del chorro, donde la reacción ocurre con dosado relativo estequiométrico. A los 10° ASI, como se puede ver en el esquema, el chorro ya ha penetrado completamente y el vórtice está totalmente formado. Desde este momento, la combustión es estacionaria, difusiva y controlada por la mezcla hasta el fin de la inyección. Además, la concentración del hollín se hace mayor en el centro del vórtice y el tamaño de la partículas de hollín son más grandes en esta región.

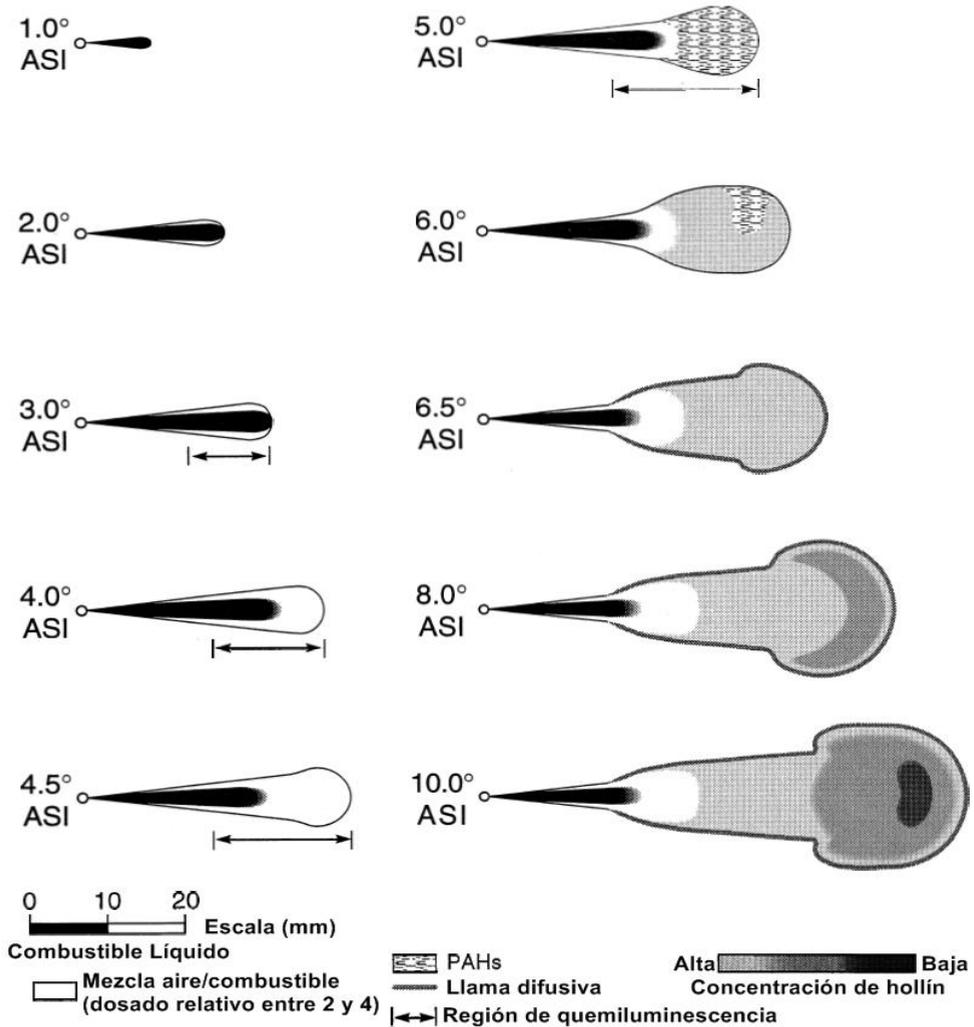


Figura 2.17 Esquema con una secuencia temporal del desarrollo de un chorro diesel desde el comienzo de la inyección de combustible hasta el comienzo de la combustión controlada por la mezcla [52].

La figura 2.18 presenta el modelo de chorro Diesel durante la combustión controlada por la mezcla válido hasta el fin de la inyección de combustible, es decir, es un modelo de chorro para el régimen cuasi-estacionario. El comportamiento del chorro después del fin de la inyección, en régimen transitorio, ya no puede ser estudiado por este modelo.

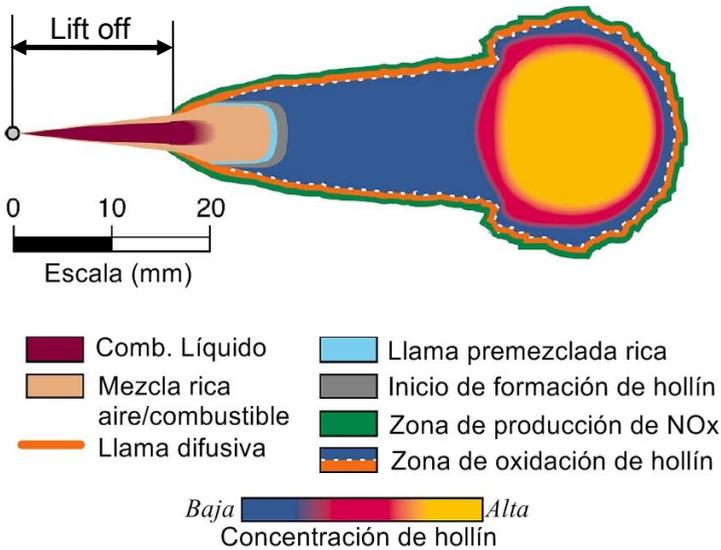


Figura 2.18 Modelo conceptual de chorro diesel de DEC [52].

En la figura 2.18, se puede verificar, junto al orificio de la tobera, que el combustible sale en estado líquido. Sin embargo, debido a las diferencias de temperatura y densidad entre el combustible y el aire ambiente, el combustible se va transformando en pequeñas gotas que se evaporan y se mezcla con el aire englobado en la longitud de *lift-off*. La longitud de *lift-off*, mostrado en la figura 2.18, es la parte del chorro donde el combustible se vaporiza y se mezcla con el aire ambiente antes del comienzo de la llama. Después de la región de mezcla rica aire/combustible, está la llama de premezcla rica (línea azul). En ella, el combustible mezclado con el aire, con un dosado relativo entre 2 y 4, empieza a reaccionar. El área de comienzo de la formación del hollín está justo después del final de la longitud del *lift-off*, donde se forman los precursores del hollín. Alrededor de la llama, se puede ver la región de la combustión controlada por la mezcla, donde ocurre la oxidación del hollín formado en el interior de la llama, presentada por la línea de puntos blanca, y la formación del NO<sub>x</sub>, representada por la línea verde exterior.

Sin embargo, Dec afirmó que se podría mejorar el modelo en algunos aspectos. En primer lugar, había incertidumbres sobre las reacciones que se daban entre el fin de la longitud líquida y la longitud del *lift-off*. En segundo lugar, el modelo no incluía el final de la combustión, es decir, la parte de la combustión

después del término de la inyección de combustible. En tercer lugar, el modelo no consideraba las características dinámicas de un motor real por haberse desarrollado en un ambiente con volumen, densidad y temperatura controlados. Se deberían estudiar la influencia de muchos parámetros fundamentales como presión de inyección, diámetro de los orificios de la tobera del inyector de combustible, entre otros. Finalmente, propuso investigar las interacciones entre el chorro y la pared del pistón además de las interacciones entre chorros.

En 2005, el instituto Sandia publicó una extensión del modelo de DEC elaborado para una combustión controlada por la mezcla tipo LTC [53]. El modelo, desarrollado por Musculus y Cicone, se basó en visualizaciones en un motor grande con accesibilidad óptica. El motor operaba con grandes concentraciones de EGR y una sola inyección, lo que ocasionaba una combustión de baja temperatura, LTC, con bajas emisiones de  $NO_x$  y hollín. El esquema del modelo está mostrado en la figura 2.19.

En la imagen 1 de la figura 2.19, el combustible líquido (en azul) presenta una penetración mayor que la obtenida por una combustión convencional debido a la baja temperatura y densidad del aire dentro de la cámara de combustión en el PMS. En caso de longitudes líquidas muy largas, el combustible puede chocar con el pistón, causando pérdidas en la eficiencia de la combustión y aumento en las emisiones de contaminantes. La imagen 2 muestra la quimioluminiscencia (verde) proveniente de las reacciones que ocurren en el proceso de ignición. Luego, en la imagen 3, se puede observar que la energía liberada en la ignición contribuye a la vaporización de combustible líquido, es decir, la longitud líquida se reduce con el comienzo de la combustión. En el siguiente instante, la fluorescencia del radical  $OH$  (verde) aparece en la parte interior del chorro, en la imagen 4. El radical  $OH$  indica que la mezcla estaría cerca del dosado estequiométrico en la parte interna del chorro. En una combustión convencional, la parte interna está compuesta de una mezcla aire/combustible rica y los radicales  $OH$  solamente son visibles en la región periférica del chorro, donde las reacciones ocurren con mezcla aire/combustible estequiométrica. Finalmente, las imágenes 5 y 6 muestran que las regiones donde hay formación de hollín están en el extremo del chorro. Estas regiones de formación de hollín son deficitarias en radicales  $OH$  (verde), como se puede ver en las imágenes.

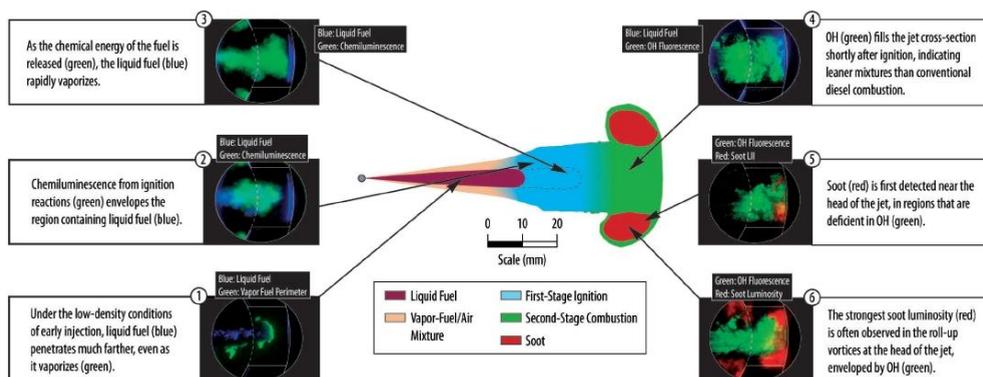


Figura 2.19 Esquema de modelo conceptual de chorro extendido para una combustión diesel LTC difusiva, con las visualizaciones de algunos pasos del proceso de ignición y estabilización de la llama [53].

## 2.5 EGR – Gases de recirculación

La recirculación de los gases de escape, conocida por EGR, del inglés “Exhaust Gas Recirculation”, consiste en desviar parte de los gases de escape hacia el colector de admisión. Tanto en motores ciclo Otto como en motores Diesel, su empleo se ha vuelto un recurso muy importante empleado para la reducción de las emisiones de contaminantes como consecuencia de las normativas vigentes actualmente en los mercados europeo y americano [2][54].

Los efectos de los gases de recirculación, EGR, son varios y están descritos a continuación:

- Efecto Térmico: aumento del calor específico del aire de admisión debido al mayor calor específico de los gases presentes en el escape,  $CO_2$  y  $H_2O$ , si son comparados con  $O_2$  y  $N_2$  (a presión constante), lo que resulta en temperaturas más bajas durante la combustión y, particularmente, temperaturas de llama más bajas
- Efecto de Dilución: es la reducción de la concentración de oxígeno en el aire admitido, cuyo principal efecto es la desaceleración de la mezcla entre el  $O_2$  y el combustible, resultando en una extensión de la región de la llama. La cantidad de gases que absorben el calor liberado aumenta, causando una reducción en la temperatura de la llama.

- Efecto Químico: el vapor de agua y el  $O_2$  contenidos en los gases de recirculación se disocian durante la combustión, cambiando el proceso químico de la combustión y de la formación de  $NO_x$ . Además, el proceso de disociación del  $H_2O$  es un proceso endotérmico que absorbe parte del calor liberado.
- Efecto de retraso: el EGR causa un aumento en el retraso de ignición. Consecuentemente, el porcentaje de masa quemada en premezcla aumenta. Sin el EGR, esto aumentaría las temperaturas de llama en la combustión. Sin embargo, asociado al efecto de la dilución de EGR, que reduce la velocidad de las reacciones, el pico de la tasa de liberación de calor en la combustión premezclada se reduce, lo que reduce las temperaturas dentro de la cámara y eventualmente, la formación de  $NO_x$ . En muchos casos, este efecto es solamente considerado una consecuencia directa del “Efecto de dilución”, pero merece especial atención pues su efecto es de gran importancia y debe ser considerado en todas las estrategias de combustión.

De todos los efectos destacados, el considerado más importante y de mayor efecto es el “Efecto de dilución”, por disminuir la concentración de oxígeno en el aire admitido. Frecuentemente, los autores utilizan la concentración de oxígeno en lugar de la concentración de EGR como parámetro variable porque, una vez cambiada la presión del aire de admisión, manteniendo la concentración de EGR constante, la concentración de oxígeno cambiará. Una vez que el efecto principal considerado es el “Efecto de dilución”, con diferentes concentraciones de oxígeno en el aire admitido, los ensayos se vuelven muy difíciles de analizar y comparar.

Es conocida la influencia de los gases de recirculación en la reducción de la formación de  $NO_x$  térmico debido a la reducción que estos causan en las temperaturas de llama durante la combustión. Akihama et al. [5] presentaron (figura 2.20) los efectos de la disminución de la concentración de oxígeno en el aire de admisión en la formación de hollín por la dilución de EGR. En el eje horizontal, la disminución de la relación aire - combustible se da por el incremento del porcentaje de EGR adicionado al aire fresco en la admisión. Los círculos en la figura se refieren a las visualizaciones de la formación de humos dentro del cilindro durante la combustión. Se puede ver que, aunque la formación se reduce con el aumento del EGR, las emisiones de humos siguen subiendo hasta que se alcanza el máximo de la curva. En esta parte, el aumento de las emisiones de humos ocurre por la ralentización de la oxidación del hollín formado debido a la reducción de la temperatura dentro de la cámara de combustión, aunque la formación de hollín también se haya visto afectada. Por tanto, cuando la

concentración de EGR sigue subiendo, las emisiones de humos bajan por que la formación de hollín cesa abruptamente. Idicheria et al. [55] observan resultados similares en sus estudios sobre la formación de hollín en condiciones con elevadas tasas de EGR. En estos estudios, la disminución de la incandescencia del hollín es gradual con el aumento de la concentración de EGR. Kitamura et al. [50], Idicheria et al. [55] y Tree et al. [56] proponen que la baja temperatura en la combustión, insuficientes para la formación de los precursores del hollín, como los PAH (hidrocarburos poli-aromáticos), son la principal causa de la no formación del hollín.

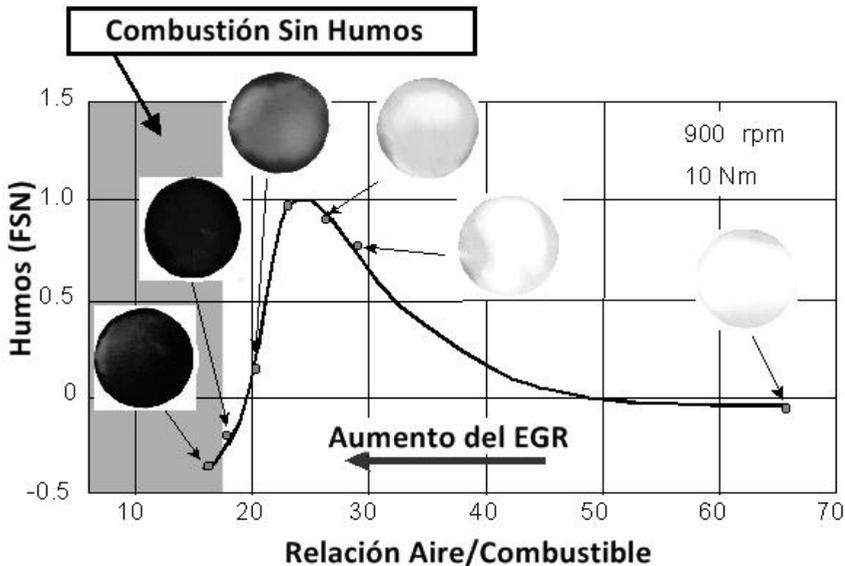


Figura 2.20 Efectos de la disminución de la concentración de oxígeno en el aire de admisión en la formación de hollín por la dilución de EGR [5].

Actualmente, todas las principales estrategias de combustión LTC presentan el uso de EGR como ya ha sido comentado previamente en la sección 2.2. Además, diversos estudios se han desarrollado con el fin de investigar los diferentes efectos del EGR en la combustión Diesel. En 2003, Peng et al. [11] estudiaron los efectos del EGR en la estrategia de combustión HCCI en relación a la emisión de contaminantes y prestaciones. Los autores relatan que el aumento de la concentración de EGR puede ocasionar una subida general en las emisiones de *HC* y *CO*, independientemente de la carga del motor. Asimismo, sugieren que el EGR puede ser utilizado para controlar el retraso de ignición. Nakayama et al. [57] proponen un nuevo control del EGR manteniendo la concentración de oxígeno

constante para conseguir más estabilidad en la combustión, principalmente en modos operacionales transitorios. En 2005, Bhave et al. [14] hacen un estudio buscando un modelo computacional para el rango operacional del EGR en un motor funcionando con estrategia HCCI, considerando como limite la aparición de la detonación o el fallo en el encendido. El modelo también tenía como objetivos predecir la eficiencia de la combustión y las emisiones de  $HC$  en función de la concentración de EGR, así como mejorar el control del EGR en el motor. Upatnieks y Muller utilizaron, en 2005, en su estrategia de combustión LTC por difusión con combustibles altamente oxigenados, altas concentraciones de EGR asociada al uso de combustibles oxigenados. El uso del EGR controlaría la formación de  $NO_x$  mientras el combustible oxigenado disminuiría el dosado relativo en la longitud del *lift-off* y ayudaría a evitar la formación del hollín. Asimismo en 2005, Kook et al. estudiaron los efectos asociados a la concentración de EGR y el comienzo de inyección a través cálculos computacionales validados por ensayos experimentales en un motor Diesel pequeño. En ese estudio, se construyeron diversos mapas para mostrar la influencia de los dos parámetros en la eficiencia de la combustión, retraso de inyección y emisión de contaminantes. El autor también compara el descenso de eficiencia de la combustión con el incremento de las emisiones de  $CO$  y  $HC$ . En 2007, Atzler et al. [58] también investigan la combustión Diesel en motores pequeños con el uso de alta concentración de EGR. Atzler obtiene importantes resultados utilizando EGR refrigerado en relación a las emisiones de  $NO_x$  y hollín pero afirma que las emisiones de  $CO$  y  $HC$  se ven perjudicadas por la degradación de la combustión. Haciendo uso de los diagramas  $\phi \times T$  desarrollado para hollín y  $NO_x$  además de  $CO$  y acetileno, Golovitchev et al. [59] desarrollaron un modelo para ilustrar el recorrido de la combustión Diesel para diversas concentraciones de EGR.

En 2007, Huesti et al. [60] también hacen un estudio sobre la influencia del EGR en la combustión Diesel LTC en un motor grande. En ese estudio, Huesti et al. comparan la formación del hollín en el cilindro con las emisiones de hollín en el escape. Además, evalúan las diferencias en la tasa de liberación de calor en un barrido de EGR, presentada en la figura 2.21. En el gráfico, se puede ver el efecto de la reducción de la concentración de  $O_2$  en el aire de admisión causada por el incremento del porcentaje de EGR para una cantidad de combustible inyectada constante y tiempo de inyección también constante. Con concentraciones de  $O_2$  entre 21% a 15%, la combustión premezclada está claramente separada de la combustión controlada por la mezcla. El pico de la tasa de la liberación de calor en la combustión premezclada aumenta cuando la concentración de oxígeno se reduce desde 21% a 15%. Entre 15% y 10% de concentración de oxígeno, se nota el efecto contrario, con la reducción del pico de la combustión premezclada. Por otro lado, el pico de la tasa de liberación de calor de la combustión controlada por la mezcla

disminuye continuamente con la reducción de la concentración de oxígeno en el aire de admisión de 21% a 10%. Para concentraciones de  $O_2$  igual o más bajas que 9%, ya no se distingue claramente la combustión premezclada de la combustión controlada por la mezcla. Además, la pendiente de la curva de liberación de calor se reduce en este rango por la disminución de la velocidad de las reacciones.

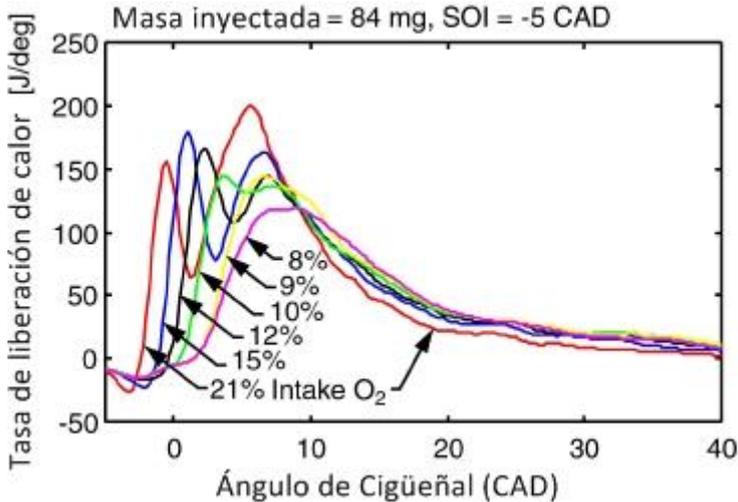


Figura 2.21 Tasa de liberación de calor para distintas concentraciones de  $O_2$  en el aire de admisión causada por el incremento del porcentaje de EGR [60].

Maiboom et al. [54] presentaron, en 2007, un estudio sobre los distintos efectos del EGR en un motor diesel HSDI (del inglés “High-speed direct injection”). En este estudio, el autor compara varias temperaturas del aire de admisión y varias presiones de admisión manteniendo la concentración de EGR constante. Se observó que a bajas cargas podría obtenerse emisiones de hollín y  $NO_x$  significativamente bajas, pero con penalización en las emisiones de  $CO$  y consumo específico. Asimismo, en 2007, Avolio et al. [61] destacaron la importancia de la utilización del EGR refrigerado para la obtención de bajas emisiones de  $NO_x$  y hollín en una combustión LTC con el objetivo de atender a las reglamentaciones futuras de la UE. El autor comenta que las emisiones de  $HC$  y  $CO$  siguen relativamente altas pero se podrían controlar con el uso del post-tratamiento.

## 2.6 Combustión por difusión de baja temperatura

El concepto de combustión por difusión de baja temperatura busca una combustión limpia, sin la formación de  $NO_x$  y hollín en la llama Diesel. La reducción de la temperatura en la llama afecta directamente las tasas de formación de los contaminantes.

En este apartado, se presentará el concepto fenomenológico de este proceso de combustión, además de los estudios de visualización en chorro Diesel.

### 2.6.1 Estudios de visualización del chorro diesel libre en cámaras de combustión a volumen constante

En esta sección, se discutirán los estudios de visualización de chorro libre realizado en una cámara de volumen constante. Estos estudios son de fundamental importancia para el desarrollo de esta tesis, una vez que aportaron gran conocimiento al fenómeno de la combustión por difusión en una llama Diesel DI.

En la primera subsección, se explica el concepto de longitud de *lift-off*. Luego, los efectos que diversos parámetros operacionales de un motor Diesel pueden ejercer en la longitud de *lift-off* y en el englobamiento de aire aguas arriba de la longitud de *lift-off*. El entendimiento de estos fenómenos es necesario para el desarrollo de la combustión por difusión de baja temperatura, una vez que la longitud de *lift-off* afecta directamente a las reacciones que ocurren en la zona de reacción dentro de la llama.

#### 2.6.1.1 Longitud de *Lift-off* y dosado relativo en la longitud de *lift-off*

Un aspecto de la llama Diesel, objeto de múltiples estudios, es el fenómeno del *lift-off*, esto es, el hecho de que la llama de difusión Diesel está despegada respecto de la tobera de inyección, la zona de reacción comienza a partir de una distancia mínima del inyector. Este fenómeno no es exclusivo del proceso de combustión de la llama Diesel, sino que fue observado en el estudio de la combustión de chorros gaseosos turbulentos, y constituye parte de lo que se llama combustión parcialmente premezclada. Este tipo de combustión se caracteriza por el hecho de que el oxidante y el combustible están inicialmente separados y se mezclan parcialmente mediante la turbulencia, teniendo lugar la combustión en un medio estratificado una vez la mezcla se ha encendido.

En 2001, Higgins y Siebers [63] empezaron una serie de estudios sobre la longitud de *lift-off*. Según ellos, basado en la terminología de las investigaciones sobre llama difusiva turbulenta:

*“la longitud de lift-off es la distancia entre la tobera del inyector de combustible y la localización media de la llama.[63].*

Es decir, para un motor diesel con inyección directa, la longitud de *lift-off* es la distancia en el chorro desde el inyector hasta el comienzo de la combustión en el chorro. En esta tesis, el término usado será la longitud de *lift-off* como se encuentra más frecuentemente en trabajos similares.

La longitud de *lift-off* afecta a la combustión diesel y a los procesos de formación y emisión de contaminantes, pues en esta parte inicial del chorro el aire es englobado por el combustible antes de alcanzar la zona de la combustión. Para una carga moderada en un motor diesel de inyección directa, estimaciones sobre la concentración de combustible y aire englobado indican que hasta 20% del aire necesario para la quema de combustible inyectado sería englobado y mezclado con el combustible antes de la longitud de *lift-off* [64].

La figura 2.22 muestra una imagen de la visualización de la quimioluminiscencia de OH emitida por un chorro diesel durante la combustión en una cámara con volumen constante. La temperatura y la densidad del aire ambiente eran 1000 K y 14.8 kg/m<sup>3</sup>, respectivamente. La presión de inyección de combustible era 138 MPa y el diámetro del orificio de la tobera era de 180 μm. El combustible fue inyectado de la izquierda hacia la derecha y el inyector está posicionado justo en la izquierda del panel (no se puede ver). La línea blanca que va desde el borde izquierdo hasta el comienzo de la llama representa la longitud de *lift-off*. Abajo se puede ver el rango de incertidumbre de la medida de esta longitud debido a las variaciones ciclo a ciclo que se puede obtener en una combustión real [64].

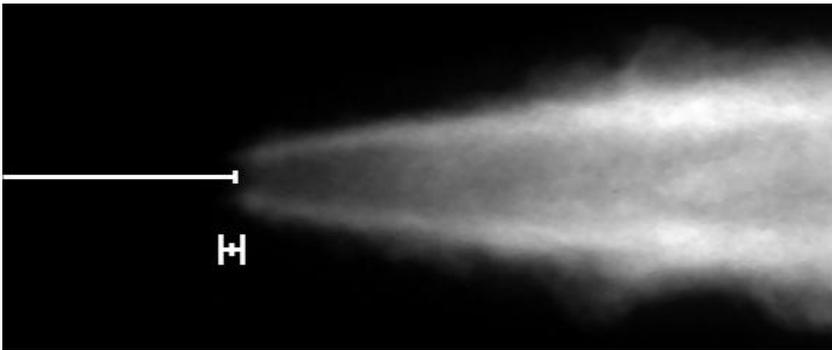


Figura 2.22 Visualización de la emisión de luz de un chorro diesel en combustión inyectado en una ambiente con temperatura del aire y densidad del aire de 1000 K and  $14.8 \text{ kg/m}^3$ , respectivamente. La presión de inyección era 138 MPa y el diámetro del orificio de la tobera era de  $180 \text{ }\mu\text{m}$  [64].

Siebers y Higgins afirmaron que los parámetros del aire ambiente (temperatura, densidad y concentración de oxígeno) además de los parámetros de inyector (presión de inyección y diámetro del orificio de la tobera) podrían afectar considerablemente la longitud de *lift-off*. La figura 2.23 presenta un esquema comparando dos posibles chorros diesel en situaciones opuestas. A la derecha, el chorro se desarrolla a una presión de inyección de 40 MPa, diámetro del orificio de la tobera de  $250 \text{ }\mu\text{m}$  y temperatura y densidad del gas ambiente de 1100 K y  $23 \text{ kg/m}^3$ , respectivamente. En este caso, la longitud del *lift-off* es todavía más corta que la longitud líquida, y el englobamiento de aire ( $\zeta_{st}$ ) en la longitud de *lift-off* está en 8% del necesario para la quema del combustible inyectado. Ya en la imagen de la izquierda, la presión de inyección es de 2 MPa mientras el diámetro del orificio es de  $100 \text{ }\mu\text{m}$ . Las temperaturas y densidad del aire ambiente, en este caso, son de 1000 K y  $20 \text{ kg/m}^3$ . La presión de inyección más alta y el diámetro del orificio de la tobera más pequeño ayudan a mejorar la vaporización del combustible y a disminuir la longitud líquida en el chorro diesel. A su vez, la reducción en la temperatura y densidad del aire respecto al caso anterior causan el alargamiento de la longitud de *lift-off*, lo que permite que más aire sea englobado antes de la llama. Comparando los dos casos, el englobamiento de aire pasa del 8% en el primer caso a 30% en el segundo [64].

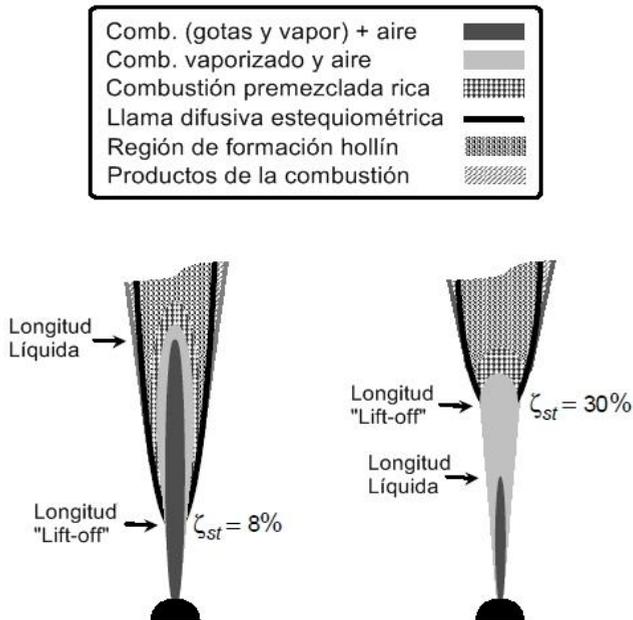


Figura 2.23 Esquema comparativo entre dos chorros diesel distintos. El primer caso, a la izquierda, muestra una combustión con temperatura ambiente de 1100 K, densidad del aire ambiente de  $23 \text{ kg/m}^3$ , diámetro del orificio de la tobera de  $250 \mu\text{m}$  y presión de inyección de 40 MPa. El segundo caso presenta una combustión a una temperatura ambiente de 1000 K, densidad del aire de  $20 \text{ kg/m}^3$ , diámetro del orificio de  $100 \mu\text{m}$  y presión de inyección de 200 MPa [64].

En sus trabajos, Higgins et al. [63], Siebers et al [64][65][66] y Pickett et al. [67][68][69] investigaron los efectos de diversos parámetros en la longitud de *lift-off* en una cámara de volumen constante a través de distintas técnicas de visualización del chorro diesel. Los autores estudiaron la influencia de la temperatura del gas ambiente dentro de la cámara, la densidad del gas ambiente, la concentración de oxígeno, el diámetro del orificio de la tobera y la presión de inyección. De estos trabajos, extrajeron la siguiente ecuación para la longitud de *lift-off* ( $H$ ):

$$(2.1) \quad H = 7,04 \times 10^8 \cdot T_{\text{aire}}^{-3,74} \cdot \rho_{\text{aire}}^{-0,85} \cdot d^{0,34} \cdot U \cdot Z_{st}^{-1}$$

Donde:

$T_{\text{aire}}$  es la temperatura del gas ambiente [K],

$\rho_{aire}$  es la densidad del gas ambiente [ $\text{kg/m}^3$ ],  
 $d$  es el diámetro del orificio de la tobera del inyector [ $\mu\text{m}$ ],  
 $U$  es la velocidad de inyección del combustible [ $\text{m/s}$ ] y  
 $Z_{st}$  es la fracción de mezcla estequiométrica.

La velocidad de inyección del combustible  $U$  puede ser calculada por la ecuación:

$$(2.2) \quad U = \frac{C_d}{C_a} \sqrt{\frac{2\Delta P_{inj}}{\rho_f}}$$

donde:

$C_d$  es el coeficiente de descarga de la tobera,  
 $C_a$  es el coeficiente de contracción de área de la tobera,  
 $\Delta P_{inj}$  es la caída de presión en el inyector [MPa] y  
 $\rho_f$  es la densidad del combustible utilizado [ $\text{kg/m}^3$ ].

El valor de  $Z_{st}$  puede ser calculado por la ecuación:

$$(2.3) \quad Z_{st} = \frac{(F/A)_{st}}{1+(F/A)_{st}}$$

En la cual  $(F/A)_{st}$  es la relación combustible/aire estequiométrica. Es importante destacar que esta relación combustible aire varía con la concentración de oxígeno en el aire.

También es de gran importancia en las características de la combustión el englobamiento de aire en la longitud de *lift-off*. El englobamiento de aire es el porcentaje del aire necesario para la quema completa del combustible inyectado que fue englobado por el chorro antes de la longitud de *lift-off*. Este valor puede ser estimado por la ecuación presentada por Siebers et al. [65]:

$$(2.4) \quad \zeta_H(\%) = 100 \cdot \left( \frac{\sqrt{1+16 \cdot \left(\frac{H}{x^+}\right)^{-1}} - 1}{2 \cdot \left(\frac{F}{A}\right)_{st}^{-1}} \right),$$

donde  $x^+$  es la longitud característica, que según Siebers [70], puede ser calculada por la ecuación:

$$(2.5) \quad x^+ = \sqrt{\left(\frac{\rho_f}{\rho_{aire}}\right)} \cdot \frac{\sqrt{C_a \cdot d}}{0.75 \cdot \tan(\theta/2)}$$

En la ecuación de la longitud característica, la  $\tan(\theta/2)$  es la tangente del ángulo del chorro dividido por 2. Este valor puede ser calculado por la relación entre la densidad del gas ambiente y la densidad del combustible inyectado:

$$(2.6) \quad \tan(\theta/2) = c \left[ \left(\frac{\rho_{aire}}{\rho_f}\right)^{0,19} - 0,0043 \cdot \sqrt{\frac{\rho_f}{\rho_{aire}}}\right],$$

donde  $c$  es una constante de la tobera calculada por una ecuación empírica. La metodología detallada para el cálculo de la constante  $c$  está explicada en [70].

Asimismo, el dosado relativo en la longitud de *lift-off* está determinado por la inversa de englobamiento de aire y puede ser estimado por la ecuación:

$$(2.7) \quad \phi_H = 100 \cdot 1/\zeta_H = \frac{2 \cdot \left(\frac{A}{F}\right)_{st}}{\sqrt{1 + 16 \cdot \left(\frac{H}{x^+}\right)^{-1}}}$$

Aún en su trabajo sobre la influencia de la concentración de oxígeno en el comportamiento de la longitud de *lift-off*, Siebers et al. [65][66] afirman que el hollín formado y, por lo tanto, visto en las imágenes de las combustiones correlacionan el dosado relativo con la formación de hollín en el chorro diesel. La disminución del dosado relativo provocaría una reducción en la formación de hollín debido a una reducción de la formación de los precursores del hollín. Asimismo, los autores observan que, cuando el dosado relativo en la longitud del *lift-off* está cerca o por debajo de 2, la formación de hollín baja a niveles no detectables en la visualización del chorro.

A través del uso de estas ecuaciones, es posible estimar el valor aproximado para la longitud de *lift-off* y para el englobamiento del aire en el *lift-off*. La influencia de los diversos parámetros que componen las ecuaciones será discutida en las secciones siguientes.

### 2.6.1.2 Influencia de la temperatura del gas ambiente

La temperatura del gas ambiente,  $T_{aire}$ , representa en la formula la temperatura del aire en el momento en que empieza la inyección de combustible dentro de la cámara de combustión. En el apartado anterior,  $T_{aire}$  se encuentra en las

ecuaciones utilizadas para el cálculo estimativo de la longitud de *lift-off* ( $H$ ) y el dosado relativo en la longitud de *lift-off* ( $\zeta_H$ ). Además, es un parámetro determinante en ambos los casos, una vez que aparece en la ecuación de  $H$  elevado a un exponente  $-3.84$ .

La figura 2.24 ilustra el comportamiento de la longitud de *lift-off*  $H$  (línea continua) y  $\zeta_H$  (línea discontinua) en función a la temperatura del gas ambiente ( $T_{aire}$ ). La estimación está calculada manteniendo todos los parámetros constantes excepto la temperatura  $T_{aire}$ . Se puede observar que tanto la longitud de *lift-off* como el porcentaje de aire englobado  $\zeta_H$  aumentan con la reducción de la temperatura del gas ambiente. La reducción de la temperatura  $T_{aire}$  causa una reducción de la tasa de evaporación del combustible en la longitud de *lift-off*, lo que produce su alargamiento. Con una longitud de *lift-off* más larga, más aire puede ser englobado antes del comienzo de la llama. [56][64][65][71][72].

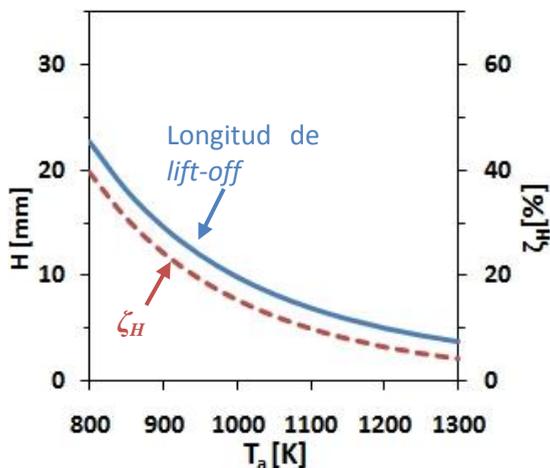


Figura 2.24 Estimación del comportamiento de la longitud de *lift-off* en función de la temperatura del gas ambiente.

### 2.6.1.3 Influencia de la densidad del gas ambiente

La densidad del gas ambiente,  $\rho_{aire}$ , como la temperatura, es la del aire en el momento de la inyección de combustible dentro de la cámara de combustión. Una estimación de la longitud de *lift-off* (línea continua) y del porcentaje de aire englobado (línea discontinua) está representada en el gráfico de la figura 2.25. En primer lugar, el aumento de la densidad del gas ambiente, manteniendo la

temperatura  $T_{aire}$  constante, causa una reducción significativa en la longitud de *lift-off*. Esto puede ser debido a que una mayor densidad causa una disminución de la penetración del chorro. No obstante, el porcentaje de aire englobado apenas se reduce en función de la densidad del gas ambiente. La mayor densidad del aire hace que haya más oxígeno en un mismo volumen de aire absorbido en la longitud del *lift-off*. Los dos efectos se contrarrestan, y el resultado es la poca influencia que la densidad del gas ambiente ejerce en el valor de  $\zeta_H$ . Siebers et al. [64][65] concluyen que cambios en el funcionamiento del motor que afecten a la densidad del gas cerca del PMS tendrían poco efecto en el grado de mezcla aire combustible en la longitud de *lift-off*, antes de la llama. Además, Tree et al. [56] sugiere que la densidad del gas puede ser usada como un parámetro de control para la longitud de *lift-off*, ya que el incremento del valor de este parámetro reduce la longitud de *lift-off* sin ocasionar considerable perjuicio al porcentaje de aire englobado antes de la llama. Es decir, el aumento  $\rho_{aire}$  puede ser utilizado para disminuir la longitud de *lift-off* a fin de evitar un posible choque entre el combustible y la pared del pistón antes de la combustión.

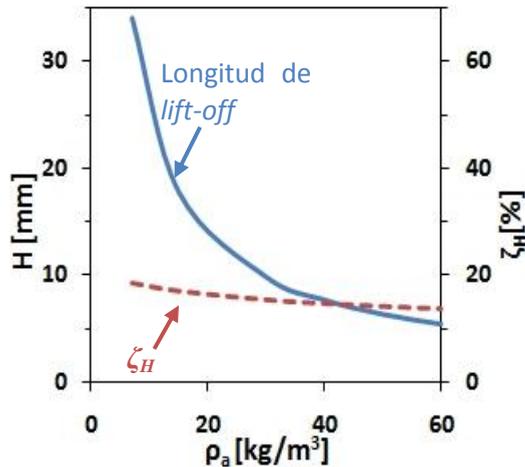


Figura 2.25 Estimación del comportamiento de la longitud de *lift-off* en función de la densidad del gas ambiente.

#### 2.6.1.4 Influencia de la concentración de oxígeno

La concentración de oxígeno en el gas ambiente es un parámetro estrechamente conectado al uso del EGR. El efecto de la concentración de oxígeno en la temperatura adiabática de llama y, consecuentemente, en la formación de

$\text{NO}_x$ , es conocido y ya fue abordado en la sección 2.5 de este capítulo de la tesis. El uso extensivo del EGR es necesario para la obtención de una combustión de baja temperatura.

La figura 2.26 presenta el gráfico con la estimación del efecto de la concentración de oxígeno en el aire ambiente sobre la longitud de *lift-off* y el englobamiento de aire en el *lift-off*. El resto de los parámetros de funcionamiento del motor se mantuvieron constantes. Como se puede observar, la reducción de la concentración de oxígeno aumenta la longitud  $H$ . El valor de la fracción de mezcla estequiométrica  $Z_{st}$  de la ecuación de la longitud de *lift-off* (2.1) disminuye con la reducción de la concentración de oxígeno. No obstante, el aire englobado en la longitud de *lift-off* posee menos oxígeno diluido, lo que ocasiona una disminución de la tasa de oxígeno absorbido. Los dos efectos sumados se anulan, y el porcentaje de aire englobado en el *lift-off* se mantiene constante independientemente de la concentración de oxígeno en el aire ambiente [64][65][71][72].

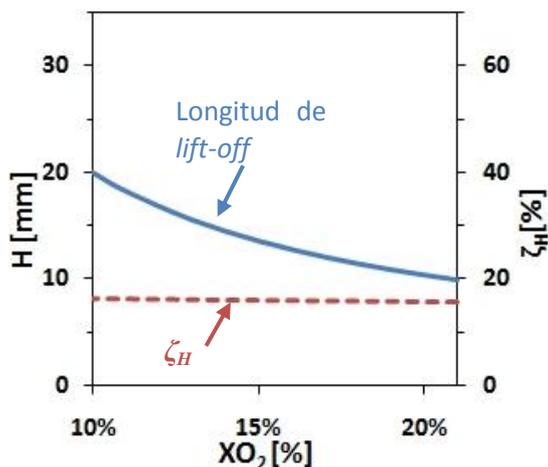


Figura 2.26 Estimación del comportamiento de la longitud de *lift-off* en función de la concentración de  $O_2$  en el gas ambiente.

### 2.6.1.5 Influencia de la presión de inyección

La presión de inyección está representada en la ecuación (2.1) por la velocidad de inyección  $U$ . De acuerdo con la ecuación, la longitud de *lift-off* varía linealmente con la velocidad de inyección mientras que la velocidad de inyección  $U$  varía con la raíz de la caída de presión en el inyector.

La caída de presión en el inyector es la diferencia entre la presión de inyección y la presión del gas ambiente en el momento de la inyección. Esta caída de presión puede ser fácilmente calculada por:

$$(2.8) \quad \Delta p = p_{iny} - p_{aire}$$

donde,

$p_{iny}$  es la presión de inyección y  
 $p_{aire}$  es la presión del gas ambiente.

Como se ve en la Figura 2.27, el incremento de la presión de inyección aumenta la longitud de *lift-off* (línea continua). Con el aumento de esta longitud, más aire puede ser englobado en la misma proporción. Es decir, el englobamiento de aire en el *lift-off* ( $\zeta_H$ ) también aumenta, disminuyendo el dosado relativo en la longitud del *lift-off* [64][65][68][69].

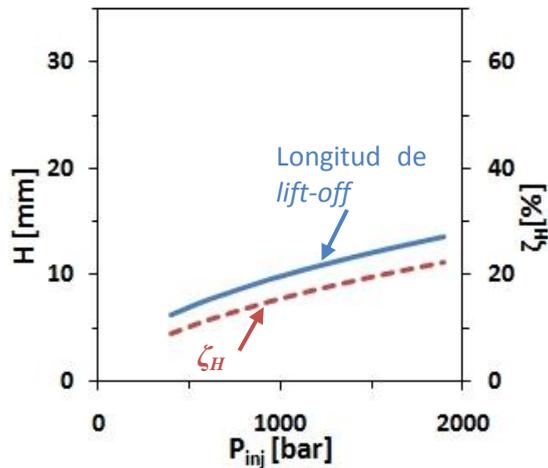


Figura 2.27 Estimación del comportamiento de la longitud de *lift-off* en función de la presión de inyección de combustible.

El aumento de la caída de presión en el inyector hace que una mayor cantidad de masa de combustible sea inyectada en un mismo intervalo de tiempo, es decir, la tasa de inyección de combustible aumenta. La cantidad de energía térmica necesaria para el calentamiento del combustible hasta la temperatura de auto-ignición también aumenta. Consecuentemente, la longitud de *lift-off* se hace más larga. Finalmente, la vaporización de combustible para mayores presiones de

inyección se ve mejorada por la mayor energía cinética del combustible inyectado. Por tanto, el englobamiento de aire resulta mayor con la subida de la presión de inyección [56][66][69][70].

### 2.6.1.6 Influencia del diámetro del orificio de la tobera

Hay que destacar que el diámetro del orificio de la tobera cambia la tasa de inyección de combustible proporcionalmente al área del orificio. Es decir, la reducción del diámetro del orificio reduce la tasa de inyección.

La figura 2.28 presenta las curvas de la longitud de *lift-off* (línea continua) y porcentaje de englobamiento de aire en la longitud de *lift-off* (línea discontinua). Observando el gráfico de la figura, se puede notar que la longitud de *lift-off* se reduce con la disminución del diámetro del orificio de la tobera del inyector.

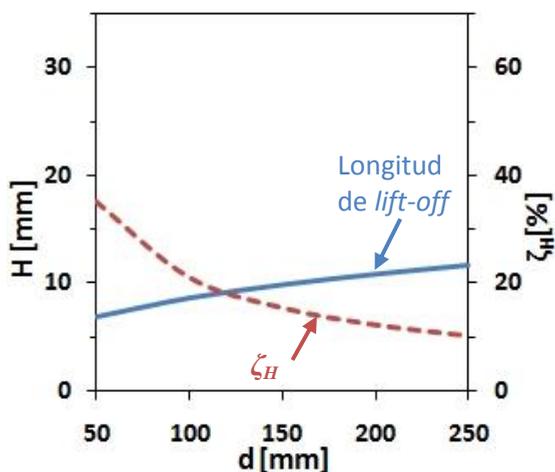


Figura 2.28 Estimación del comportamiento de la longitud de *lift-off* en función del diámetro del orificio de la tobera del inyector.

En la ecuación (2.1), el parámetro  $d$  aparece elevado a la potencia 0.34 y su efecto en la longitud de *lift-off* no es demasiado significativa. No obstante, el englobamiento de aire en la longitud de *lift-off* se ve bastante afectado y la reducción en el diámetro del orificio aumenta considerablemente el englobamiento de aire absorbido antes de la llama. De hecho, la cantidad total de aire absorbido en el *lift-off* se reduce a la vez que lo hace el diámetro del orificio pero, proporcionalmente a la cantidad de combustible inyectado, este valor aumenta.

Consecuentemente, el dosado relativo  $\Phi_H$  en la longitud de *lift-off* disminuye para menores diámetros de orificio de la tobera [64][66][68][71].

### 2.6.1.7 Tiempo de retraso de ignición

Se define el tiempo de retraso de ignición como el tiempo transcurrido entre el comienzo de la inyección de combustible y el comienzo de la liberación de calor a altas temperaturas, es decir, el comienzo de la combustión premezclada. Las reacciones de llama fría antes del proceso de estabilización de la llama no son consideradas como el comienzo de la combustión.

El tiempo de retraso está controlado por una secuencia de procesos físicos y químicos extremadamente complejos. La importancia relativa de cada uno de estos procesos depende de las condiciones termodinámicas en la cámara, de las propiedades del combustible y de cómo se ha producido la mezcla aire/combustible [2].

En 2003, Pickett et al. [67] llevaron a cabo una serie de experimentos con chorros diesel en condiciones similares a los estudios de Siebers et al. [64][65]. A partir de un análisis detallado de las visualizaciones de los chorros en el proceso de ignición, los autores observaron que hay una estrecha relación entre la longitud de *lift-off* y el proceso de ignición de la llama diesel.

La expresión que se utiliza comúnmente para el cálculo del tiempo de retraso de ignición,  $\tau_{ig}$ , es la expresión de Arrhenius de la siguiente ecuación:

$$(2.9) \quad \tau_{ig} = Ae^{\frac{E}{RT_{aire}}}$$

Donde:

- A es la constante pre-exponencial,
- R es la constante universal de los gases,
- E es la energía de activación global y,
- $T_{aire}$  es la temperatura ambiente.

Pickett et al. sugieren que el término  $[O_2]^k$ , que es la concentración de la especie oxígeno en mol/m<sup>3</sup> elevado a una constante empírica k, debe ser adicionada a la expresión, cambiándola a:

$$(2.10) \quad \tau_{ig} = Ae^{\frac{E}{RT}}[O_2]^k$$

Luego, la ecuación pudo ser mejorada sustituyendo  $[O_2]^n$ :

$$(2.11) \quad \tau_{ig} = Ae^{\frac{E}{RT}}\rho_{aire}^n Z_{st}^m$$

donde:

$\rho_{aire}$  es la densidad del gas ambiente  $[\text{kg}/\text{m}^3]$ ,  
 $Z_{st}$  es la fracción de mezcla estequiométrica y  
 $m$  y  $n$  son constantes empíricas.

Una estimación de la relación entre la longitud de *lift-off* y el tiempo de retraso utilizando las relaciones matemáticas presentadas por Pickett et al. está representada en la figura 2.29. Para el cálculo fueron utilizadas las ecuaciones (2.1) y (2.11). Los valores de  $A$  y  $E/R$  son los sugeridos por Pickett para una tobera con  $d$  igual a  $180 \mu\text{m}$ ,  $\rho_{aire}$  igual que  $30 \text{ kg}/\text{m}^3$ ,  $p_{inj}$  de  $1400 \text{ bar}$  y  $Z_{st}$  de  $14.52$ . Los exponentes  $m$  y  $n$  fueron  $-1.3$  y  $-1$ , respectivamente, y la  $T_{aire}$  desde  $800 \text{ K}$  a  $1300 \text{ K}$ . Se puede observar que la longitud de *lift-off* y el tiempo de retraso bajan simultáneamente con el incremento en la temperatura del gas ambiente. El autor afirma que es importante resaltar que el hecho de que haya una relación entre ellos no hace de este comportamiento una regla. En muchos casos, se podría observar una inversión en los valores de  $H$  y  $\tau_{ig}$ .

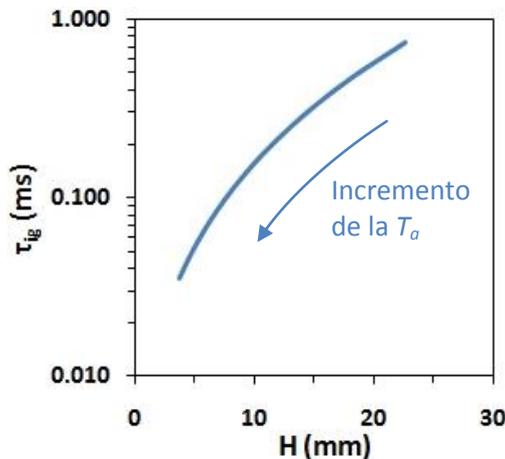


Figura 2.29 Estimación de la relación entre el tiempo de retraso de ignición y longitud de *lift-off*.

No obstante, Molina [73] también relata en su tesis la correlación entre el tiempo de retraso y la presión de inyección. El término  $p_{inj}$  aparece en su aproximación de la expresión de Arrhenius elevado a la potencia -0.2.

### 2.6.1.8 Efecto del choque del chorro con la pared del pistón e interacción entre chorros adyacentes

La proximidad de las paredes de la cámara de combustión, especialmente el pistón, cambia el flujo del aire englobado con respecto al de un chorro libre. Asimismo, la proximidad entre chorros Diesel en toberas multi-orificio afectan el flujo y la temperatura del aire ambiente en la cámara de combustión. En 2002, Musculus et al [74] realizaron ensayos de visualizaciones en un motor Diesel y observaron que, en general, las longitudes de *lift-off* eran menores que las obtenidas por Siebers y Higgins [64] en una cámara de combustión a volumen constante en condiciones semejantes. En el estudio se afirma que es razonable que los cambios en el flujo de aire afecten la longitud de *lift-off* pero sin especificar cuál de ellos tiene más influencia en el proceso.

En 2003, Musculus [72] comparó valores de longitud de *lift-off* entre chorros Diesel con distintas distancias entre los chorros adyacentes en un motor real. El diámetro de los orificios observados y sus caudales eran iguales, pero el ángulo entre el chorro Diesel visualizado y los chorros adyacentes variaban entre 45° y 90°. En ese estudio, se pudo ver que la reducción en los ángulos entre los chorros de 90° a 45° causó una reducción media en la longitud de *lift-off* alrededor del 35%. Otra tendencia presentada por el autor fue la de la reducción de la sensibilidad de la longitud de *lift-off* en función de la temperatura y de la densidad de gas ambiente cuando el espaciamiento entre los chorros se redujo. La causa probable apuntada por Musculus es el hecho de que el chorro adyacente cambia las características térmicas y fluido-mecánicas del aire ambiente entre los chorros.

En 2005, Pickett y López [75] hicieron una investigación comparando un chorro Diesel libre y un chorro Diesel sometido al choque contra una pared frontal en una cámara de combustión a volumen constante. El objetivo era verificar la influencia del choque entre el chorro y la pared del pistón en un motor Diesel con inyección directa. El efecto del choque de pared en la longitud de *lift-off* fue insignificante, es decir, la longitud de *lift-off* se mantuvo igual en ambos los casos. Sin embargo, la influencia en el englobamiento de aire y, consecuentemente, en el dosado relativo en la longitud de *lift-off* no pudo ser evaluada. En el mismo estudio, además de la pared frontal, se colocaron paredes laterales paralelas al eje del chorro cerca del mismo para hacer un análisis de cómo se comportaría el chorro en

condiciones más próximas a un motor real. Así, el retorno de la llama hacia la base del chorro se produciría como si hubiese un chorro adyacente interactuando con el chorro principal. En este caso, la longitud de *lift-off* se vio reducida por el hecho que los gases de la combustión se redireccionan hacia la base del *lift-off*, causando también el aumento del dosado relativo de la mezcla en la longitud de *lift-off*.

Finalmente, Bruneaux [76] en su estudio sobre la estructura de la llama, también observa la escasa influencia del choque de pared en la longitud de *lift-off*. Además, el autor observa que la estructura de la llama aguas arriba de la longitud de *lift-off* y el comienzo de la combustión son similares en un chorro libre o sometido a un choque con la pared. Por tanto, el choque de pared supuestamente no afectaría considerablemente la longitud de *lift-off* y tampoco al dosado relativo en este punto.

Lo que se puede concluir es que, en relación a la longitud de *lift-off* y su dosado relativo, el parámetro que más influencia tiene es la proximidad entre chorros adyacentes en comparación con el choque en la pared del pistón.

### 2.6.2 Estudios de la combustión por difusión de baja temperatura en motores Diesel DI

Los estudios sobre la combustión por difusión de baja temperatura en motores Diesel DI están basados fundamentalmente en los estudios sobre la longitud de *lift-off* en chorros Diesel. Estos estudios pretenden obtener respuestas de cómo los parámetros operacionales y características del motor afectarían a la longitud de *lift-off*. Además, buscaban entender los efectos que la longitud de *lift-off* podrían tener en la mezcla aire/combustible aguas arriba de la longitud de *lift-off* (englobamiento de aire), la relación vaporización de combustible y combustión y, consecuentemente, la formación de hollín en la llama Diesel [64].

En 2001, Siebers y Higgins [64] asocian la luminosidad producida por la incandescencia del hollín al valor estimado del englobamiento de aire en la longitud de *lift-off*. En este estudio, se observó que la formación de hollín decrecía con el aumento del porcentaje de aire englobado en el *lift-off* hasta que se extinguiera para valores de  $\phi_H < 2$ . No obstante, la relación entre el englobamiento de aire y la formación de hollín no es lineal y tampoco puede ser generalizado para todos los parámetros estudiados. Cada parámetro operacional puede afectar a la tasa de formación de hollín de distintas formas, aunque el valor de  $\phi_H$  sea igual.

Otros estudios complementarios sobre el comportamiento de la llama en un chorro libre Diesel DI fueron realizados con el mismo objetivo. El efecto de los parámetros en la formación de hollín en la llama observados en estos trabajos fue correlacionado con los parámetros estudiados de la siguiente forma:

*Temperatura del gas ambiente:* el aumento en la  $T_{aire}$  causa el aumento de la formación de hollín visible en la llama Diesel. La reducción de la longitud de *lift-off* y del englobamiento de aire hace que la combustión empiece más cerca de la tobera, en una región del chorro con mezcla aire/combustible más rica, es decir, más propicia a la formación de los precursores del hollín. Además, la temperatura es el parámetro más importante por su efecto en la química de la formación del hollín. El aumento de la temperatura del gas ambiente causa el aumento de la temperatura de la llama y, consecuentemente, eleva la tasa de formación del hollín, principalmente en regiones con mezcla aire/combustible más rica [64][69][77].

*Densidad del gas ambiente:* fue observado que el aumento en la  $\rho_{aire}$  causa el aumento en la formación del hollín detectable por su incandescencia en una llama Diesel. Este comportamiento se atribuye, primeramente, a la reducción en la disminución de la longitud de *lift-off* y del englobamiento de aire. Además, en casos con distintas densidades del aire cuyos valores de  $\phi_H$  fueron mantenidos constantes, la mayor densidad del aire presentó una mayor formación de hollín. Por tanto, se concluyó que la densidad del aire afecta directamente a la química de las reacciones de formación del hollín [64][65][69][77].

*Presión de inyección:* el aumento de la presión de inyección causa una reducción en la formación de hollín en la llama Diesel. La longitud de *lift-off* aumenta linealmente con la velocidad de inyección que está íntimamente relacionada con la presión de inyección. Como resultado, hay un aumento englobamiento de aire en la longitud de *lift-off*, bajando así el dosado relativo en esta longitud. Otro factor que contribuye para la reducción de la formación de hollín en la llama en función del aumento de la  $p_{iny}$  es el acortamiento del tiempo de residencia en la zona de reacción donde se forma de hollín en el interior de la llama Diesel. El tiempo de residencia es el tiempo que a una porción de combustible le lleva atravesar la zona de reacción de formación de hollín. La reducción del tiempo de residencia hace que la porción de combustible tenga menos tiempo para la formación y crecimiento del hollín [64][65][66][69].

*Diámetro del orificio de la tobera del inyector:* la disminución del diámetro del orificio de la tobera causa la reducción de la formación de hollín en la llama Diesel. Uno de los motivos para la reducción es la mejora del proceso de mezcla aire/combustible aguas arriba de la longitud de *lift-off* que hace que el dosado

relativo en la longitud de *lift-off* sea más bajo. Además, la reducción del diámetro causa una reducción general en el tamaño de la llama, lo que disminuye el área de la zona de reacción donde ocurre la formación de hollín. Finalmente, la reducción de diámetro también disminuye el tiempo de residencia en la zona de reacción de la llama Diesel [64][65][66].

*Concentración de oxígeno en el gas ambiente:* el primer efecto destacado causado por la reducción de la concentración de oxígeno es la disminución de la luminosidad emitida por el hollín, es decir, la tasa de formación del hollín en la llama se reduce con la concentración de oxígeno. Este efecto está atribuido a la reducción de la temperatura de llama causada por la reducción de la concentración de oxígeno. El segundo efecto es el aumento del volumen de la zona de reacción dentro de la llama. La reducción de la concentración de oxígeno causa un aumento en el  $(A/F)_{st}$ . El aumento del  $(A/F)_{st}$  significa que más masa de gas ambiente necesita ser mezclada con el combustible para que ocurra su oxidación. Eso conlleva al aumento de la zona de reacción en la llama y al aumento del tiempo de residencia en la zona de formación de hollín. Este aumento en el tiempo de residencia hace que haya más tiempo para la formación y acumulación del hollín formado. Finalmente, el efecto final de la reducción de la concentración de oxígeno en el gas ambiente se da por la competencia entre estos dos efectos sumados. Generalmente, al bajar la concentración de oxígeno de 21% a un porcentaje entre 18% y 15%, por ejemplo, la influencia del aumento del tiempo de residencia es mayor que de la reducción de la tasa de formación del hollín. Por tanto, la cantidad total de hollín formado es más alta. Si se sigue bajando la concentración desde 15% hasta 8%, la temperatura de la llama disminuye considerablemente llevando la tasa de formación de hollín a niveles muy bajos. Aunque el tiempo de residencia sea muy largo, la formación total de hollín en la llama está controlada por la baja tasa de formación. Por tanto, no hay formación significativa por efecto de la temperatura de llama. No obstante, la temperatura y la densidad del gas ambiente cambian la cinética química de la formación de hollín. Consecuentemente, estos dos parámetros cambian la influencia de concentración de oxígeno. Es decir, un aumento en la temperatura o densidad puede hacer que la tasa de formación de hollín siga alta aunque la concentración de oxígeno esté bien reducida. Asociada a un elevado tiempo de residencia, la cantidad total de hollín formado en la llama aumenta. Además, la concentración de oxígeno para que la formación total de hollín empieza a bajar se desplaza a rangos más bajos de concentración de oxígeno con la subida de la  $T_{aire}$  o de la  $\rho_{aire}$  [55][65][77].

Intentando transportar este conocimiento a un motor real, en 2003 Musculus [74] hizo un estudio sobre la influencia de algunos de estos parámetros en la formación de hollín. El autor observó serias dificultades en la obtención de una

llama sin formación de hollín en un motor real. En un motor, la interacción entre los chorros y las condiciones en la cámara hacen más difícil la obtención de la longitud de *lift-off* y del dosado relativo en la longitud de *lift-off* necesarios para la no formación de hollín. Probablemente, destacó el autor, sean necesarias condiciones más extremas en el motor para lograr alcanzar este objetivo. Además, las variaciones en la longitud de *lift-off* ciclo-a-ciclo también causan problemas, siendo difícil estabilizarla en las condiciones de no formación en todos los ciclos individualmente. Por tanto, sería muy difícil eliminar completamente la formación del hollín en el funcionamiento normal de un motor Diesel en las condiciones estudiadas.

En 2004, Pickett y Siebers [68] introducen el concepto de Combustión Diesel controlada por la mezcla con llama de baja temperatura sin la formación de hollín. Los autores presentan tres diferentes métodos para obtenerse esta estrategia en un chorro libre inyectado en una cámara de volumen constante. Las estrategias están descritas abajo según sus características principales:

*1ª estrategia* – Esta estrategia utilizaba un inyector con diámetro de orificio de 50  $\mu\text{m}$ , 10% concentración de oxígeno en el aire ambiente, combustible Diesel normal y temperatura y densidad de gas ambiente de 1000 K y 14.8  $\text{kg}/\text{m}^3$ , respectivamente. Las temperaturas de llama estuvieron alrededor de 2000 K y controlaron la formación de  $\text{NO}_x$  en la llama. Además, el alto nivel de englobamiento de aire aguas arriba de la longitud de *lift-off*, causado principalmente por el reducido diámetro del orificio de la tobera, hizo que no hubiera formación de hollín.

*2ª estrategia* – Esta estrategia utilizaba un inyector con diámetro de orificio de 50  $\mu\text{m}$ , combustible Diesel normal, densidad de 14.8  $\text{kg}/\text{m}^3$ , reducida temperatura del gas ambiente en el orden de 850 K, pero con concentración de oxígeno de 21% en el aire ambiente. A pesar de la alta concentración de oxígeno de 21%, la temperatura del gas ambiente mantuvo la temperatura de llama alrededor de 2000 K e inhibió la formación de  $\text{NO}_x$  en la combustión difusiva. A su vez, el alto porcentaje de englobamiento de aire evitó la formación del hollín en la llama.

*3ª estrategia* – La última estrategia utilizaba un inyector con diámetro de orificio convencional de 180  $\mu\text{m}$ , combustible oxigenado, con temperatura y densidad de gas ambiente de 1000 K y 30  $\text{kg}/\text{m}^3$  pero con muy baja concentración de oxígeno en el aire ambiente, del orden de 5% a 8%. Independientemente del dosado relativo en la longitud de *lift-off*, la temperatura adiabática de llama no fue superior a 1800 K, lo que impidió la formación de los precursores del hollín en la

zona de reacción dentro de la llama. Además, tampoco hubo formación de  $\text{NO}_x$  por el mismo motivo.

Sin embargo, a pesar de buenos resultados, el autor comenta algunas probables dificultades para la trasladar estas tecnologías a un motor real. El uso de toberas con orificio de  $50\ \mu\text{m}$  en un motor exige que el número de orificios sea mayor para mantener la tasa de inyección de una tobera convencional. Sin embargo, en un motor real, esto probablemente resultaría en una reducción significativa en la longitud de *lift-off* y del englobamiento de aire en el mismo. Consecuentemente, la formación del hollín no sería inhibida. Este efecto ya fue comentado en esta tesis anteriormente.

Otro inconveniente está asociado a la baja concentración de oxígeno en el aire. En un motor real, el tiempo para la combustión está limitado al régimen y la apertura de la válvula de escape. Bajas concentraciones de oxígeno aumentan considerablemente la duración de la combustión. El tiempo disponible podría no ser suficiente para la combustión completa del combustible, causando excesivas emisiones de HC además de reducir la eficiencia de la combustión. Finalmente, los combustibles oxigenados no son los combustibles estándar en el mercado, a pesar de las evidencias de que su uso causa significativas mejorías en el proceso de combustión en relación a la formación de hollín [68].

En 2005, Musculus y Cicone [53] hicieron visualizaciones de una llama Diesel en una combustión de baja temperatura en un motor Diesel DI grande. La imagen del chorro ha sido presentada anteriormente en la sección 2.4, figura 2.19. El motor funcionaba con 12.7% de oxígeno en el aire de admisión, a baja carga, con baja densidad y temperatura del gas ambiente. Debido a la baja densidad y temperatura, el chorro tenía una penetración muy superior a un chorro Diesel convencional. Por tanto, se comentó que hay un gran riesgo de choque de pared, pudiendo degradar la eficiencia de la combustión y las emisiones de contaminantes. Otra observación importante es la de que, aunque el dosado relativo en la longitud de *lift-off* fuera bajo, se estaba formando hollín en el vórtice de la llama. Como el hollín se forma en regiones de mezcla rica, este fenómeno reveló que el proceso de mezcla no se había completado en la zona de reacción de la llama, en los vórtices.

Upatnieks y Mueller [40] demostraron, en 2005, la posibilidad de alcanzar una combustión de baja temperatura sin formación de hollín en un motor Diesel DI de gran cilindrada. Pero, el combustible utilizado fue el DGE, dietilenglicol dietil-ether, que tiene como principal característica ser altamente oxigenado, lo que le diferencia mucho del gasóleo normal. Las emisiones de  $\text{NO}_x$  y hollín fueron

reducidas a valores insignificantes debido a que no hubo formación de los dos contaminantes en la llama.

En 2005, Kook et al. [49] investigaron la influencia de la concentración de oxígeno en el aire de admisión y del tiempo de inyección en una combustión de baja temperatura y sus emisiones. En este trabajo, construyeron mapas de eficiencia de la combustión en función del % $YO_2$  (concentración másica de oxígeno) y SOI. Estos mapas representan diversas estrategias de combustión, incluso la estrategia de combustión por difusión de baja temperatura, con baja concentración de oxígeno en el aire y SOI cerca del PMS. Además, buscó representar gráficamente en el diagrama  $\phi \times T$  el camino recorrido por una porción de combustible en el chorro Diesel para esta estrategia de combustión por difusión.

En 2006, Idicheria y Pickett [78] estudian detalladamente la longitud de *lift-off* en un chorro libre para una combustión de baja temperatura sin formación de hollín, en una cámara de combustión a volumen constante. Ellos constatan la presencia de formaldehído aguas arriba de la longitud de *lift-off*, lo que indica la presencia de reacciones frías en esta región del chorro, como se puede ver en la figura 2.30. No hubo ningún indicio de formación de PAH en la zona de reacción a altas temperaturas, incluso con mezcla rica, en la combustión de baja temperatura. Esto indica que realmente la no-formación de los precursores es uno de los factores primordiales en este tipo de combustión para evitar la formación de hollín en la llama.

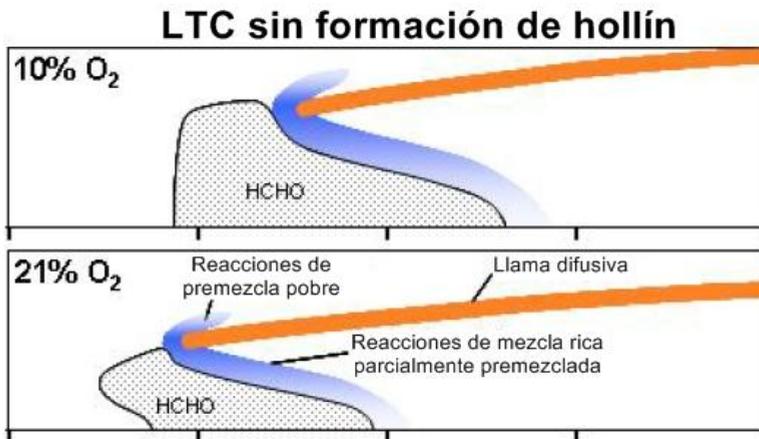


Figura 2.30 Representación de la zona de la longitud de *lift-off* de un chorro libre para una combustión Diesel DI de baja temperatura.

En 2008, Desantes et al. [79] hizo un estudio sobre la viabilidad de la aplicación de la combustión de baja temperatura en motores Diesel HSDI. Los autores propusieron alternativas para el desarrollo del uso de esta estrategia. De las alternativas presentadas, se destaca el uso de combustible con poder calorífico más bajo en relación al Diesel convencional con el objetivo de mejorar el proceso de mezcla. Además, la utilización de toberas con orificios cilíndricos y alta presión de inyección, que conjugadas, proporcionan el surgimiento de cavitación y, consecuentemente, mejoraría el proceso de mezcla aguas arriba la longitud de *lift-off*

Colban et al. [80] estudiaron, en 2007, los efectos de la presión de admisión en un motor Diesel DI funcionando con combustión por difusión de baja temperatura. El incremento de la presión de admisión mostró una tendencia de reducción en las emisiones de  $HC$  y  $CO$ , principalmente con bajas concentraciones de oxígeno en el aire de admisión. Además, hubo un incremento de la eficiencia de la combustión, con consecuente reducción en el consumo específico para puntos con mayores presiones de admisión. El aumento de la presión de admisión no causó problemas para las emisiones de  $NO_x$ , que se quedaron controladas por la baja temperatura de la llama. En cambio, el punto de inversión del hollín, que pasa con la reducción en la concentración de oxígeno en el aire de admisión, se desplaza hacia concentraciones de oxígeno más bajas.

En 2008, Wakisawa et al. [81] investigaron el potencial de la combustión de baja temperatura sin formación de hollín en un motor pequeño a altas cargas para la reducción de las emisiones. La estrategia consistió en el uso de altas concentraciones de EGR (51%) asociada a altas presiones de admisión e inyección de combustible (180 MPa). En ese estudio, los autores constatan ventajas y desventajas en la estrategia. Las emisiones de  $NO_x$  bajaron a niveles muy bajos. En la visualización de la combustión dentro de la cámara de combustión, las temperaturas de la llama fueron muy bajas, quedándose cerca de 200 K por debajo de las temperaturas obtenidas en el punto de referencia. En cambio, no se logró la extinción completa de la formación del hollín en la llama, y las emisiones de humos se situaron alrededor de 5 FSN. Estos resultados fueron coherentes con los resultados observados por Idicheria en [55], donde se afirma que las emisiones de hollín pueden aumentar exponencialmente si la temperatura de la llama y el dosado relativo en la longitud de *lift-off* no fueran lo suficientemente bajos para la no-formación de los precursores del hollín en la llama. Ésto podría pasar principalmente en casos con altas densidades del gas ambiente en la cámara de combustión.

Los estudios presentados en esta sección de la tesis han abordado principalmente los estudios experimentales buscando la combustión de baja temperatura sin formación de hollín. En la próxima sección, se presentarán algunos trabajos de modelado de este tipo de combustión.

### 2.6.3 Estudios sobre el modelado de la combustión de baja temperatura

Pickett et al. [82] desarrollaron un modelo para el chorro Diesel turbulento y lo utilizaron para las combustiones de baja temperatura en 2006. Este modelo fue llamado TSL (del inglés "Two-stage Lagrangian") e incorpora dos reactores en paralelo, como se puede ver en la figura 2.31. Un reactor representa la llama difusiva con mezcla estequiométrica mientras el segundo representa el núcleo de la zona de reacciones con mezcla rica homogénea. Este modelo presenta la ventaja de simular la cinética química en la llama y con él se pueden evaluar las temperaturas y el dosado relativo en distintas zonas de la llama, además de la formación de los precursores del hollín.

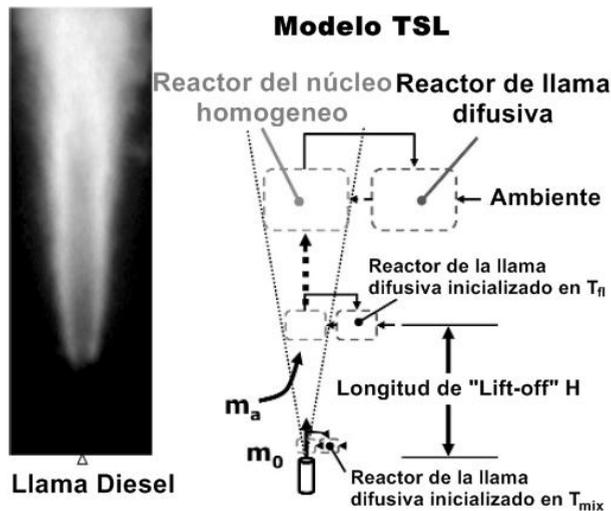


Figura 2.31 Diagrama del Modelo TSL utilizado por Pickett en [82].

Campbel et al. [83], en 2008, presentaron un modelado multidimensional en CFD de la llama premezclada y de la longitud de *lift-off*. El desarrollo del modelo tuvo como objetivo simular la combustión en un chorro Diesel libre, a través de un

complejo modelado de la llama, y hacer distintos análisis de la influencia de la longitud de *lift-off* en la combustión. Los resultados fueron validados utilizando visualizaciones de chorros, además de cálculos numéricos basados en las formulaciones empíricas de Siebers et al. [64][65], anteriormente discutidas en la sección 2.6.1.

Aún en 2008, Vishwanathan y Reitz [84] hicieron una investigación sobre un modelado en CFD con la intención de predecir numéricamente el comportamiento de la longitud de *lift-off* y la formación de hollín en un chorro libre Diesel en condiciones de combustión de baja temperatura. El modelado incluía también el mecanismo de reacciones relacionadas, las reacciones frías que ocurren aguas arriba la longitud de *lift-off*. Los autores compararon los resultados obtenidos en el modelado CFD con los valores experimentales obtenidos por el instituto SANDIA. Los resultados de las predicciones de la longitud de *lift-off* y formación de hollín se mostraron compatibles con los datos experimentales en condiciones operacionales con bajas concentraciones de EGR. En cambio, en condiciones de combustión LTC, hubo discrepancia en los resultados. Basado en estos hechos, se concluyó que todavía el modelado necesita algunos cambios para su validación en el rango de combustión de baja temperatura.

#### **2.6.4 Concepto fenomenológico de la combustión por difusión de baja temperatura**

La forma probablemente más clásica de estudiar la evolución del proceso de combustión en motores Diesel es la comparación entre la evolución temporal de la masa de combustible inyectada por la tasa de liberación de calor en la combustión. En la figura 2.32, se puede observar una comparación entre ambas evoluciones temporales obtenidas experimentalmente en un motor Diesel de inyección directa. La curva superior es la tasa de inyección de combustible, mientras la inferior es la tasa de liberación de calor en una combustión Diesel convencional. Se suelen distinguir tres fases principales:

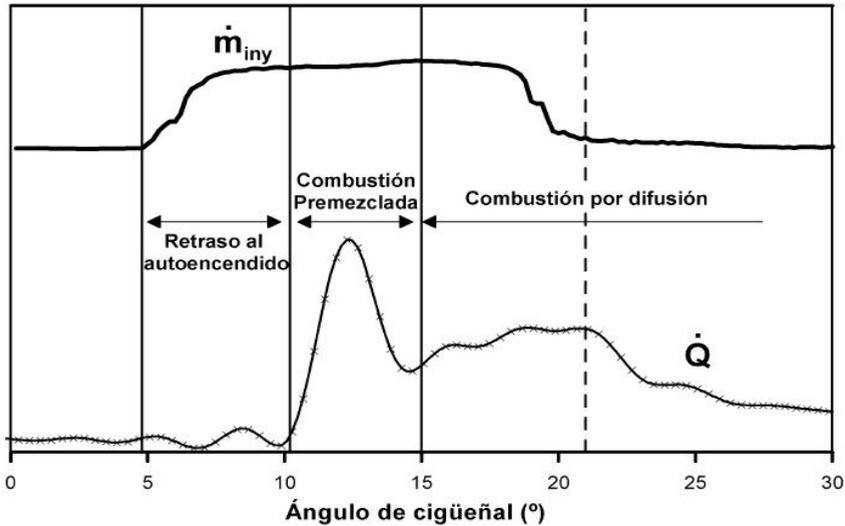


Figura 2.32 Definición de las fases de la combustión convencional en un motor Diesel por la comparación entre la tasa de inyección de combustible y la tasa de liberación de calor [62].

*Retraso al autoencendido:* se aprecia un primer intervalo de tiempo tras el inicio del proceso de inyección de combustible durante el cual, aparentemente, no hay liberación de calor importante. En este espacio de tiempo el chorro se mezcla con el aire gracias a la sucesión de los procesos físicos de atomización, englobamiento del aire y evaporación. Puesto que la atmósfera dentro de la cámara de combustión contiene oxígeno, la mezcla aire/combustible formada no es estable, y en el seno de la misma comienzan a darse prereacciones químicas de baja intensidad que producen la rotura de las moléculas de combustible en cadenas de hidrocarburos más cortas así como la formación de radicales libres ( $\text{OH}^\cdot$ ) que van a culminar en el autoencendido espontáneo de la mezcla, esto es, la aparición de una zona de reacción altamente exotérmica en el chorro, que define el inicio de la combustión. Dicho proceso se manifiesta en la gráfica de la figura 2.32 mediante un crecimiento súbito de la ley de liberación de calor, completándose con ello la primera fase de la combustión. El tiempo de retraso depende de las condiciones del motor, como comentado antes en la sección 2.6.1.7 [62][73].

*Combustión Premezclada:* una vez comienza la liberación apreciable de calor, se distinguen dos fases más. La primera tiene carácter transitorio y se suele denominar combustión premezclada. En ella se quema todo el combustible que, debido al proceso de mezcla que ha tenido lugar durante la fase anterior, está

dentro de los límites de inflamabilidad pero todavía no ha podido reaccionar debido a que los procesos químicos no habían llegado a las condiciones necesarias para el autoencendido. La combustión de toda esta mezcla acumulada hace que la energía se libere con una tasa bastante elevada, originando el primer máximo característico de la curva de liberación de calor. La duración de esta fase se suele definir desde el inicio de la combustión hasta el primer mínimo de la curva de liberación de calor [62][73].

*Combustión por difusión:* cuando la masa mezclada durante la fase de retraso se quema completamente, la liberación de calor prosigue con una tasa más baja correspondiente a la llamada combustión por difusión. Aquí se suele admitir que el calor se libera en la medida en que se va produciendo la mezcla entre aire y combustible. Mientras dura la inyección, este proceso de mezcla está controlado por la cantidad de movimiento que introduce el chorro en la cámara de combustión. La estructura de la llama alcanza un periodo de cuasi-estacionariedad, que se mantiene mientras se siga inyectando combustible. En el momento en que el proceso de inyección llega al final, se observa una caída de la tasa de liberación de calor al empeorar el proceso de mezcla debido a la ausencia de energía cinética turbulenta generada por la cantidad de movimiento del chorro. La estructura de la llama toma una forma bastante más aleatoria, y la combustión va perdiendo intensidad hasta que termina normalmente durante la carrera de expansión [62][73].

La presentación de este concepto está basada en un modo operacional convencional. No obstante, para alcanzar una combustión por difusión LTC habrá que llevar el motor a condiciones operacionales extremas, lo que por supuesto afectará la evolución del proceso de combustión con el tiempo.

Basado en los aspectos investigados en la búsqueda de una combustión por difusión LTC limpia, llevando en consideración un motor Diesel pequeño, los parámetros de funcionamiento deben de ser llevados a valores extremos. En el planteamiento de los experimentos se sugiere los siguientes cambios:

*Reducción del diámetro de orificio de la tobera:* este factor aumenta considerablemente el englobamiento de aire en la longitud de *lift-off*. Por otro lado, reduce dicha longitud. Este efecto en motores pequeños es muy beneficioso ya que reduce la probabilidad del choque de la longitud líquida, o también de *lift-off*, en la pared de la cámara de combustión. En cambio, hay que acordarse de que la reducción excesiva del diámetro de orificio puede hacer necesario el uso de toberas con elevado número de orificios. Ya se ha visto que la aproximación entre chorros causa resultados opuestos en la llama, aumentando la formación de hollín [66][68].

*Reducción de la concentración de oxígeno en el aire ambiente:* debe ser la mínima posible para que las temperaturas de llama no sean lo suficientemente altas para la formación de los PAH aguas abajo de la longitud de *lift-off*. Esta reducción se logra por el incremento en la concentración de EGR en el aire admitido [55][68][78].

*Aumento de la densidad del gas ambiente:* aunque el efecto en el englobamiento de aire es poco considerable, la densidad afecta significativamente a la formación de los precursores. La gran razón que motiva el aumento en la densidad es el hecho de que el aumento de la densidad ayuda a reducir la longitud de *lift-off* sin perjuicio en el proceso de mezcla aguas arriba de la longitud de *lift-off*. Eso contribuye a que no haya choque entre el chorro y la pared de la cámara de combustión [56][64][69].

*Reducción en la temperatura del gas ambiente:* esa reducción, que simula el uso de EGR refrigerado, sirve para reducir la temperatura de la llama mientras mejora el proceso de mezcla entre el aire y el combustible aguas arriba de la longitud de *lift-off* [56][64][66][69].

*Aumento de la presión de inyección:* mejora considerablemente el proceso de mezcla en la longitud de *lift-off*. Además, disminuye el tiempo de residencia en la zona de reacción donde hay formación de hollín, reduciendo la cantidad total de hollín formado en la llama [56][64][66][69].

Teniendo en cuenta los efectos asociados a estos cambios en las condiciones de funcionamiento del motor para obtener una combustión LTC por difusión, se puede concluir que el desarrollo del proceso de combustión se diferenciará de lo convencional en algunos puntos importantes. Se puede ver el desarrollo del proceso de combustión LTC por difusión en la figura 2.33 separadas en fases como abordado anteriormente:

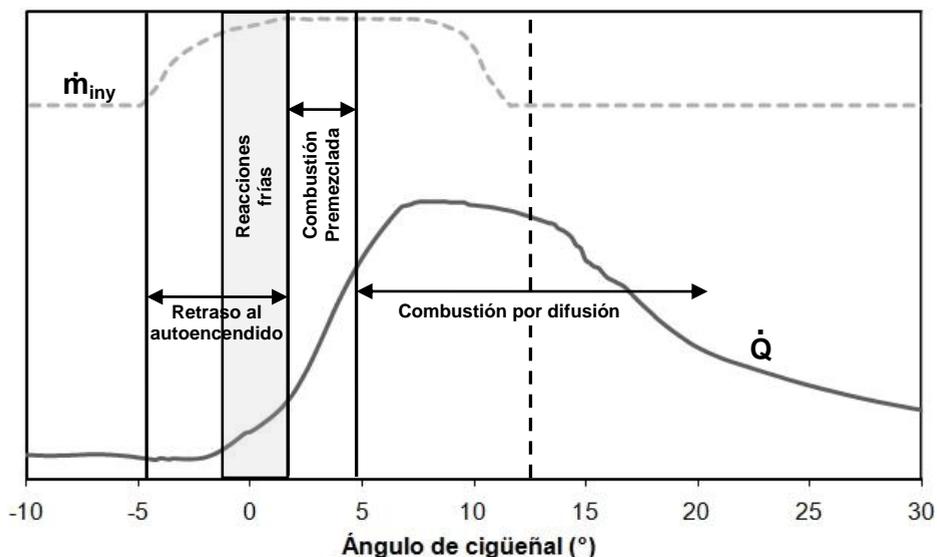


Figura 2.33 Definición de las fases de la combustión LTC por difusión en un motor Diesel por la comparación entre la tasa de inyección de combustible y la tasa de liberación de calor.

*Retraso al autoencendido:* hay una gran tendencia para que el retraso se haga más largo por la excesiva concentración de EGR en el aire y la baja temperatura del gas ambiente. La fase del retraso al autoencendido puede ser subdividida en dos partes. En la primera parte, sigue sin liberación de calor importante. En la segunda parte, como el retraso se alarga considerablemente, las prerreacciones, que antes eran despreciables, aparecen en el comienzo de la formación del *lift-off* de forma más contundente. Así, se puede ver en la curva de liberación de calor una parte de la energía liberada en las reacciones de rotura de las moléculas de combustibles en cadenas de hidrocarburos más cortas, que se suele denominar reacciones frías. Estos fenómenos fueron reportados por Idicheria y Pickett [78] y por Bruneaux [76] en sus estudios sobre el proceso de formación del *lift-off* hasta la estabilización de llama.

*Combustión Premezclada:* en esta fase del proceso de combustión, la liberación de calor se hace más rápida que en la fase anterior pero su velocidad, comparada con esta misma fase de la combustión convencional, será mucho más lenta ocasionada por la baja concentración de oxígeno en el aire. En este tipo de combustión, es probable que no se vea el primer máximo, como en la combustión convencional. Es decir, la fase de la combustión premezclada no está tan

determinada como en una combustión convencional. Si no hay primer máximo en la curva, tampoco habrá un mínimo para determinar claramente el fin de la combustión premezclada. Se admite suponer que el instante donde se da el cambio de fase entre la combustión premezclada y la combustión por difusión esté en el ligero cambio en la pendiente que hay en la subida de la curva de liberación de calor. Este comportamiento fue observado por Huestis et al. en [60] para condiciones con concentraciones de oxígeno entre el 8% y el 9% de concentración de oxígeno en el aire ambiente.

*Combustión por difusión:* después de que se quemó la mezcla de aire/combustible, aparece la estabilización de la llama. La tasa de liberación de calor alcanza su máximo en esta fase. La estructura de la llama alcanza semejante periodo de cuasi-estacionariedad, que se mantiene mientras se siga inyectando combustible. Sin embargo, la longitud de *lift-off* podría reducirse un poco debido al aumento de la temperatura en el entorno del chorro. Para que ocurra una combustión limpia, en esta fase, las temperaturas en la llama deben mantenerse en niveles bajos a fin de evitar la formación de los precursores del hollín. Además, el dosado relativo en la longitud de *lift-off* debería situarse cerca de 2 para la no-formación del hollín [64]. En el momento en que el proceso de inyección llega al final, se observa una caída de la tasa de liberación de calor. Hay una disminución significativa en la sensibilidad de curva de liberación de calor en relación al final del proceso de inyección. El supuesto alargamiento de la longitud de *lift-off* alargaría también el tiempo de residencia de una porción de combustible en el *lift-off*. O sea, se espera que haya un retraso mayor en la reducción de la tasa de liberación de calor tras el final del proceso de inyección. Finalmente, el proceso de oxidación del combustible podría llevar más tiempo que el disponible hasta la apertura de la válvula de escape [60]. Por tanto, el hollín formado en la llama tendría más dificultad para ser oxidado que en una combustión convencional.

Este proceso de combustión por difusión de baja temperatura tiene como objetivo evitar la formación de los contaminantes principalmente en la fase de combustión por difusión, cuando las temperaturas dentro de la cámara de combustión son más altas. En cambio, existe el riesgo de empeoramiento de las emisiones de *CO* y *HC* por la degradación de la combustión y choque del combustible contra la pared del pistón.

## 2.7 Conclusiones

En este capítulo de la tesis, se ha realizado una introducción a la ciencia de la combustión en motores de combustión interna alternativos. Conceptos básicos de

los dos ciclos motores más importantes en la actualidad, el ciclo Otto y el ciclo Diesel, han sido presentados en la primera sección.

En el apartado siguiente, el tema se ha centrado concretamente en las estrategias de combustión de baja temperatura, que se suele denominar combustiones LTC, en motores Diesel. Las estrategias de combustión LTC son de vital importancia para obtener combustiones con menos emisiones de  $NO_x$  a fin de satisfacer las estrictas reglamentaciones anticontaminantes vigentes en Europa y en los EEUU. Las estrategias han sido presentadas según los logros alcanzados en la reducción de las emisiones. Además, las estrategias han sido abordadas enseñando el rango de carga en que pueden ser utilizadas, el rango en que el proceso de inyección ocurre en el ciclo motor, las características de la mezcla aire/combustible que se busca entre otras características técnicas y recursos tecnológicos a ellas aplicados conforme se puede encontrar en la literatura.

En vista de la importancia del diagrama  $\phi \times T$  para los estudios sobre la combustión, el mismo se ha vuelto el principal tema del tercer apartado. Desde su origen, en el trabajo realizado por Kamimoto, hasta su desarrollo y utilización, el diagrama se ha mostrado como una herramienta compleja, y al mismo tiempo, esencial para las investigaciones más recientes en el área de la combustión Diesel. A través del diagrama  $\phi \times T$ , se ha podido ver la íntima correlación que hay entre la formación del hollín y  $NO_x$  respecto al dosado relativo y la temperatura de la llama en los procesos de combustión. La correcta utilización de esta herramienta en los estudios sobre combustión puede no solo ayudar a encontrar el porqué de los resultados obtenidos, sino que, además, puede auxiliar a que se encuentre un camino favorable para trabajos siguientes.

El modelo conceptual del chorro de DEC es una referencia actual para los estudios de combustión por difusión. Por tanto, el apartado siguiente fue dedicado a este modelo. Este modelo explica todo el proceso del desarrollo de un chorro Diesel, desde el comienzo del proceso de inyección del combustible, pasando por la evaporación, englobamiento de aire, atomización, autoencendido hasta alcanzar la estabilización del chorro en una llama cuasi-estacionaria. Conjuntamente, el modelo define por separado las diversas zonas de reacción que hay en la llama y apunta los tipos de reacciones que pasan en ellas.

Luego, se ha demostrado el uso y los efectos de los gases de recirculación en la combustión Diesel. La aplicación de los sistemas de EGR en los motores actuales es obligatoria para la reducción de las emisiones de  $NO_x$  por la capacidad que el EGR presenta de reducción en la temperatura de la llama. También han sido

mostrados estudios recientes que sugieren el uso del EGR refrigerado, una vez que puede contribuir para la reducción simultánea de las emisiones de  $NO_x$  y hollín.

En el apartado sobre la combustión LTC por difusión, se presentó el concepto de longitud de *lift-off* en una llama Diesel. El entendimiento de los fenómenos físicos y químicos que se suceden en la longitud de *lift-off* es de gran valor científico para el desarrollo de esta tesis. Las influencias que los parámetros operacionales ejercen en la longitud de *lift-off* han sido discutidas detalladamente. En su mayoría, los estudios abordados se desarrollaron en cámaras de combustión a volumen constante, por lo que se espera que algunos factores característicos del funcionamiento de un motor real afecten esta longitud, cambiando de cierta manera su estructura. Por esto, han sido presentados los estudios que fueron llevados a cabo en un motor real para la investigación de la interacción entre el chorro y la pared del pistón, o la proximidad entre dos chorros, además de los que han intentado simular en cámara de combustión a volumen constante semejantes situaciones.

Basado en los estudios sobre la longitud de *lift-off*, diversos otros estudios de visualización de la combustión investigaron la relación entre la longitud de *lift-off* y la formación de hollín en la llama Diesel. Todavía, han estudiado cómo los parámetros operacionales y constructivos del motor afectan a la combustión, la formación de los precursores del hollín y la formación del hollín en llama según su tasa de formación y región donde éste se forma. Los parámetros investigados han sido la temperatura y densidad del gas ambiente, el diámetro del orificio de la tobera del inyector, la presión de inyección y la concentración de oxígeno en el aire. Conociendo estos efectos, se ha buscado continuamente una manera de alcanzar la combustión LTC por difusión, como se puede encontrar en la literatura.

Centrado en el objetivo de esta tesis, se han planteado los cambios en los parámetros operacionales del motor en relación a sus respectivos valores en una combustión convencional. Estos cambios tienen como objetivo estudiar la viabilidad de obtener una combustión LTC por difusión en un motor Diesel HSDI pequeño. Los cambios en los valores de los parámetros están representados cualitativamente en la tabla 2.1.

Tabla 2.1 Cambios en los parámetros operacionales buscando una combustión LTC por difusión y la motivación para el cambio.

Parámetros de control	$H$	$\Phi_H$	Motivación
↓ $T_{\text{aire}}$	↑	↓	Alarga $H$ , lo que proporciona la reducción de $\Phi_H$ , además de reducir la formación de $\text{NO}_x$ y hollín
↑ $p_{\text{inj}}$	↑	↓	Mejora la atomización de combustible y aumenta la velocidad de inyección.
↑ $p_{\text{aire}}$	↓	↑ (poco)	La reducción de $H$ está compensada por la mayor cantidad de aire englobado. Ayudaría a evitar un posible choque de pared sin gran perjuicio para $\Phi_H$ .
↓ $d$	↓	↓	Reduce $H$ pero disminuye el valor de $\Phi_H$ en mayores proporciones. Además, ayuda a evitar el choque de pared por la reducción de $H$
↓ $\text{XO}_2$ (↑ %EGR)	↑	Sin influencia	Alarga $H$ en la misma proporción que disminuye el % $\text{O}_2$ englobado, es decir, $\Phi_H$ se mantiene constante. Muy importante para bajar las temperaturas de la llama, evitando así la formación de $\text{NO}_x$ y Hollín.

Finalmente, se ha comparado la evolución temporal del proceso de combustión Diesel convencional con lo que se espera de este proceso en cuanto se logre la combustión LTC por difusión. Los principales cambios en las fases de autoencendido, combustión premezclada y combustión por difusión han sido previstos basados en literatura disponible, una vez que el concepto de combustión propuesto en esta tesis todavía no ha sido logrado en un motor Diesel HSDI pequeño.

En este capítulo, se encuentra la base del conocimiento que ha sido utilizado para la elaboración y planteamiento de la tesis. El conjunto de estos trabajos de investigación ha hecho posible la creación de la nueva idea, sirviendo de guía para

el autor. Y de la misma manera que el conocimiento científico ha sido compartido en estas publicaciones, esta tesis se propone a servir de base científica para otros estudios futuros, cerrando el ciclo de conocimiento necesario para el desarrollo de la sociedad.

## 2.8 Bibliografía

- [1] Basshuysen, R.v., y F. Schäfer. *Internal combustion engine handbook: basics, components, systems and perspectives*. 1ª edición. Wiesbaden: SAE International, 2002.
- [2] Heywood, J. *Internal combustion engines fundamentals*. 1ª edición. McGraw-Hill Inc., 1988.
- [3] *Encyclopedia Britannica, Inc. Britannica Online Encyclopedia - Gasoline engine*. <http://www.britannica.com> (último acceso: 20 de Noviembre de 2008), 2008.
- [4] *Encyclopedia Britannica, Inc. Britannica Online Encyclopedia – Diesel engine*. <http://www.britannica.com> (último acceso: 20 de Noviembre de 2008), 2008.
- [5] Akihama, K., Y. Takatori, and K. Inagaki. "Mechanism of the Smokeless Rich Diesel Combustion by Reducing Temperature." *SAE International, SAE Paper 2001-01-0655*, 2001.
- [6] Stanglmaier, R. H., y E. C. Roberts. "Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI): Benefits, Compromises and the Future of Engine Applications." *SAE International, SAE Paper 1999-01-3682*, 1999.
- [7] De Rudder, K. *An approach to low temperature combustion in a small HSDI diesel engine*. Valencia: Tesis Doctoral - Departamento de Máquinas y Motores Térmicos - Universidad Politécnica de Valencia, 2007.
- [8] Epping, K., S. Aceves, R. Bechtold, y J. Dec. "The Potential of HCCI Combustion for High Efficiency and Low Emissions." *SAE International, SAE Paper 2002-01-1923*, 2002.
- [9] NAFTC. *NAFTC News - HCCI*. <http://www.naftc.wvu.edu> (último acceso: 21 de Noviembre de 2008), 2005.
- [10] Chen, Z., y K. Mitsuru. "How to Put the HCCI Engine to Practical Use: Control the Ignition Timing by Compression Ratio and Increase the Power Output by Supercharge." *SAE International, SAE Paper 2003-01-1832*, 2003.
- [11] Peng, Z., H. Zhao, y N. Ladommatos. "Effects of Air/Fuel Ratios and EGR Rates on HCCI Combustion of n-heptane, a Diesel Type Fuel." *SAE International, SAE Paper 2003-01-0747*, 2003.
- [12] Ryan III, T. W., y T. J. Callahan. "Homogeneous Charge Compression Ignition of Diesel Fuel." *SAE International, SAE 961160*, 1996.
- [13] Christensen, M., y B. Johansson. "Supercharged Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) with Exhaust Gas Recirculation and Pilot Fuel." *SAE International, SAE Paper 2000-01-1835*, 2000.

- [14] Bhave, A., M. Kraft, F. Mauss, A. Oakley, y H. Zhao. "Evaluating EGR-AFR Operating Range of a HCCI Engine." *SAE International, SAE Paper 2005-01-0161*, 2005.
- [15] Christensen, M., y B. Johansson. "Influence of Mixture Quality of Homogeneous Charge Compression Ignition." *SAE International, SAE Paper 982454*, 1998.
- [16] Ryu, J., H. Kim, y K. Lee. "A study on the spray structure and evaporation characteristic of common rail type high pressure injector in homogeneous charge compression ignition engine." *FUEL* (Elsevier Ltd.) Vol. 84, n° Issue 18, 2005, pag. 2341-2350.
- [17] Richter, M., J. Engström, A. Franke, M. Aldén, A. Hultqvist, y B. Johansson. "The Influence of Charge Inhomogeneity of the HCCI Combustion Process." *SAE International, SAE Paper 2000-01-2868*, 2000.
- [18] Tiegang, H., L. Shenghua, Z. Longbao, y Z. Chi. "Combustion and emission characteristics of a homogeneous charge compression ignition engine." *Journal of Automobile Engineering* (Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers) Vol. 219, n° 9, 2005, pag. 1133-1139.
- [19] Iwabuchi, Y., K. Kawai, T. Shoji, y T. Yoshinaka. "Trial of New Concept Diesel Combustion System - Premixed Compression-Ignited Combustion." *SAE International, SAE Paper 1999-01-0185*, 1999.
- [20] Kaneko, N., H. Ando., H. Ogawa, and N. Miyamoto. "Expansion of the Operating Range with In-Cylinder Water Injection in a Premixed Charge Compression Ignition Engine." *SAE International, SAE Paper 2002-01-1743*, 2002.
- [21] Simescu, S., T. W. Ryan III, G. D. Neely, A. C. Matheaus, and B. Surampudi. "Partial Pre-Mixed Combustion with Cooled and Uncooled EGR in a Heavy-Duty Diesel Engine." *SAE International, SAE Paper 2002-01-0963*, 2002.
- [22] Okude, K., K. Mori, S. Shiroh, and T. Moriya. "Premixed Compression Ignition (PCI) Combustion for Simultaneous Reduction of NOx and Soot in Diesel Engine." *SAE International, SAE Paper 2004-01-1907*, 2004.
- [23] Takeda, Y., N. Keiichi, and N. Keiichi. "Emission Characteristics of Premixed Lean Diesel Combustion with Extremely Early Staged Fuel Injection." *SAE International, SAE Paper 961163*, 1996.
- [24] Keiichi, N., N. Shimazaki, N. Keiichi, and S. Kobayashi. "Combustion and Emission Characteristics of Premixed Lean Diesel Combustion Engine." *SAE International, SAE Paper 970898*, 1997.
- [25] Nishijima, Y., Y. Asaumi, and Y. Aoyagi. "Premixed Lean Diesel Combustion (PREDIC) using Impingement Spray System." *SAE International, SAE Paper 2001-01-1892*, 2001.
- [26] Hashizume, T., T. Miyamoto, H. Akagawa, and K. Tsujimura. "Emission characteristics of a MULDIC combustion diesel engine: effects of EGR." *JSAE Review*, 1999, pag. 428-430.
- [27] Hashizume, T., T. Miyamoto, H. Akagawa, and K. Tsujimura. "Combustion and Emission Characteristics of Multiple Stage Diesel Combustion." *SAE International, SAE Paper 980505*, 1998.

- [28] Walter, B., and B. Gatellier. "Development of the High Power NADI Concept Using Dual Mode Diesel Combustion to Achieve Zero NOx and Particulate Emissions." *SAE International, SAE Paper 2002-01-1744*, 2002.
- [29] Pinchon, P., B. Walter, B. Réveillé, and M. Miche. "New Concepts for Diesel Combustion." *Conference on: Thermo and Fluid-Dynamic Processes in Diesel Engine - THIESEL 2004*. Valencia: Editorial de la UPV, 2004. pag. 395-414.
- [30] Ranini, A., S. Potteau, and B. Gatellier. "New Developments of the NADI Concept to Improve Operating Range, Exhaust Emissions and Noise." *Conference on: Thermo and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines - THIESEL 2004*. Valencia: Editorial de la UPV, 2004. pag. 469-482.
- [31] Reveillen, B., A. Kleemann, V. Knop, and C. Habchi. "Potential of Narrow Angle Direct Injection Diesel Engines for Clean Combustion: 3D CFD Analysis." *SAE International, SAE Paper 2006-01-1365*, 2006.
- [32] Yokota, H., H. Nakajima, y T. Kakegawa. "A New Concept for Low Emission Diesel Combustion (2nd Rep. : Reduction of HC and CO Emission, and Improvement of Fuel Consumption by EGR and MTBE Blended Fuel)." *SAE International, SAE Paper 981933*, 1998.
- [33] Yokota, H., Y. Kudo, H. Nakajima, T. Kakegawa, y T. Suzuki. "A New Concept for Low Emission Diesel Combustion." *SAE International, SAE Paper 970891*, 1997.
- [34] Greaney, A. "Ricardo's ACTION Strategy: An Enabling Light Duty Diesel Technology for the US Market." *11th Diesel Engine Emissions Reduction Conference 21st -25th August 2005 Palmer*. <http://www1.eere.energy.gov> (último acceso: 01 de 12 de 2008), 2005.
- [35] Cooper, B., I. Penny, M. Beasley, A. Greaney, y J. Crump. "Advanced Diesel Technology to Achieve Tier 2 Bin 5 Emissions Compliance in US Light-Duty Diesel Applications." *SAE International, SAE Paper 2006-01-1145*, 2006.
- [36] Cooper, B., N. Jackson, I. Penny, T. Truscott, D. Rawlins, y J. Seabrook. "Advanced Development Techniques for Delivering Low Emissions Diesel Engines." *THIESEL 2006: Conference on Thermo- and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines*. Valencia: Editorial de la UPV, 2006. pag. 267-280.
- [37] Pickett, L. M., y D. L. Siebers. "Non-Sooting, Low Flame Temperature Mixing-Controlled DI Diesel Combustion". *2003 DEER Conference Presentation: Sandia National Laboratories*. . <http://www1.eere.energy.gov> (último acceso: 11 de 12 de 2008), 2005.
- [38] Upatnieks, A., y C. J. Mueller. "Investigation of the Relationship Between DI Diesel Combustion Processes and Engine-Out Soot Using an Oxygenated Fuel." *SAE International, SAE Paper 2004-01-1400*, 2004.
- [39] Sandia Corporation. "Dilute Clean Diesel Combustion Shows Promise for Meeting 2010 Emissions Regulations." *CRF News (Combustion Research Facility) Vol. 27, n° 01*, 2005, pag. 1 y 6.
- [40] Upatnieks, A., y C. J. Mueller. "Clean, Controlled DI Diesel Combustion Using Dilute, Cool Charge Gas and a Short-Ignition-Delay, Oxygenated Fuel." *SAE International, SAE Paper 2005-01-0363*, 2005.

- [41] Upatnieks, A., C. J. Mueller, y G. C. Martin. "The Influence of Charge-Gas Dilution and Temperature on DI Diesel Combustion Processes Using a Short-Ignition-Delay, Oxygenated Fuel." *SAE International, SAE Paper 2005-01-2088*, 2005.
- [42] Kimura, S., O. Aoki, H. Ogawa, y S. Muranaka. "New Combustion Concept for Ultra-Clean and High-Efficiency Small DI Diesel Engines." *SAE International, SAE Paper 1999-01-3681*, 1999.
- [43] Kimura, S., O. Aoki, Y. Kitahara, y E. Ayoshisawa. "Ultra-Clean Combustion Technology Combining a Low Temperature and Premixed Combustion Concept for Meeting Future Emission Standards." *SAE International, SAE Paper 2001-01-0200*, 2001.
- [44] Kawashima, J., H. Ogawa, y Y. Tsuru. "Research on a Variable Swirl Intake Port for 4-Valve High-Speed DI Diesel Engines." *SAE International, SAE Paper 982680*, 1998.
- [45] Kimura, S, H. Ogawa, Y. Matsui, y Y. Enomoto. "An experimental analysis of low-temperature and premixed combustion for simultaneous reduction of NO<sub>x</sub> and particulate emissions in direct injection diesel engines." *Professional Engineering Publishing, International Journal of Engine Research* Vol. 3, n° Issue 4, 2002.
- [46] Kondo, M., S. Kimura, I. Hirano, Y. Uraki, y R. Maeda. "Development of noise reduction technologies for a small direct-injection diesel engine." *JSAE Review, Society of Automotive Engineers of Japan Inc. and Elsevier B.V.*, Vol. 21, n° 3, 2000, pag. 327-333.
- [47] Lee, T., y R. Reitz. "The Effect of Intake Boost Pressure on MK (Modulated Kinetics) Combustion." *JSME International Journal, The Japan Society of Mechanical Engineers*, Vol. 46, n° 3, 2003, pag 451-459.
- [48] Kamimoto, T., and M. Bae. "High Combustion Temperature for the Reduction of Particulate in Diesel Engines." *SAE Paper 880423*, 1988.
- [49] Kook, S., C. Bae, P. Miles, D. Choi, y L. Pickett. "The influence of Charge Dilution and Injection Timing on Low-Temperature Diesel Combustion and Emissions." *SAE International, SAE Paper 2005-01-3837*, 2005.
- [50] Kitamura, T., T. Ito, J. Senda, y H. Fujimoto. "Mechanism of smokeless diesel combustion with oxygenated fuel based on the dependence of the equivalence ratio and temperature on soot particle formation." *International Journal of Engine Research Professional Engineering Publishing*, Vol. 03, n° 4, 2002, pag. 223-248.
- [51] Adomeit, P., S. Pischinger, M. Becker, H. Rohs, y A. Greis. "Laser Optical Diagnostics and Numerical Analysis of HSDI Combustion Systems." *THIESEL 2004: Conference on Thermo- and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines*. Valencia: Editorial de la UPV, 2004. pag. 331-340.
- [52] Dec, J. E. "A Conceptual Model of DI Diesel Combustion Based on Laser-Sheet Imaging." *SAE Paper 970873*, 1997.
- [53] Sandia Corporation. "Imaging of advanced low-temperature diesel combustion." *CRF News, Combustion Research Facility*, Vol. 27, n° 05, 2005.
- [54] Maiboom, A., X. Tauzia, y J. F. Hézet. "Experimental study of various of exhaust gas recirculation (EGR) on combustion and emissions of an automotive direct injection diesel engine." *Energy, Elsevier Ltd*, Vol. 33, n° Issue 1, 2008, pag. 22-34.
- [55] Idicheria, C. A., y L. M. Pickett. "Soot Formation in Diesel Combustion under High-EGR Conditions." *SAE International, SAE Paper 2005-01-3834*, 2005.

- [56] Tree, D. R., and K. I. Svensson. "Soot processes in compression ignition engines." *Progress in Energy and Combustion Science - Elsevier Ltd*, Vol. 33, no. Issue 3, 2007, pag. 272-309.
- [57] Nakayama, S., T. Fukuma, A. Matsunaga, y T. Miyake. "A New Dynamic Combustion Control Method Based on Charge Oxygen Concentration for Diesel Engines." *SAE International, SAE Paper 2003-01-3181*, 2003.
- [58] Atzler, F., A. Weigand, R. Rotondi, O. Kastner, y T. Schulze. "Emissions Reduction Potential of High EGR Rates in D.I. Diesel Engines." *SAE International, SAE Paper 2007-24-0024*, 2007.
- [59] Golovitchev, V. I., L. Montorsi, y A. T. Calik. "The Effects on Combustion Regimes in Compression Ignited Engines." *SAE International, SAE Paper 2007-24-0040*, 2007.
- [60] Huestis, E., P. A. Erickson, y M. P. B. Musculus. "In-Cylinder and Exhaust Soot in Low-Temperature Combustion Using a Wide-Range of EGR in a Heavy-Duty Diesel Engine." *SAE International, SAE Paper 2007-01-4017*, 2007: 11 pag.
- [61] Avolio, G., C. Beatrice, N. Del Giacomo, C. Guido, y M. Migliaccio. "Effects of Highly Cooled EGR on Modern Diesel Engine Performance at Low Temperature Combustion Condition." *SAE International, SAE Paper 2007-24-0014*, 2007.
- [62] García, J. M. *Aportaciones al estudio del proceso de combustión turbulenta de chorros en motores diesel de inyección directa*. Valencia: Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 2004.
- [63] Higgins, B., y D. Siebers. "Measurement of the Flame *Lift-Off* Location on DI Diesel Sprays Using OH Chemiluminescence." *SAE International, SAE Paper 2001-01-0918*, 2001.
- [64] Siebers, D., y B. Higgins. "Flame *Lift-Off* on Direct Injection Diesel Under Quiescent Conditions." *SAE International, SAE Paper 2001-01-0530*, 2001
- [65] Siebers, D., B. Higgins, y L. Pickett. "Flame *Lift-off* on Direct-Injection Diesel Fuel Jets: Oxygen Concentration Effects." *SAE International, SAE Paper 2002-02-0890*, 2002.
- [66] Siebers, D. L., y L. M. Pickett. "Injection Pressure and Orifice Diameter Effects on Soot in DI Diesel Jets." *THIESEL 2002: Conference on Thermo- and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines*. Valencia: Editorial de la UPV, 2002. pag. 199-213.
- [67] Pickett, L. M., D. L. Siebers, y C. A. Idicheria. "Relationship Between Ignition Processes and the *Lift-Off* Length of Diesel Fuel Jets." *SAE International, SAE Paper 2005-01-3843*, 2005.
- [68] Pickett, L. M., y D. L. Siebers. "Non-Sooting, Low Flame Temperature Mixing-Controlled DI Diesel Combustion." *SAE International, SAE Paper 2004-01-1399*, 2004.
- [69] Pickett, L. M., y D. L. Siebers. "Soot in diesel fuel jets: effects of ambient temperature, ambient density, and injection pressure." *Combustion and Flame* Vol. 138, nº Issue 1-2, 2004, pag. 114-135.
- [70] Siebers, D. "Scaling Liquid-Phase Fuel Penetration in Diesel Sprays Based on Mixing-Limited Vaporization." *SAE International, SAE Paper 1999-01-0528*, 1999.
- [71] Venugopal, R., y J. Abraham. "A Review of Fundamental Studies Relevant to Flame *Lift-off* in Diesel Jets." *SAE International, SAE Paper 2007-01-0134*, 2007.

- [72] Musculus, M. "Effects of the In-Cylinder Environment of Diffusion Flame *Lift-Off* in a DI Diesel Engine." *SAE International, SAE Paper 2003-01-0074*, 2003.
- [73] Molina, S.A. *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*. Valencia: Tesis Doctoral E.T.S. Ingenieros Industriales. Universidad Politécnica de Valencia, 2003
- [74] Musculus, M. P., J. E. Dec, y D. R. Tree. "Effects of Fuel Parameters and Diffusion Flame *Lift-Off* on Soot Formation in a Heavy-Duty DI Diesel Engine." *SAE International, SAE Paper 2002-01-0889*, 2002.
- [75] Pickett, L. M., y J. J. López. "Jet-Wall Interaction Effects on Diesel Combustión and Soot Formation." *SAE International, SAE Paper 2005-01-0921*, 2005.
- [76] Bruneaux, G. "Combustion structure of free and wall-impinging diesel jets by simultaneous laser-induced fluorescence of formaldehyde, poly-aromatic fluorescence of formaldehyde, poly-aromatic hydrocarbons, and hydroxidew." *International Journal of Engine Research*, SAE International, Vol 9, no. N° 3, 2008, 249-265.
- [77] Pickett, L. M., y C. A. Idicheria. "Effects of Ambient Temperature and Density on Soot Formation under High-EGR Conditions." *THIESEL 2006: Conference on Thermo- and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines*. Valencia: Editorial de la UPV, 2006. pag. 353-366.
- [78] Idicheria, C. A., y L. M. Pickett. "Formaldehyde Visualization Near *Lift-Off* Location in a Diesel Jet." *SAE International, SAE Paper 2006-01-3434*, 2006.
- [79] Desantes, J. M., J. Arrègle, J. J. López, y Ch. Monin. "Study of different alternatives to enhance non-sooting low temperature diffusion combustion feasibility." *SIA 2008 - International Conference: Diesel Engines The Low CO2 and Emission Reduction Challenge*. Rouen: SIA, 2008.
- [80] Colban, W. F., C. M. Paul, y Seungmook Oh. "Effect of Intake Pressure on Performance and Emissions in an Automotive Diesel Engine Operating in Low Temperature Combustion Regimes." *SAE International, SAE Paper 2007-01-4063*, 2007.
- [81] Wakisaka, Y., Y. Hotta, M. Inayoshi, K. Nakakita, I. Sakata, y T. Takano. "Emissions Reduction of Extremely High Boost and High EGR Rate for an HSDI Diesel Engine and the Reduction Mechanisms of Exhaust Emissions." *SAE International, SAE Paper 2008-01-1189*, 2008.
- [82] Pickett, L. M., J. A. Caton, M. P. B. Musculus, y A. E. Lutz. "Evaluation of the equivalence ratio-temperature region of diesel soot precursor formation using a two-stage Lagrangian model." *International Journal of Engine Research*, Professional Engineering Publishing, Vol 7, n° 5, 2006, pag. 349-370.
- [83] Campbel, J. W., A. D. Gosman, y G. Hardy. "Analysis of Premix Flame and *Lift-Off* in Diesel Spray Combustion using Multi-Dimensional CFD." *SAE International, SAE Paper 2008-01-0968*, 2008.
- [84] Vishwanathan, G., y R. D. Reitz. "Numerical Predictions of Diesel Flame *Lift-off* Length and Soot Distributions under Low Temperature Combustion Conditions." *SAE International, SAE Paper 2008-01-1331*, 2008.



# Capítulo 3

## Herramientas experimentales y teóricas

### **Contenido**

---

<b>3.1</b>	<b>Introducción.....</b>	<b>91</b>
<b>3.2</b>	<b>Sala de ensayo .....</b>	<b>91</b>
3.2.1	Esquema general de montaje de la sala.....	91
3.2.2	Descripción del motor.....	92
3.2.2.1	Motor DV4-TED4 .....	92
3.2.2.2	Motor DV6-TED4 .....	93
3.2.3	Sistema de admisión.....	94
3.2.4	Sistema de escape.....	96
3.2.5	Sistema de recirculación de gases de escape.....	96
3.2.6	Sistema de inyección de combustible .....	97
3.2.6.1	Toberas del inyector de combustible .....	98
3.2.7	Sistema de refrigeración.....	99
3.2.8	Sistema de lubricación .....	99
3.2.9	Freno .....	100
<b>3.3</b>	<b>Sistemas de medidas.....</b>	<b>100</b>
3.3.1	Medida de variables instantáneas.....	101
3.3.1.1	Codificador angular .....	101
3.3.1.2	Presión en el cilindro .....	101
3.3.1.3	Presión en el rail .....	102

3.3.1.4	Señales de comando de inyección .....	102
3.3.2	Medida de variables medias .....	103
3.3.3	Medidor de caudal de combustible .....	103
3.3.4	Medidor de caudal de aire .....	104
3.3.5	Equipo de medida de hollín .....	104
3.3.6	Equipo de medida y análisis de gases .....	105
3.3.6.1	NO <sub>x</sub> – Óxidos Nitrosos.....	105
3.3.6.2	THC – Hidrocarburos sin quemar.....	105
3.3.6.3	CO y CO <sub>2</sub> – Monóxido de carbono y Dióxido de carbono..	106
3.3.6.4	O <sub>2</sub> - Oxígeno .....	106
3.3.7	Incertidumbre de los sistemas de medida.....	106
3.3.8	Equipo de medida de tasa de inyección de combustible .....	107
<b>3.4</b>	<b>Metodología de ensayos en motor .....</b>	<b>108</b>
<b>3.5</b>	<b>Herramientas teóricas y computacionales.....</b>	<b>110</b>
3.5.1	Mapas de funcionamiento del motor.....	110
3.5.2	CALMEC .....	112
3.5.2.1	Modelo de diagnóstico de la combustión .....	113
3.5.2.2	Temperatura de los gases quemados.....	115
3.5.2.3	Presión media indicada.....	116
3.5.2.4	Ruido de combustión .....	117
3.5.3	DIES.....	117
<b>3.6</b>	<b>Conclusiones .....</b>	<b>118</b>
<b>3.7</b>	<b>Bibliografía .....</b>	<b>118</b>

## 3.1 Introducción

Para el desarrollo de una tesis basada en el análisis de ensayos experimentales, se utilizan numerosas herramientas teóricas y experimentales para la obtención de los resultados. El objetivo de este capítulo es describir las herramientas que fueron empleadas en este estudio.

El capítulo está dividido en cuatro apartados principales además de esta introducción y las conclusiones, tres para describir las herramientas experimentales y el cuarto se dedica a explicar las herramientas teóricas utilizadas en la tesis. El primero describe la instalación de la sala de ensayo, el motor y todos los sistemas montados alrededor de éste para su funcionamiento. El segundo apartado se refiere a los sistemas auxiliares de medidas dedicados a la toma de datos durante los ensayos, montados de forma que garanticen la repetitividad y la precisión de los datos obtenidos. En el tercero se expone la metodología empleada para la ejecución de dichos ensayos. En el cuarto se explican los modelos y herramientas teóricas usados en el tratamiento de los datos adquiridos en los ensayos experimentales.

## 3.2 Sala de ensayo

### 3.2.1 Esquema general de montaje de la sala

Esta sección describe el motor monocilíndrico usado en esta tesis y los elementos fundamentales que constituyen la parte principal de la instalación experimental. El uso de un motor monocilíndrico genera una serie de necesidades adicionales en lo referente a los distintos fluidos que el motor necesita para funcionar. Todos estos circuitos de fluidos están representados esquemáticamente en la figura 3.1 junto a los sensores de temperatura y presión en sus respectivas posiciones originales. Los sistemas que se deben añadir al motor monocilíndrico son: el sistema de admisión, el sistema escape, el sistema de recirculación de gases de escape, el sistema de refrigeración, el sistema de lubricación, además de los sistemas de inyección de combustible y de control que no están representados en la figura.

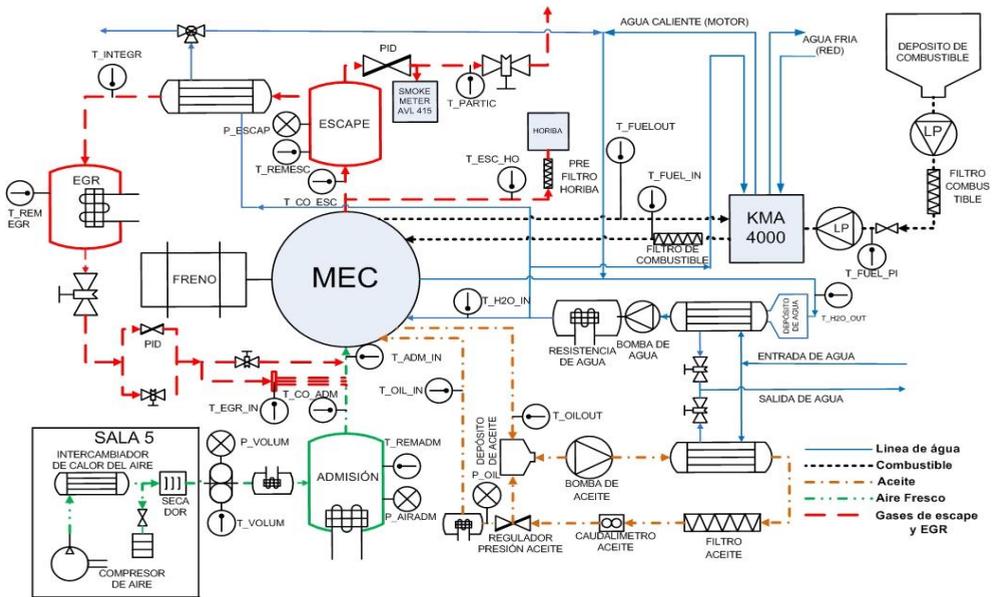


Figura 3.1 Esquema general de los sistemas de fluidos de la instalación experimental.

### 3.2.2 Descripción del motor

Se utilizaron dos motores distintos en esta tesis. El motor DV4-TED4 se destinó a los ensayos preliminares mientras que el motor DV6-TED4 se utilizó en los ensayos principales. La descripción de los motores se presenta a continuación.

#### 3.2.2.1 Motor DV4-TED4

El motor usado en los ensayos preliminares de la tesis es un monocilíndrico representativo de los motores pequeños que equipan vehículos turismo. El motor, modelo DV4-TED4 fabricado por la empresa Danielson Engineering, consiste en una unidad básica con árboles contrarrotantes y bloque motor desmontable de la unidad. Posee una culata multiválvulas (cuatro válvulas por cilindro) y un pistón fabricados por la empresa PSA. Las principales características del motor están representadas en la tabla 3.1

*Tabla 3.1 Especificaciones técnicas características del motor DV4-TED4.*

Nombre de la medida	Valor
Diámetro del pistón	73.70 mm
Carrera	82.00 mm
Volumen desplazado	350 cm <sup>3</sup>
Longitud de biela	162.80 mm
Diámetro del bowl	42.00 mm
Profundidad del bowl	14.39 mm
Relación de compresión	15.4:1
Diámetro de la válvula de escape	22.30 mm
Diámetro de la válvula de admisión	24.40 mm
Coefficiente de torbellino medio	2.15
Volumen del bowl	14.87 cm <sup>3</sup>
Número de válvulas por cilindro	4

### 3.2.2.2 Motor DV6-TED4

El motor usado en el desarrollo de la tesis también es un monocilíndrico representativo de los motores pequeños que equipan vehículos turismo, con características semejantes al motor DV4-TED4. El motor, modelo DV6-TED4 fabricado por la empresa Danielson Engineering, consiste en una unidad básica con árboles contrarrotantes y bloque motor desmontable de la unidad. Posee una culata multiválvulas (cuatro válvulas por cilindro) y un pistón fabricados por la empresa PSA. Las principales características del motor están representadas en la tabla 3.2

Tabla 3.2 Especificaciones técnicas características del motor DV6-TED6.

Nombre de la medida	Valor
Diámetro del pistón	75.11 mm
Carrera	88.00 mm
Volumen desplazado	399 cm <sup>3</sup>
Longitud de biela	123.80 mm
Diámetro del bowl	46.35 mm
Profundidad del bowl	14.30 mm
Relación de compresión	15.0:1
Diámetro de la válvula de escape	23.40 mm
Diámetro de la válvula de admisión	25.60 mm
Coefficiente de torbellino medio	2.15
Volumen del bowl	18.349 cm <sup>3</sup>
Número de válvulas por cilindro	4

### 3.2.3 Sistema de admisión

El objetivo del sistema de admisión es proveer el aire de la admisión al motor a la temperatura y presión consignas. Este sistema es necesario porque el motor no posee grupo de sobrealimentación.

El sistema, representado en la figura 3.2, está compuesto de un compresor de tornillo, accionado por medio de un motor eléctrico sobre el que se actúa variando su velocidad por medio de un variador de frecuencia. El aire, una vez comprimido, pasa por un intercambiador de calor que usa agua como agente refrigerante, y luego por un secador que garantiza en todas las condiciones de ensayo una humedad relativa del orden de  $8\% \pm 2\%$ . Esta parte de la instalación se encuentra físicamente fuera de la sala del motor y el aire es conducido por medio de tuberías hasta la sala de ensayos.

La línea roja discontinua representa el recorrido de los gases de escape y de los gases de recirculación y la línea continua de color verde representa el recorrido del aire fresco desde el compresor hasta la entrada del motor.

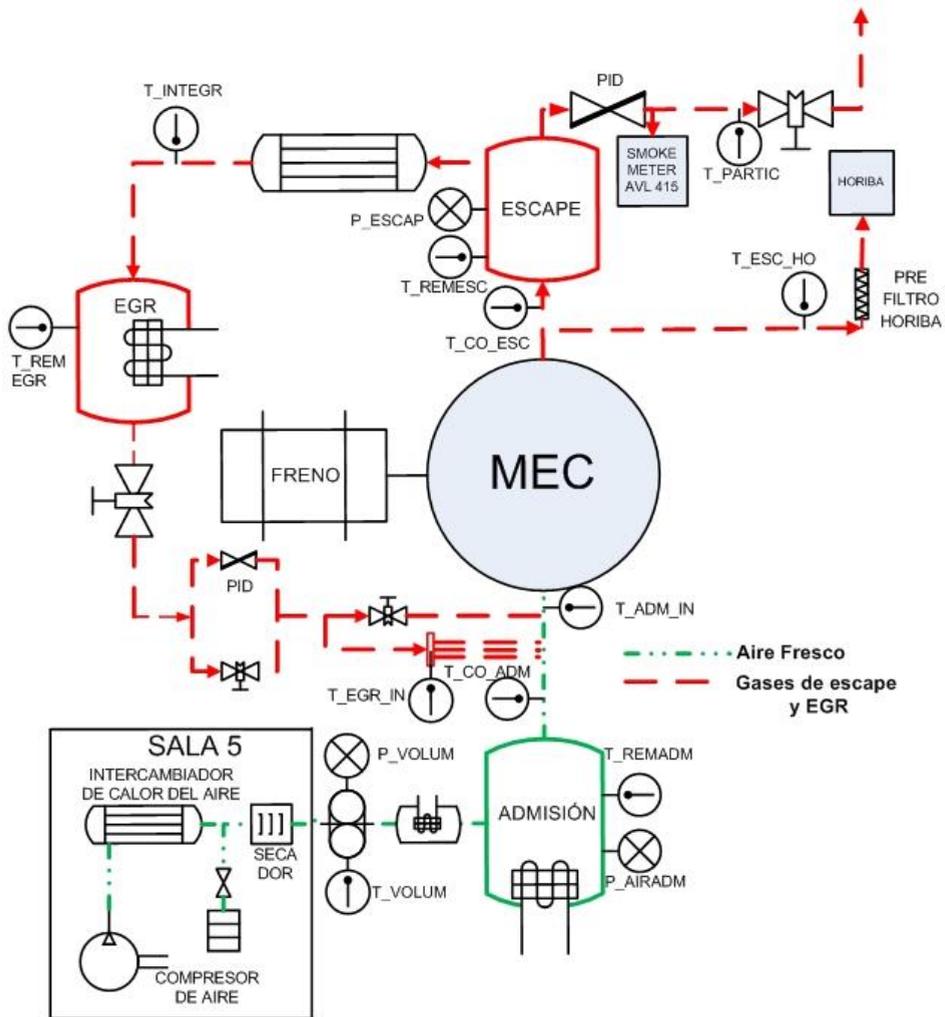


Figura 3.2 Esquema del sistema de admisión, escape y recirculación de gases de escape (EGR).

En la sala de ensayos, el aire comprimido pasa por un filtro para luego llegar al elemento de medida de caudal de aire. A continuación, pasa a través de una resistencia que actúa como foco caliente de un control PID de temperatura del aire de admisión. Luego, sigue a un remanso de admisión especialmente calculado para amortiguar la oscilación de presión del colector de admisión. En este depósito, se efectúan medidas de temperatura y presión del aire fresco con el objetivo de

controlar sus condiciones termodinámicas. Finalmente existe otro sensor de temperatura del aire que sirve para medir la temperatura del aire de admisión después de mezclarse con el EGR. Detalles sobre el cálculo de las dimensiones de los dispositivos y diseño del sistema de aire se pueden encontrar en [1]. Este dimensionamiento está basado en el método J244 recomendado por SAE[2].

### **3.2.4 Sistema de escape**

El sistema de escape también está representado esquemáticamente en la figura 3.2. Este sistema tiene por objeto producir una contrapresión en el colector de escape similar a la que produce la turbina en el motor de serie. Al salir del motor, los gases de escape llegan a un remanso de escape. Para generar la presión en el colector de escape producida por la turbina en el motor real, a la salida de la pipa de escape se ha acoplado después del colector de escape un remanso y a la salida de éste se ha dispuesto una válvula que es la encargada de regular la presión en el remanso. Esta válvula es controlada por un control PID y tiene una precisión en la regulación que no es tan efectiva como en el caso de la admisión. Esto se debe a que la válvula está controlada por un motor paso a paso y sus intervalos no son lo suficientemente pequeños para obtener una regulación más fina.

Además, en el sistema de escape hay dos tomas de muestras de los gases de escape, una para el equipo analizador de gases de escape, Horiba MEXA-7100DEGR, y otra para el equipo de medida de hollín, AVL 415. La salida para la muestra que va al analizador de escape Horiba MEXA-7100DEGR está ubicada justo después del colector de escape, antes del remanso de escape mientras la salida para la muestra que sigue al medidor de hollín AVL 415 está ubicada después de la válvula que regula la presión de los gases de escape. Esta disposición se debe a los requerimientos de presión de los equipos. Las posiciones de dichas salidas de las muestras se pueden ver en la figura 3.2.

### **3.2.5 Sistema de recirculación de gases de escape**

El sistema de recirculación de gases ha sido diseñado para que se pueda trabajar con altos caudales máxicos de EGR, alrededor del 70%. Así como permitir regular la temperatura de los gases de recirculación para que éstos sean admitidos a una determinada temperatura por el motor. La extracción de los gases se hace desde el remanso de escape, pasan por un intercambiador de calor para luego entrar en el remanso de EGR donde se mide la presión y la temperatura de los gases recirculados. La temperatura puede regularse mediante un control PID, que actúa

sobre una válvula que regula el caudal de agua que circula por el intercambiador de calor. Además, el remanso de EGR posee una resistencia en el caso de que sea necesario calentar los gases recirculados.

Desde el remanso de EGR se conducen los gases hacia el colector de admisión donde se regula el paso a través de una válvula electro-neumática. Para mejorar el proceso de mezcla entre el aire fresco y los gases de recirculación, los gases son introducidos en el conducto de admisión por diferentes lugares.

Para poder conocer la cantidad de EGR que se está recirculando en cada momento es necesario extraer una muestra de la admisión del motor e introducirla en el analizador de gases. Con la medida de la concentración de  $CO_2$  en la admisión y en los gases de escape, es posible definir la cantidad de gases recirculados por medio de la ecuación ( 3.1):

$$( 3.1 ) \quad \%EGR = \frac{[CO_2]_{adm} - [CO_2]_{ATM}}{[CO_2]_{ESC} - [CO_2]_{ATM}} \cdot 100$$

Donde:

$$\begin{aligned} \%EGR &= \text{Tasa de EGR} \\ [CO_2]_{adm} &= \text{Cantidad de dióxido de carbono en la admisión en ppm} \\ [CO_2]_{ESC} &= \text{Cantidad de dióxido de carbono en el escape en ppm} \\ [CO_2]_{ATM} &= \text{Cantidad de dióxido de carbono en el aire en ppm} \end{aligned}$$

El valor  $[CO_2]_{ATM}$  es prácticamente constante, cerca de 400 ppm, sobre todo cuando la sala está perfectamente ventilada y se extraen los gases de escape de manera eficiente [1].

### 3.2.6 Sistema de inyección de combustible

El sistema de inyección (figura 3.3) está compuesto por un circuito de baja presión y uno de alta presión. El de baja presión es responsable de llevar el combustible desde el depósito hasta el medidor de caudal de combustible KMA 4000, que será presentado en la sección 3.3.3 [3].

El circuito de alta presión dispone de una bomba para elevar la presión de combustible hasta 1400 bar. Esta presión está regulada electrónicamente en el rail del sistema de inyección. El inyector utilizado es un inyector BOSCH de 2ª

generación con accionamiento tipo solenoide que permite una duración de la inyección mínima con funcionamiento estable de 0.225 ms.

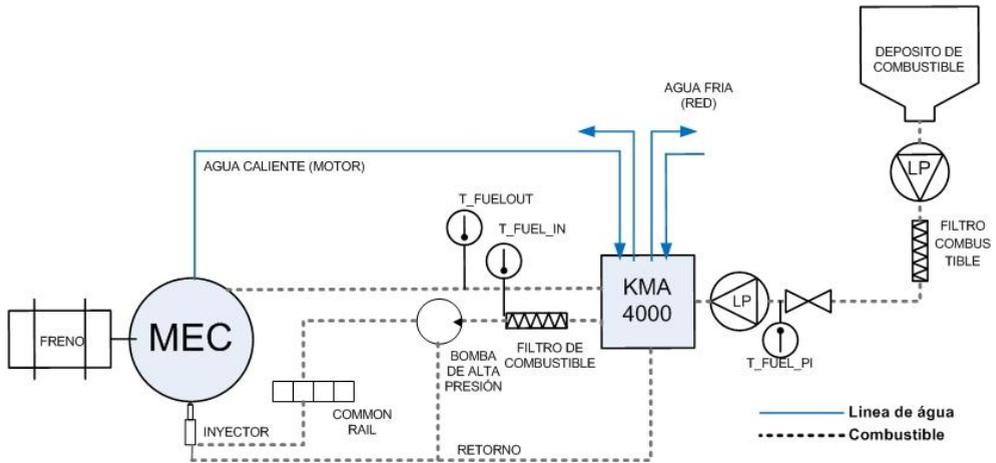


Figura 3.3 Esquema del circuito de inyección de combustible del motor monocilíndrico.

### 3.2.6.1 Toberas del inyector de combustible

Se han utilizado 3 toberas distintas en el desarrollo de la tesis con cambios en el diámetro del orificio, número de orificios y caudal hidráulico. Sus principales características están en la tabla 3.3.

Tabla 3.3 Características técnicas de las toberas del sistema de inyección.

Característica	Unidad	Tobera 1	Tobera 2	Tobera 3
Fabricante	[]	Bosch	Bosch	Bosch
Tipo de tobera	[]	Cónica	Cónica	Cónica
Número de orificios	[]	6	6	9
Diámetro del orificio	[ $\mu\text{m}$ ]	129	101	83
Caudal hidráulico	[ $\text{cm}^3/30\text{s}$ ]	284 a 295	187 a 195	187 a 195
Ángulo del cono	[ $^\circ$ ]	150	150	150
Factor K	[]	1.0	1.5	1.5
Presión máxima	[bar]	1800	1800	1800

### 3.2.7 Sistema de refrigeración

El sistema de refrigeración funciona independientemente del motor pues éste no posee bomba de agua acoplada. El sistema permite el control de la temperatura del agua suministrada a través del uso de un intercambiador de calor. Una válvula accionada por un control PID regula el caudal de agua de la red en el intercambiador de calor que se usa para enfriar el agua del motor, además de una resistencia para precalentamiento de la misma. La temperatura de trabajo del motor puede ser controlada entre  $60^\circ\text{C}$  y  $100^\circ\text{C} \pm 1^\circ\text{C}$ . El esquema del circuito está presentado en la figura 3.4.

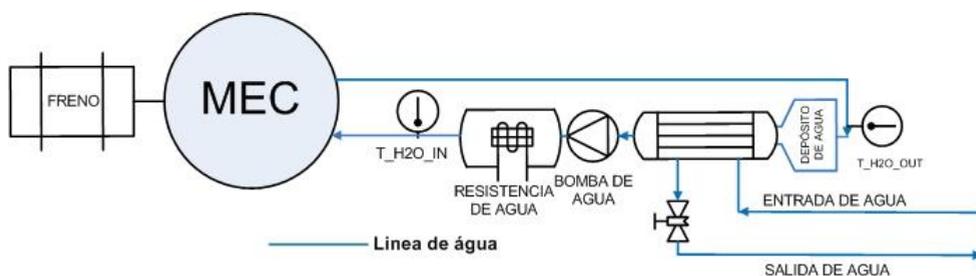


Figura 3.4 Esquema del circuito de refrigeración del motor monocilíndrico.

### 3.2.8 Sistema de lubricación

Así como el sistema de refrigeración, se ha instalado el sistema de lubricación de forma externa al motor por no haber bomba de aceite acoplada al

motor, como aparece esquematizado en la figura 3.5. El circuito de aceite posee un intercambiador de calor y una resistencia para el precalentamiento de aceite. Esta última permite calentar el aceite del motor antes de poner el motor en marcha, reduciendo el tiempo de estabilización del motor. Se puede regular la temperatura del aceite a la entrada del motor entre  $75^{\circ}\text{C}$  y  $120^{\circ}\text{C} \pm 1^{\circ}\text{C}$ .

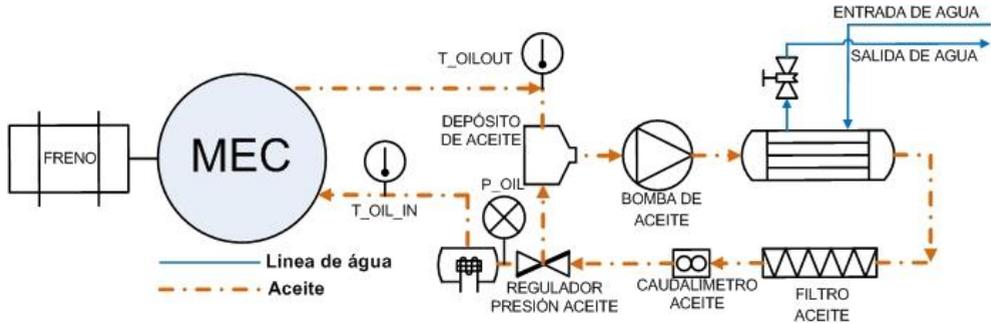


Figura 3.5 Esquema del circuito de lubricación del motor monocilíndrico.

### 3.2.9 Freno

Acoplado al eje del cigüeñal, a través de una transmisión elástica, hay un freno electromagnético, de marca AMK, que se encarga de absorber la potencia generada por el motor. El freno tiene la capacidad de trabajar a una velocidad máxima de 7000 rpm, con potencia y par máximos permitidos de 35 kW y 120 N.m, respectivamente. La medida del par se realiza a través de un torquímetro, del fabricante GIF, ubicado sobre el rotor del freno. El par máximo y la velocidad máxima permitida para el equipo son de 200 N.m y 7500 rpm, respectivamente [4].

El sistema de control permite el funcionamiento del freno a régimen constante, lo que hace que la regulación sea muy precisa, permitiendo realizar ensayos con una oscilación en el régimen prácticamente despreciable.

## 3.3 Sistemas de medidas

Este apartado tiene el objetivo de describir los sistemas de medida más relevantes y útiles en los ensayos experimentales de esta tesis. El apartado está subdividido en dos subsecciones que explican los sistemas de medidas de las variables instantáneas y de las variables medias. Las variables instantáneas son las

variables dinámicas que se desean medir en los ensayos, tales como presión en el cilindro, presión en el rail o pulso de comando del inyector. Por otro lado, las variables medias son los valores aproximadamente constantes durante la adquisición de un punto de ensayo, como presión y temperatura del aire de admisión, cantidad de combustible inyectada, etc.

### **3.3.1 Medida de variables instantáneas**

La medida de las variables instantáneas se ha registrado y guardado a través de una cadena de medida Yokogawa 708E conectada a un ordenador para almacenamiento de la información. La cadena de medida registra las señales en alta frecuencia cada 0.2 grados de giro del cigüeñal del motor monocilíndrico. De entre estas cabe señalar la presión en el cilindro, pulso de inyección y presión en la línea de combustible.

#### **3.3.1.1 Codificador angular**

El codificador angular es un AVL 364 y está montado en el eje del cigüeñal, en el lado opuesto a la transmisión. Este elemento tiene dos funciones. La primera es la de generar un pulso de sincronismo que le indicará a la cadena de medida cuándo debe comenzar a registrar los valores. La segunda es generar una cantidad determinada de pulsos por cada giro de cigüeñal, que determinarán la cantidad de puntos en los cuales se registrarán las variables a medir (presión en el cilindro, presión en el rail y pulso de inyección). La cantidad exactas de puntos puede ser modificada por el usuario y depende de la resolución con la que se quiera trabajar. En esta tesis, la resolución se ha tomado de 0.2, es decir, 5 pulsos por cada grado de giro del cigüeñal.

#### **3.3.1.2 Presión en el cilindro**

La presión del gas dentro de la cámara de combustión es medida con un sensor de presión piezoeléctrico Kistler 6055B, cuyo funcionamiento se basa en el fenómeno piezoeléctrico que consiste en la aparición de cargas eléctricas en determinadas zonas de una lamina de cuarzo en respuesta a la deformación provocada por la aplicación de una fuerza. Cuando el captador de presión, que tiene acceso a la cámara de combustión, se ve sometido a una presión, genera una señal eléctrica de baja amplitud. La relación entre señal de carga y la presión medida se denomina sensibilidad, que para el captador utilizado es de 6 pC/bar.

Esta señal de baja amplitud, muy sensible a los ruidos eléctricos, llega mediante un cable coaxial hasta el acondicionador, donde es convertida en una señal analógica en voltios, la relación es de 25bar/voltio a la salida del acondicionador. El acondicionador utilizado ha sido el modelo Kistler 5011BE. La presión en el cilindro se registra a cada 0.2 grados de giro del cigüeñal en un total de 50 ciclos consecutivos.

### **3.3.1.3 Presión en el rail**

La presión de la línea de combustible se mide con un sensor de presión piezorresistivo, que basa la medida en la variación de la resistencia de un conductor o semiconductor cuando es sometido a un esfuerzo mecánico. El sensor de presión utilizado es de la marca Kistler, modelo 4067A2000. La señal del sensor de presión es amplificada por un amplificador también de marca Kistler, modelo 4618A0. El captador de presión está instalado entre el raíl y el inyector de combustible. Al igual que con la presión en el cilindro, se registra un total de 50 ciclos consecutivos.

### **3.3.1.4 Señales de comando de inyección**

La señal utilizada para comandar la inyección ha sido el pulso de inyección. El esquema de sistema de comando de inyección está presentado en la Figura 3.6. La señal de comando es generada a partir del “trigger” generado por el codificador angular. Esta señal de “trigger” sigue a la caja generadora de pulsos, que es capaz de generar hasta 6 señales TTL por señal de “trigger” recibida. Esta caja generadora permite variar la amplitud y el desfase de cada una de las TTL’s generadas mediante un potenciómetro. Luego, la etapa de potencia convierte las TTL’s en el pulso de inyección, con intensidad suficiente para el accionamiento del inyector de combustible. Ambas señales se registran en la cadena de medida.

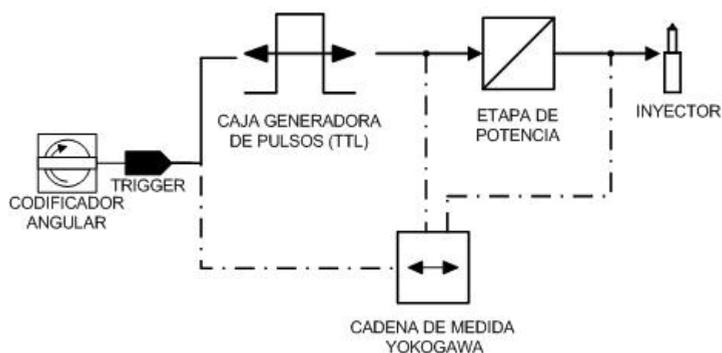


Figura 3.6 Diagrama del sistema de comando de inyección.

### 3.3.2 Medida de variables medias

El sistema de medida de variables medias es un dispositivo que registra y almacena las variables provenientes de los diversos sensores de presión, temperatura y caudal y equipos de medidas auxiliares, como el analizador de gases y el medidor de caudal de combustible, en un fichero para su uso posterior. Las señales eléctricas analógicas llegan al sistema de medida y son convertidas a señales digitales. Cada medida representa la media de las señales eléctricas durante un determinado intervalo de tiempo previamente definido por el usuario. En el caso de este trabajo, el tiempo de medida definido para cada punto fue de 60 segundos y las medidas se repitieron 3 veces para disminuir la incertidumbre de las mismas.

El software utilizado fue el AVL PUMA, que además de guardar las variables medidas, tiene la función de controlar los equipos de la sala de ensayos excepto el sistema de inyección [5].

### 3.3.3 Medidor de caudal de combustible

La correcta y precisa medida del caudal de combustible es fundamental para un estudio experimental en un motor monocilíndrico, porque debido a los pequeños caudales cualquier desvío puede influir de manera decisiva en los cálculos de consumo específico y relación aire combustible, entre otros parámetros.

El equipo utilizado para medir del caudal másico de combustible ha sido el AVL KMA 4000. Mide el caudal volumétrico y, con las medidas de la temperatura y presión del fluido, calcula su densidad y lo transforma en caudal másico de

combustible. El equipo también actúa controlando la temperatura del combustible, y una vez que su temperatura está controlada con una precisión de hasta  $\pm 0.1^\circ \text{C}$ , no hay la necesidad de uso de un sistema auxiliar de acondicionamiento del combustible. El rango de funcionamiento del flujo va desde 0.02 kg/h hasta 380 kg/h, y tiene una configuración especial para pequeños caudales relativos a los motores monocilíndricos pequeños [3].

### 3.3.4 Medidor de caudal de aire

Tal como explicado con el caudal de combustible, la medida del caudal de aire también es muy importante puesto que el cálculo del rendimiento volumétrico, relación aire combustible y temperaturas en el ciclo dependen de este valor.

El dispositivo usado para las medidas del caudal de aire ha sido un Elster RVG G-65 rotary meter, que mide el caudal volumétrico de aire según el principio del desplazamiento positivo de aire. Lóbulos de forma circular giran debido al caudal de aire que pasa en su interior y el volumen de aire que pasa por el medidor es proporcional a su régimen de giro [6]. En el equipo, están instalados un sensor de presión y un sensor de temperatura, y a través del uso de la ecuación de estado de un gas ideal se calcula la densidad del aire y se obtiene el caudal másico de aire.

### 3.3.5 Equipo de medida de hollín

La cantidad de hollín emitida para cada punto ensayado fue medida con el equipo AVL415. Una muestra de los gases de escape con volumen previamente determinado pasa a través de un filtro blanco de papel dentro del instrumento de medida. El hollín retenido en el filtro causa un oscurecimiento del mismo que es detectado por un sensor fotoeléctrico. Éste es evaluado por el equipo en una escala de 0 a 10 FSN (abreviatura del inglés *Filter Smoke Number*) [7]. El equipo utiliza la ecuación empírica (3.2) para convertir la fracción de hollín medida en FSN para la concentración de hollín en  $\text{mg}/\text{m}^3$ . Es importante destacar que el valor obtenido es referente solamente a una parte de la fracción insoluble del material particulado emitido por el motor.

$$(3.2) \quad \text{Hollín} \left( \frac{\text{mg}}{\text{m}^3} \right) = \frac{1}{0.405} \cdot 4.95 \cdot \text{Humos}(\text{FSN}) \cdot e^{0.38 \cdot \text{Humos}(\text{FSN})}$$

### 3.3.6 Equipo de medida y análisis de gases

El equipo utilizado para analizar los gases de escape ha sido un HORIBA MEXA 7100 DEGR, con el que es posible medir  $NO_x$ , individualizando entre  $NO$  y  $NO_2$ ,  $THC$ ,  $CO$ ,  $CO_2$  y  $O_2$  [8][9][10]. La muestra para el equipo debe ser extraída del escape a una temperatura superior a  $192^\circ C$  y mantenida caliente en todo su recorrido para evitar la condensación de los hidrocarburos sin quemar. Asimismo el equipo debe ser calibrado cada día de ensayo para mejorar la repetitividad de los resultados obtenidos.

#### 3.3.6.1 $NO_x$ – Óxidos Nitrosos

La medida de óxidos de nitrógeno,  $NO_x$ , se realiza por medio de un analizador del tipo CLA (Analizador por quimioluminiscencia). Este tipo de analizador puede medir  $NO$  y  $NO_2$ . La muestra de los gases de escape se hace pasar por una cámara de conversión que se encarga de convertir todo el  $NO_2$  a  $NO$ . Luego, los gases pasan por una cámara de reacción donde se encuentran con ozono ( $O_3$ ) que al combinarse con el  $NO$ , produce dióxido de nitrógeno excitado ( $NO_2^*$ ). Las moléculas de este gas emiten fotones que se detectan por un fotomultiplicador que está dentro de la cámara de reacción. La lectura de este foto-multiplicador es proporcional a la concentración de  $NO_2^*$ . De esta forma se mide en realidad la suma de  $NO$  más  $NO_2$  en el escape. Si solo se quiere medir  $NO$ , la muestra no se hace pasar por la cámara de conversión de modo que no se convierte el  $NO_2$  a  $NO$  y por lo tanto no puede ser medido. Se mide la concentración en partes por millón (ppm) de  $NO_x$  o  $NO$  en la muestra analizada.

#### 3.3.6.2 $THC$ – Hidrocarburos sin quemar

El analizador empleado para medir  $THC$  es del tipo FIA (Analizador de ionización de llama). La muestra en caliente se hace pasar por el analizador que tiene una llama producida por una mezcla de  $H_2$  y  $He$  con aire sintético. Los hidrocarburos presentes al quemarse producen iones, que en presencia de un campo eléctrico generan una corriente de ionización proporcional a la cantidad total de átomos de carbono. Es muy importante mantener una temperatura alta de la muestra con el fin de evitar la condensación de hidrocarburos, previa a la entrada de analizador.

### 3.3.6.3 CO y CO<sub>2</sub> – Monóxido de carbono y Dióxido de carbono

Las emisiones de CO y CO<sub>2</sub> del escape y CO<sub>2</sub> de la admisión se miden con un analizador tipo infrarrojo no dispersivo, NDIR, que tiene como principio de funcionamiento la absorción de la radiación infrarroja de determinada longitud de onda por parte de los contaminantes. La toma de la muestra de CO<sub>2</sub> de la admisión es completamente independiente de la toma de CO y CO<sub>2</sub> del escape y es fundamental para el cálculo de la concentración de EGR del aire admitido como se explicó previamente en la sección 3.2.5, ecuación ( 3.1) [8].

### 3.3.6.4 O<sub>2</sub> - Oxígeno

Aunque la emisión de oxígeno no está obviamente regulada por la normativa, los equipos de medida disponen de analizador capaz de medirlo, puesto que con este valor y el de resto de emisiones puede calcularse la relación aire/combustible con la que ha estado trabajando el motor, si se conoce la relación C/H del combustible.

La concentración de O<sub>2</sub> en los gases de escape se mide con un analizador PMA (Analizador para-magnético). El O<sub>2</sub> es un elemento altamente para-magnético, es decir, tiene la propiedad de convertirse en un imán temporal cuando se introduce en un campo magnético. Haciendo uso de esta propiedad, la muestra pasa por una corriente de nitrógeno dentro de un campo magnético, haciendo que el oxígeno se posicione a un lado u otro de unas pequeñas placas que son deformadas por la diferencia de presión provocada por la concentración de oxígeno. Esta deformación en las placas es proporcional a la concentración de O<sub>2</sub> que se quiere medir. El rango de medida es de 0% a 25% [8].

### 3.3.7 Incertidumbre de los sistemas de medida

Para que se pueda comparar los datos correctamente y hacer conclusiones respecto a los ensayos y los datos medidos, se debe conocer los incertidumbres de medidas de los equipos utilizados en el estudio. Dos valores que poseen una diferencia entre sí pueden estar medidos con incertidumbre suficientemente grande en el rango medido que no se pueda considerarlos diferentes en valor. Los valores expresados en la tabla son los rangos de medida de cada equipo y sus respectivas incertidumbres según el fabricante [3][4][5][6][7][8][10].

Tabla 3.4 Rango de medidas y incertidumbre de los parámetros medidos en los ensayos experimentales.

Parámetro	Rango de medidas	Incertidumbre
Régimen de giro	1 hasta 6000 rpm	± 1 rpm
Par	-200 hasta 200 N.m	± 2 N.m
Presión del aire de admisión	110 hasta 350 kPa	± 0.1 kPa
Temperatura del aire de admisión	273 hasta 1273 K	± 1 K
Humedad del aire	0 hasta 100%	± 0.1 %
Caudal volumétrico de aire	0.5 hasta 40 m <sup>3</sup> /h	± 2%
Caudal másico de combustible	0.02 hasta 380 kg/h	± 0.1%
Temperatura del agua del refrigeración	273 hasta 1273 K	± 1 K
Temperatura del aceite de motor	273 hasta 1273 K	± 1 K
NO <sub>x</sub>	0 hasta 5000 ppm	± 3%
CO <sub>2</sub>	0 hasta 20%	± 3%
CO	0 hasta 3000 ppm	± 3%
CO	0.3% hasta 10%	± 3%
HC	0 hasta 10000 ppm	± 3%
O <sub>2</sub>	0 hasta 25%	± 3%
Hollín	0 hasta 10 FSN	± 3%

### 3.3.8 Equipo de medida de tasa de inyección de combustible

Para obtener la tasa de inyección de combustible fue utilizado un equipo IAV-EVII que utiliza el método Bosch para calcularlo. El equipo hace la medida con el inyector fuera del motor debido a la imposibilidad de medir la tasa durante los ensayos. Se instala el inyector en una de las extremidades de un tubo con el diámetro y longitud conocidos, lleno de combustible a una presión previamente determinada, que se denomina contrapresión. Se registra la variación de la presión dentro del tubo mientras se inyecta combustible. Aplicándose la ecuación de Allievi ((3.3) se obtiene la tasa [11]:

$$(3.3) \quad \dot{m}_f = \rho_f \cdot A_{tubo} \cdot \Delta u_f = \frac{A}{a} \cdot \Delta p$$

donde:

$\dot{m}_f$  es el caudal másico de combustible,  
 $\rho_f$  es la densidad del combustible,  
 $A$  es el área de la sección del tubo,

$a$  es la velocidad del sonido en el combustible y

$\Delta p$  es la diferencia entre la presión durante la inyección y la contrapresión.

Además, este método también tiene como resultado el tiempo de retraso de sistema de inyección desde la señal de comando del inyector hasta el momento exacto de su apertura como se indica en la Figura 3.7. De esta forma, se puede ver realmente dónde empieza y termina la inyección en el ciclo motor con combustión.

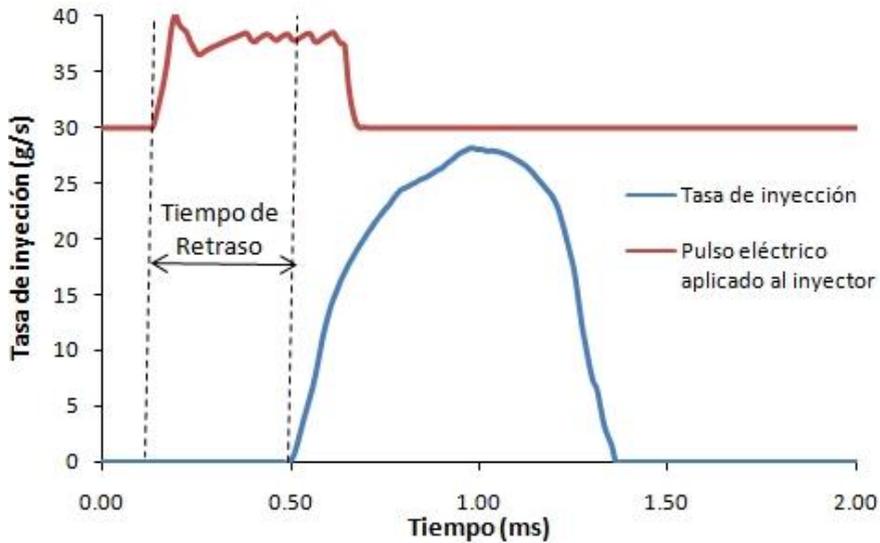


Figura 3.7 Pulso eléctrico aplicado al inyector y la tasa de inyección de combustible obtenidas en un ensayo de tasa. Las líneas en trazo discontinuo enseñan el retraso entre el comienzo del pulso hasta la apertura del inyector.

### 3.4 Metodología de ensayos en motor

La metodología de ensayos seguida en la tesis tiene como reto la obtención de los datos de manera que se pueda garantizar la mejor calidad de éstos.

Las rutinas de ensayos se dividen en los siguientes pasos:

**Puesta en marcha de la instalación:** esta tarea consiste en la puesta en marcha de todos los elementos en la sala de ensayos como son equipos de control, equipos de medida, amplificadores, refrigeración, entre otros. Sin embargo,

algunos de los equipos de medida necesitan de por lo menos 30 minutos para su preparación. Además, las temperaturas del agua y aceite del motor deben alcanzar sus respectivas temperaturas consigna en el precalentamiento antes de que se arranque el motor monocilíndrico. Para evitar errores en la puesta en marcha de la instalación, se realiza una verificación de todos los ítems descritos en una lista de tareas.

**Arranque del motor y calibración de equipos de medida:** cuando la temperatura del agua y aceite alcanzan la temperatura consigna (más baja que la temperatura de ensayo) se pone en marcha el motor en arrastre. El compresor es encendido y las presiones de admisión y escape ajustadas, así como la temperatura del aire de admisión. Paralelamente, se realiza la calibración del equipo de análisis de gases de escape.

**Ensayo de referencia:** primero se hace un ensayo de referencia con el motor en arrastre para verificación de los caudales de aire y presiones dentro del cilindro. Asimismo se verifica el funcionamiento de todos los equipos de adquisición de datos. Después se pone en marcha el sistema de inyección de combustible hasta que se estabilice el motor en el punto de referencia. El punto de referencia con combustión es medido y los valores relativos a caudales de aire, combustible, emisión de contaminantes, dosado y presiones dentro del cilindro son comparados con valores de puntos de referencia guardados en días anteriores. Si la diferencia obtenida se sitúa en el margen de incertidumbre de los equipos de medida, la sesión de ensayo continúa.

**Ensayos:** La rutina seguida para la realización de los ensayos consiste en fijar las condiciones de funcionamiento y esperar un tiempo hasta la estabilización completa de todos los parámetros de funcionamiento del motor. El tiempo de estabilización es variable y depende fundamentalmente del parámetro modificado para pasar de un punto de operación a otro. Una vez estabilizado el motor, se procede a la medida tanto de las variables medias (sección 3.3.2) como de las variables instantáneas (sección 3.3.1). El tiempo de medida de las variables medias es de 60 segundos. El proceso de medida se realiza tres veces con el objetivo de evitar la pérdida de información por motivos aleatorios y verificar la repetitividad de las medidas. Entre dos puntos medidos, se hace la purga del equipo de análisis de gases de escape y el equipo de medida de hollín para evitar la acumulación de hidrocarburos sin quemar, agua y hollín.

**Finalización de los ensayos:** Una vez finalizados los ensayos, se lleva el motor a las condiciones de funcionamiento definidas como de referencia y después de estabilizarse se miden otra vez todos los parámetros de funcionamiento.

Además, se hace otra medida del ensayo de arrastre de referencia. Los dos puntos al final son comparados con los del inicio para garantizar que ninguna medida haya variado.

### 3.5 Herramientas teóricas y computacionales

En esta sección se hará una descripción de las herramientas teóricas y computacionales, es decir, las herramientas de cálculo útiles en este trabajo de investigación. Partiendo de los datos obtenidos, estas herramientas producen resultados adicionales de gran utilidad para el análisis de resultados. De las herramientas computacionales utilizadas, se destacan el software CALMEC [13][14], con el que se puede obtener la ley de liberación de calor y otra serie de datos como, presión media indicada, ruido de la combustión, etc. y el DIES [15][16], que hace una simulación del comportamiento del chorro no reactivo dentro de la cámara de combustión.

#### 3.5.1 Mapas de funcionamiento del motor

Los mapas de funcionamiento del motor relacionan los parámetros de operación con la relación aire/combustible y la tasa de EGR. Para generar estos mapas se sitúa primero la tasa de EGR en el eje horizontal y la relación A/F en el eje vertical.

Se consideran las condiciones de inyección por medio del grado de carga del motor o del gasto másico de combustible ( $m_f$ ). Luego, se condiciona el gasto másico de aire total ( $m_{aire} = m_{adm} + m_{EGR}$ ) en la admisión en función del A/F y de la tasa de EGR en porcentaje de acuerdo con la ecuación (3.4):

$$(3.4) \quad A/F = \frac{m_{aire}}{m_f} \cdot \left(1 - \%EGR/100\right)$$

Donde:

$m_{aire}$  es el gasto másico de aire total,  
 $m_f$  es el gasto másico de combustible,  
 $\%EGR$  es la tasa de EGR en porcentaje.

Asimismo se acepta la hipótesis de una combustión completa con la cual se hace posible representar en este mapa las isolíneas de concentración volumétrica de

oxígeno en la admisión ( $X_{O_2\_adm}$ ) a través de la relación expresa en la ecuación (3.5):

$$(3.5) \quad X_{O_2\_adm} = X_{O_2\_aire} \cdot \left(1 - \frac{\%EGR}{100} \cdot \frac{(A/F)_{est}}{A/F}\right)$$

Donde:

$X_{O_2\_adm}$  y  $X_{O_2\_aire}$  son las concentraciones de  $O_2$  en la admisión y en el aire ambiente, respectivamente,  
 $(A/F)_{est}$  es la relación estequiométrica aire/combustible para el combustible utilizado.

Se parte ahora de otra hipótesis que para unos valores de presión y temperatura de admisión constantes, el rendimiento volumétrico y la constante de los gases se mantienen constante, independientemente de la tasa de EGR. Una vez definido el mapa de funcionamiento adecuado para un grado de carga concreto, la configuración geométrica del motor junto con las condiciones operacionales del motor, es decir, volumen de la cámara en el PMS ( $V_{PMS}$ ), régimen de giro ( $n$ ) y temperatura del aire de admisión ( $T_{adm}$ ) se relacionan con el gasto total por la admisión de la cual es posible obtener el valor de la densidad ( $\rho_{aire}$ ) y la presión de admisión ( $p_{adm}$ ) por medio de las expresiones (3.6) y (3.7). Estas dos isolíneas son paralelas entre sí.

$$(3.6) \quad \rho_{aire} = \frac{m_{aire}}{V_{PMS}}$$

$$(3.7) \quad p_{adm} = \frac{m_{aire} \cdot R \cdot T_{adm}}{V_D \cdot \eta_v \cdot n / 2}$$

Estos mapas de funcionamiento así contruidos son de gran utilidad ya que relacionan entre sí diversos parámetros de operación del motor, siendo incluso posible conocer el valor que adoptarán determinados parámetros en función del valor asignados a otros. Por esta razón, estos mapas facilitan en gran medida la planificación de los estudios experimentales. Un ejemplo de uno de estos mapas se puede ver en la figura 3.8.

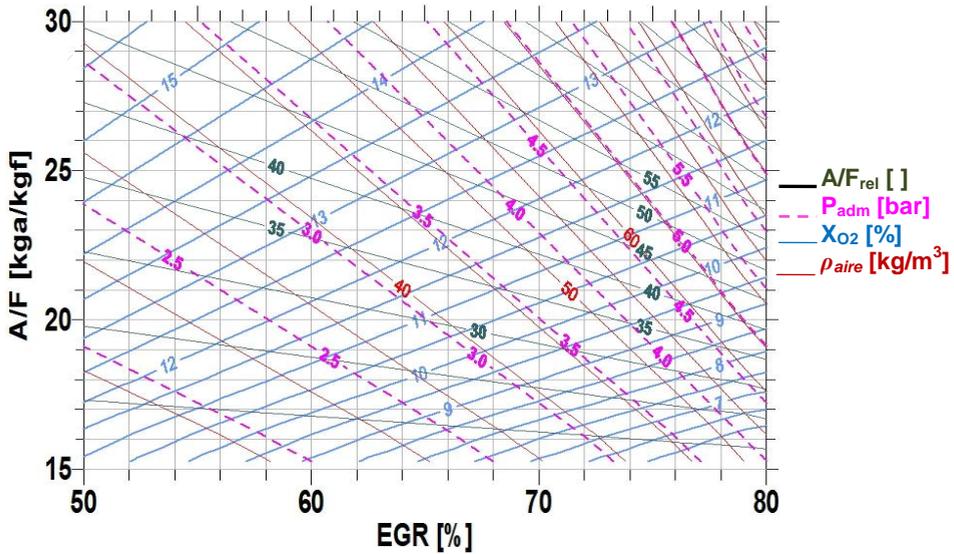


Figura 3.8 Mapa de funcionamiento del motor con las isóneas de relación aire/combustible relativa, presión de admisión, concentración volumétrica de  $O_2$  y densidad del aire en el PMS.

### 3.5.2 CALMEC

CALMEC es ampliamente utilizado en este trabajo como herramienta elemental de cálculo computacional para los cálculos de la liberación de calor, tasa de liberación de calor y temperatura de los gases quemados. Además, entrega los cálculos relativos a la presión media indicada, ruido de combustión y temperatura media en el ciclo.

Su modelo es del tipo cero-dimensional de una zona. La aplicación de este tipo de modelo ha sido enfocada al diagnóstico del proceso de combustión, requiriendo la introducción de la presión instantánea en el interior del cilindro así como las condiciones de funcionamiento del motor [12][13][14][17][18].

La formulación del modelo se deriva de la aplicación y resolución del primer principio de la termodinámica para sistemas abiertos sobre un volumen de control determinado por el interior del cilindro, tomando como intervalo fundamental de cálculo el definido entre el cierre de la válvula de admisión y la apertura de la válvula de escape.

### 3.5.2.1 Modelo de diagnóstico de la combustión

Aunque en este modelo se asume la uniformidad de composición y temperatura de mezcla en todos los puntos dentro de la cámara de combustión, es importante destacar que el modelo considera 3 diferentes especies: aire, combustible y productos quemados, a la hora de evaluar las propiedades termodinámicas de la masa encerrada en el cilindro. A continuación se presentan las hipótesis fundamentales [1][14]:

- La presión se supone uniforme en la cámara de combustión. Esta hipótesis es válida ya que las velocidades del fluido y de propagación de la llama son mucho más bajas que la del sonido.
- El fluido que evoluciona es una mezcla de aire, combustible y productos quemados estequiométricamente. Considerar los productos quemados estequiométricamente como un compuesto adicional en la mezcla que evoluciona dentro del cilindro tiene su validez por el hecho de que el combustible, que se quema por difusión, tiene una superficie de reacción con un dosado local estequiométrico.
- La mezcla que evoluciona se comporta como un gas perfecto. Esta hipótesis es razonablemente válida dentro del rango de presiones y temperaturas que hay en la cámara de combustión. La energía interna de la mezcla se calcula a partir de correlaciones en función de la temperatura para cada una de las especies ponderando con la fracción másica de cada especie.
- La temperatura media de la cámara es la utilizada en el cálculo de la energía interna de cada especie. Con esta suposición, se comete un error para los productos quemados, sobre todo en los primeros instantes de la combustión. Posteriormente, este error disminuye ya que su temperatura disminuye debido a la dilución y a la transmisión de calor.
- El calor transmitido a las paredes se calcula considerando como coeficiente de película aquel encontrado utilizando el método propuesto por Woschni [19][20], aunque los coeficientes utilizados difieren de los propuestos originalmente. El modelo utiliza ensayos de motor arrastrado para ajustar sus propios coeficientes. Como temperatura del gas se considera la temperatura media de la masa que evoluciona en el cilindro y como temperatura de pared se considera un valor constante para todo el ciclo, pero diferenciando entre pistón, culata y cilindro. Las temperaturas de las paredes se calculan por

medio de una correlación de tipo empírico que tiene en cuenta tanto el régimen de giro como el grado de carga del motor.

A partir de este planteamiento, se desarrolló el modelo matemático utilizando el primer principio de la termodinámica aplicado a una mezcla de gases que se encuentra en el cilindro [14][21]:

$$(3.8) \quad dU = dU_{in} + \delta Q - dU_{out} - \delta W$$

Donde:

$dU$  es la variación de la energía interna del sistema,

$dU_{in}$  es la porción de la energía que entra en el sistema,

$\delta Q$  es la transferencia del calor a través de las fronteras del sistema,

$dU_{out}$  es la porción de la energía que sale del sistema y

$\delta W$  es la variación del trabajo hecho por el sistema o aplicado al sistema.

En el caso de un motor diesel, la ecuación se transforma en:

$$(3.9) \quad \frac{d(m \cdot u)}{dt} = -p \cdot \frac{dV}{dt} - \frac{dQ_W}{dt} + \frac{dQ_{hr}}{dt} + h_f \cdot \frac{dm_f}{dt} - h_m \cdot \frac{dm_{pb}}{dt}$$

En la cual:

$m$  es la masa atrapada en el cilindro,

$u$  es la energía interna específica de la masa atrapada,

$p$  es la presión en el cilindro,

$V$  es el volumen dentro del cilindro,

$Q_W$  es el calor transferido por la pared del cilindro,

$Q_{hr}$  es el calor liberado por la combustión,

$h_f$  es la entalpía específica del combustible líquido,

$m_f$  es la masa de combustible evaporado en el cilindro y

$h_m$  es la entalpía específica de los gases atrapados en el cilindro.

De la ecuación (3.9) se obtiene  $Q_{hr}$  y la temperatura media dentro de la cámara de combustión es resuelta por:

$$(3.10) \quad p \cdot V = m \cdot R_m \cdot T_m$$

Donde:

$R_m$  es la constante universal de los gases calculada para la masa atrapada y

$T_m$  es la temperatura media de la masa atrapada dentro del cilindro.

### 3.5.2.2 Temperatura de los gases quemados

El modelo de diagnóstico de la combustión asume la uniformidad de temperatura y presión dentro de la cámara de combustión. Esta limitación hace que sea más difícil la comprensión de los procesos de combustión y formación de contaminantes [1][21].

El modelo para el cálculo de la temperatura de los gases quemados se basa en la posibilidad de dividir los gases dentro del cilindro en dos zonas de gases sin quemar y gases quemados. Partiendo de esta nueva hipótesis, el balance de energías internas puede ser usado para el cálculo de la temperatura de las dos fracciones de masa independientes. Por el principio de conservación de energía y masa, la energía y masa dentro de cilindro se puede considerar:

$$(3.11) \quad m_m \cdot c_{v_m} \cdot T_m = m_{sq} \cdot c_{v_{sq}} \cdot T_{sq} + m_q \cdot c_{v_q} \cdot T_q$$

y

$$(3.12) \quad m_m = m_{sq} + m_q$$

donde:

$m_m$ ,  $m_{sq}$ , y  $m_q$  son las masas de la mezcla, de los gases sin quemar y de los gases quemados, respectivamente.

$c_{v_m}$ ,  $c_{v_{sq}}$ , y  $c_{v_q}$  son los calores específicos a volumen constante de la mezcla, de los gases sin quemar y de los gases quemados, respectivamente.

$T_m$ ,  $T_{sq}$ , y  $T_q$  son la temperatura media del gas en el cilindro, de los gases sin quemar y de los gases quemados, respectivamente.

Más detalles del desarrollo del modelo de cálculo de la temperatura de los gases quemados utilizado en este trabajo y en el software CALMEC, incluso con el desarrollo matemático del cálculo de los calores específicos, pueden ser encontrados en [1].

### 3.5.2.3 Presión media indicada

La presión media indicada,  $p_{mi}$ , también conocida como IMEP (del inglés “Indicated Mean Effective Pressure”), puede ser calculada por el diagrama P-V, determinándose el área dentro del ciclo. Cuando calculada en sentido horario, se obtiene un valor positivo para el área de la superficie y cuando calculada en sentido anti-horario, su valor es negativo. Consecuentemente, se puede distinguir entre la presión media de la sección de alta presión (compresión y expansión) y la parte del ciclo que incluye el proceso de renovación de la carga (escape y admisión). La suma de todo el ciclo es el valor del  $p_{mi}$  neto. El valor de  $p_{mi}$  está calculado a través de la ecuación que relaciona el trabajo realizado por el motor con la presión interna en el cilindro [21][22]:

$$(3.13) \quad dW_i = p \cdot dV$$

Es decir,

$$(3.14) \quad W_i = \oint p dV = p_{mi} \cdot V_d$$

Entonces:

$$(3.15) \quad N_i = n \cdot i \cdot W_i = n \cdot i \cdot p_{mi} \cdot V_d$$

donde:

$W_i$  es el trabajo indicado,

$p$  es la presión de los gases dentro del cilindro,

$V$  es el volumen del cilindro,

$p_{mi}$  es la presión media indicada,

$V_d$  es el volumen desplazado,

$n$  es el régimen de giro del motor e

$i$  es el factor que indica el número de ciclos por giro. Para un motor dos tiempos,  $i$  es igual que 1 e  $i$  es igual que 0.5 para un motor cuatro tiempos.

Normalmente se calcula la  $p_{mi}$  de varios ciclos consecutivos con el fin de obtener un valor que permita analizar la regularidad del proceso de combustión. El valor de la covariancia entre los ciclos está calculado por:

$$(3.16) \quad COV = \sigma_{pmi} / \overline{pmi}$$

y

$$(3.17) \quad \sigma_{pmi} = \sqrt{\frac{1}{j-1} \sum_{j=1}^j pmi_j - \overline{pmi}^2}$$

En la cual:

$COV$  es la covariancia de los ciclos,  
 $\sigma_{pmi}$  es la desviación estándar de la  $pmi$  y  
 $j$  es el número total de ciclos.

### 3.5.2.4 Ruido de combustión

El ruido de combustión es otro dato que se obtiene a través de cálculos provenientes de la presión en el cilindro. El cálculo sigue el mismo modelo empleado por AVL en el equipo “Combustion noise meter”. Sin embargo, hay otros métodos para medida de ruido de la combustión en un motor de combustión interna, incluso con el uso de micrófonos con filtros de frecuencia pero el cálculo basado en la señal de presión es uno de los más utilizados y fiables [22][23].

La señal de presión es convertida por la Transformada Rápida de Fourier en un espectro de la presión dentro del cilindro en el dominio de la frecuencia. La curva obtenida entonces es tratada con el uso de un filtro tipo U (U-Filter) que atenúa el espectro en el rango audible de los seres humanos. Acto seguido, el espectro de la presión es atenuado en el mismo rango audible. Una vez que fue pasado por los dos filtros, los valores son convertidos a través de relaciones logarítmicas en valores de ruidos de combustión en dBA. El desarrollo está detallado en [24][25].

### 3.5.3 DIES

El conocimiento de las características del chorro diesel antes del comienzo de la combustión es muy importante para el análisis del proceso de la combustión. Es durante el periodo desde el comienzo de la inyección hasta el comienzo de la combustión, llamado tiempo de retraso de ignición, que son definidas las

longitudes líquidas y la penetración del chorro. Las influencias de diversos factores como presión de inyección, geometría del pistón y de la tobera, propiedades físicas del aire dentro del cilindro pueden cambiar las características del desarrollo de la combustión y el englobamiento de aire en el chorro.

El software DIES, desarrollado en la CMT, permite modelar la evolución del chorro en el interior del motor en función de las características geométricas y de operación del mismo, así como de las condiciones termodinámicas en el interior del cilindro. Este software se basa en un modelo de chorro libre no reactivo y no evaporativo en el contexto de los motores de inyección directa, que fue elaborado por López [16]. Se puede evaluar el englobamiento de aire en el chorro, la penetración, la velocidad, concentración, posibles choques de pared e interacciones entre los chorros durante la inyección.

### 3.6 Conclusiones

En este capítulo, se ha presentado la instalación experimental usada en este trabajo de investigación, junto con los equipos de medidas empleados en los ensayos. Se ha explicado la metodología utilizada en los ensayos. Además las herramientas de cálculo computacional y teóricas también fueron abordadas.

El objetivo de un estudio de investigación científica no es solamente presentar resultados y conclusiones sobre un tema específico. Partiendo del punto de vista filosófico, el reto es también generar futuras discusiones y planteamientos sobre lo que fue hecho y lo que podría complementar este trabajo, con el objetivo de seguir el desarrollo científico en cuestión. La explicación de las herramientas experimentales y teóricas es fundamental para el entendimiento de toda la mecánica del estudio realizado y es una invitación al lector para la discusión y comentarios sobre el estudio realizado. Sin esta presentación, todo el contenido que será presentado en los capítulos siguientes no estaría realmente abierto al público para su entendimiento y cuestionamiento.

### 3.7 Bibliografía

- [1] Molina, S.A. *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.*

- Valencia: Tesis Doctoral E.T.S. Ingenieros Industriales. Universidad Politécnica de Valencia, 2003.
- [2] SAE. *1982 SAE Handbook - Part 2*. Estados Unidos, 1982.
- [3] PIERBURG Instruments GmbH - Member of the AVL GROUP. *KMA 4000 Operating instructions*. Neuss: Pierburg Instruments, 2002.
- [4] GIF - Fesellschaft Für Industrieforschung MBH. *Manual Torquemeter - Operating Manual*. Aachen: GIF, 2000
- [5] AVL. *AVL PUMA Open test bed automation product information - Technical Facts*. 2008. <http://www.avl.com> (último acceso: 01 de 11 de 2008).
- [6] Elster-Instromet GmbH. *Manual de Instrucciones Contador de gas de pistones rotativos*. Editado por Dieter Augustin. Mainz-Kastel: Elster-Instromet GmbH, 2008.
- [7] *AVL 415S Variable Sampling smoke-meter - Operating Manual*. Rev. 05. Graz: AVL, 2005
- [8] Sherman, M.T., R. Chase, A. Malti, Z. Rauker, y W. Silvis. "Evaluation of Horiba 7100 Bbag Bench Analyzers for Single Range Operation." *SAE International, SAE Paper 1999-01-0147*, 1999.
- [9] Degobert, P. *Automobiles and pollution*. SAE International, 1995.
- [10] HORIBA, Ltd. *HORIBA Mexa 7000 Instruction Manual*. Kisshoin Minami-ku, Kyoto: HORIBA, 2004.
- [11] W., Bosch. "Fuel rate indicator: a new measuring instrument for display of the characteristics of individual injections." *SAE International, SAE Paper 660749*, 1966.
- [12] Payri, F., O. Armas, J.M. Desantes, y A. Leiva. "Modelo termodinámico para el diagnóstico experimental del proceso de combustión en motores diesel de inyección directa." *Proceedings of III Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica*. La Habana, 1997.
- [13] Armas, O. *Diagnóstico Experimental del Proceso de Combustión en Motores Diesel de inyección Directa*. Valencia: Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, E.T.S Ingenieros Industriales, 1998.
- [14] Martín, J. *Aportación al diagnóstico de la combustión en motores Diesel de inyección directa*. Valencia: Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamiento de Máquinas y Motores Térmicos, 2007.
- [15] Correas, D. *Estudio teórico-experimental del chorro libre Diesel isoterma*. Valencia: Tesis Doctoral E.T.S. Ingenieros Industriales. Universidad Politécnica de Valencia, 1998.
- [16] López, J.J. *Estudio teórico-experimental del chorro libre Diesel no evaporativo y de su interacción con el movimiento del aire*. 1ª edición.

- Valencia: Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 2005.
- [17] Lapuerta, M., O. Armas, y J. Hernandez. “Diagnostic of DI Diesel combustion from in-cylinder pressure signal by estimation of mean thermodynamic properties of the gas.” *Applied Thermal Engineering* Vol. 5 (1999): 513-519.
- [18] Lapuerta, M., O. Armas, y V. Bermúdez. “Sensitivity of diesel engine thermodynamic cycle calculation to measurement errors and estimated parameters.” *Applied Thermal Engineering* Vol. 20, nº 9 (2000), pag. 843-861.
- [19] Woschini, G. “Computer programs to determine the relationship between pressure flow, heat release, and thermal load in Diesel engines.” *SAE International, SAE Paper 650450*, 1965.
- [20] Woschini, G. “A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine.” *SAE International, SAE Paper 670931*, 1967.
- [21] Heywood, J. *Internal combustion engines fundamental*. 1ª edición. McGraw-Hill Inc., 1988.
- [22] Basshuysen, R.v., y F. Schäfer. *Internal combustion engine handbook: basics, components, systems and perspectives*. 1ª edición. Wiesbaden: SAE International, 2002.
- [23] AVL LIST GmbH. *AVL 450 combustion noise meter - data sheet*. <http://www.avl.com> (último acceso: 04 de 11 de 2008), 2003.
- [24] De Rudder, K. *An approach to low temperature combustion in a small HSDI diesel engine*. Valencia: Tesis Doctoral - Departamento de Máquinas y Motores Térmicos - Universidad Politécnica de Valencia, 2007.
- [25] CMT- Motores Térmicos. *Calmec FT manuel scientifique, v5.2.02: Spectre de pression en chambre*. Valencia: CMT-Motores Térmicos - Universidad Politécnica de Valencia, 2006, pag. 121-12

# Capítulo 4

## Combustión LTC por difusión – Ensayos preliminares

### **Contenido**

---

<b>4.1</b>	<b>Introducción.....</b>	<b>123</b>
<b>4.2</b>	<b>Metodología.....</b>	<b>124</b>
4.2.1	Proceso de elección de puntos del plan de ensayo .....	125
4.2.2	Proceso de verificación de los puntos a ensayar .....	128
<b>4.3</b>	<b>Estudio paramétrico de la densidad del aire en el cilindro.....</b>	<b>131</b>
<b>4.4</b>	<b>Estudio paramétrico de la temperatura del aire en el cilindro .....</b>	<b>134</b>
<b>4.5</b>	<b>Estudio paramétrico de la concentración de oxígeno en el aire .....</b>	<b>136</b>
<b>4.6</b>	<b>Influencia del choque de pared .....</b>	<b>139</b>
<b>4.7</b>	<b>Conclusión.....</b>	<b>141</b>
<b>4.8</b>	<b>Bibliografía .....</b>	<b>143</b>



## 4.1 Introducción

En el presente capítulo se presenta el primero de los estudios paramétricos realizados para esta tesis. Los ensayos para este estudio se realizaron con el primero de los 2 motores utilizados en la tesis, el motor DV4-TED4. Estos ensayos fueron preliminares, con el objetivo de verificar la posibilidad de alcanzar la combustión LTC por difusión en un motor Diesel pequeño, transfiriendo el concepto de combustión obtenido por Sandia en una cámara de combustión a volumen constante a un motor real [1].

Los parámetros estudiados en esta parte de la tesis han sido la densidad del aire en el cilindro, la temperatura de los gases no-quemados en el comienzo de la inyección y la concentración de oxígeno en el aire en el interior del cilindro. La densidad del aire se ha controlado a través de la presión en el colector de admisión. A su vez, la temperatura de los gases no-quemados se controló por medio de la temperatura de los gases en el colector de admisión y la concentración de oxígeno fue controlada por medio del caudal másico de EGR.

En diversos estudios previos, realizados por otros investigadores, se variaron las propiedades termodinámicas de los gases dentro de la cámara de combustión a volumen constante en un intento de investigar el comportamiento de la llama y el proceso de formación y oxidación de los contaminantes y sus precursores [2][3][4][5][6][7]. La ventaja de utilizar cámaras de volumen constante para estos estudios es que en ellas no existe el movimiento de los gases dentro del cilindro, *swirl*<sup>1</sup> y *tumble*<sup>2</sup>, por tanto no existen interacciones entre chorros, y tampoco aparece el choque de pared. Asimismo, en un ambiente completamente controlado, se eliminan varios de los problemas relacionados con la variación de las condiciones termodinámicas del gas ciclo-a-ciclo o debido a la condición operacional del motor. Cuando son motores ópticos los utilizados para este tipo de investigación, éstos no permiten que la presión en el cilindro y la temperatura de los gases quemados sean demasiado altas por limitaciones de sus características constructivas [8].

El planteamiento de estos ensayos tuvo como objetivo principal la verificación de la posibilidad de obtención de una combustión LTC por difusión en un motor pequeño sin que hubiera formación de  $NO_x$  y hollín. Además, estudiar la influencia de los parámetros termodinámicos separadamente en la formación de

---

<sup>1</sup> *Swirl* movimiento rotacional del aire en dirección tangencial al eje del cilindro.

<sup>2</sup> *Tumble* movimiento rotacional del aire en dirección axial paralela al eje del cilindro.

estos contaminantes, ya que ellos presentan gran influencia en un chorro diesel. Asimismo, se pretendió identificar la existencia de alguna restricción u oportunidad de mejora de este concepto de combustión con el fin de aplicarlo en el desarrollo de la próxima etapa de esta tesis.

En la primera sección se explicará la metodología para la elaboración del plan de ensayos. En ella se puede encontrar el planteamiento de los ensayos preliminares, que también han servido de base para el siguiente paso en el estudio de la combustión LTC por difusión. Se hace un repaso de los motivos que llevaron a la elección del modo operacional del motor y la elección de los rangos de los parámetros estudiados para la elaboración del plan de ensayos.

Luego, se estudia la influencia de la densidad del aire en el cilindro en la combustión LTC, comparándose los resultados obtenidos en los ensayos en motor con los obtenidos en condiciones de chorro libre. También se investiga la influencia de la temperatura del aire en el cilindro en el comienzo de la inyección y la concentración de oxígeno en el cilindro.

El último apartado trata de la influencia del choque de pared en las emisiones de los contaminantes, contrastando con los parámetros estudiados en los apartados anteriores. Por las limitaciones geométricas de un motor pequeño, debe tenerse muy en cuenta el choque de pared pues este efecto puede elevar significativamente los niveles de emisiones, principalmente de *CO* y *HC*, y deteriorar el proceso de combustión.

## 4.2 Metodología

En esta sección, se explica la construcción del plan de ensayos de los ensayos preliminares de la tesis doctoral. Este proceso de construcción se subdivide en dos fases: la primera de elección de los puntos a ensayar y la segunda de verificación de la viabilidad de ensayarlos en motor.

Con la elección de los puntos se trata de seleccionar los puntos en un vasto rango de posibilidades a fin de encontrar las condiciones que más favorezcan el objetivo. Por otro lado, la verificación de los puntos analiza algún posible fallo o situación extrema que pueda ocurrir y que, por distintas razones, no es razonable que se incluya en el plan de ensayos definitivo.

### 4.2.1 Proceso de elección de puntos del plan de ensayo

El objetivo principal de los ensayos ha sido buscar reproducir una combustión LTC por difusión en un motor diesel pequeño convencional. Para que esto fuera posible, se consideraron 3 características que debe cumplir el concepto que se buscaba:

- La combustión debe ser difusiva, es decir, controlada por la mezcla. Si el comienzo de la combustión fuese próximo o después del fin del evento de inyección, no habría estabilización de la llama y la combustión sería completamente premezclada. El comienzo debe ocurrir antes de que la inyección finalice de modo que hubiese tiempo suficiente para la estabilización de la llama después de la combustión premezclada.
- La combustión debe ser LTC, o sea, debería ser una combustión a baja temperatura. Lo que se busca es una combustión suficientemente fría para que no haya formación de  $NO_x$  y hollín en la llama.
- El dosado equivalente en la longitud de *lift-off* debe ser el más bajo posible con el objetivo de disminuir la formación de los precursores del hollín en la base de la llama. Sin los precursores del hollín, las partículas de hollín no se forman ni se desarrollan en el vórtice de la llama [9].

Para la construcción del plan de ensayos, se ha utilizado el modelo de mapa de funcionamiento del motor, ya descrito en la sección 3.4.1. Con estos mapas se pueden determinar los rangos de los parámetros de operación del motor. Basados en las características constructivas del motor y en algunos estudios realizados por el Instituto Sandia [1][2][3][6][8][10][11][12][13][14], se ha trabajado sobre las siguientes premisas:

- Una de las ventajas de la aplicación del concepto de combustión LTC por difusión es su capacidad de uso en cargas medias y altas, al contrario de las estrategias de combustión premezclada. Basado en esto, el modo operacional será un punto de media carga para este motor, con consumo de 17 mg/cc y *pmi* (presión media indicada) de aproximadamente 9.0 bar<sup>3</sup>. Además, la necesidad de alcanzar una combustión por difusión hace que la duración de la inyección sea lo

---

<sup>3</sup> Estas condiciones de ensayos estaría dentro del rango de puntos del NEDC (New Engine Driving Cycle) y es similar a un punto del mismo ciclo.

suficiente larga para la estabilización de la llama, lo que sería casi imposible con inyecciones muy cortas. Por otro lado, con un consumo mayor de combustible, habría que soplar el aire a presiones más altas, no-razonables para este equipo, como se verá más adelante. Se ha elegido la presión de inyección a 1200 bar por ser una presión de inyección que favorece una buena evaporación sin que la duración de la inyección fuera demasiado corta (aunque en capítulos posteriores se estudiará su influencia). El régimen será 2250 rpm. Habría solamente una inyección, con el ángulo de comienzo de inyección en  $5.0^\circ$  aPMS, de este modo la inyección estaría en el intervalo de mayor temperatura posible antes del comienzo de la combustión con el objetivo de reducir el tiempo de retraso.

- Para evitar excesivas emisiones de  $HC$  y  $CO$ , el valor de la relación  $A/F$  no podrá ser menor que 18 [12][14].
- La densidad del aire en el cilindro<sup>4</sup> se debería situar en el rango más alto posible para controlar la penetración del chorro, pero no podrá superar los  $40 \text{ kg/m}^3$  ya que para lograr estas densidades es necesario una presión de sobrealimentación que está por encima de los límites estructurales del motor.
- La reducción de la concentración de oxígeno en el aire admitido no cambia el dosado equivalente en la longitud de *lift-off*, como se ha visto en la sección 2.6.1.4 de esta tesis. Por lo tanto, la concentración debería estar en el rango más reducido posible con el objetivo de obtener la combustión a baja temperatura. Además, otros estudios consiguieron muy buenos resultados en rangos de concentración de oxígeno, desde 8% hasta 12% [12]. Sin embargo, como se puede ver en el mapa de funcionamiento del motor (figura 4.1), no es posible reducir la concentración de oxígeno hasta 8% debido a la restricción del  $A/F$  o al límite de la presión de soplado. Como valor máximo se ha fijado 12% para la concentración de oxígeno, pues no se espera obtener una combustión de baja temperatura utilizando concentraciones de oxígeno con valores mayores que 12%.
- El rango de valores para la temperatura del aire en el cilindro va desde 850 K hasta a 1000 K, como ya había utilizado Sandia en sus

---

<sup>4</sup> La nomenclatura densidad del aire en el cilindro y la densidad del aire ambiente (ver capítulo 2) se refieren al mismo parámetro ( $\rho_{\text{aire}}$ ). La diferencia se sitúa que el primero se refiere a la densidad del aire en un motor y la segunda en una cámara a volumen constante. Lo mismo pasa con la temperatura del aire en el cilindro y la temperatura del aire ambiente ( $T_{\text{aire}}$ ).

investigaciones. Además, se han logrado excelentes resultados con una temperatura de 800 K, pero en un motor real, con una relación de compresión de 15.4:1 como el utilizado en esta tesis, esto significaría una temperatura en el colector de admisión de 0°C. El rango elegido, de 850 K a 1000 K, corresponde al rango de temperatura del aire en el colector de admisión (aire + EGR) que va desde 20°C hasta 75°C. Fundamentalmente, cada temperatura del aire del colector requiere la construcción de un nuevo mapa de funcionamiento porque la temperatura del aire cambia la relación entre densidad del aire y la presión en el colector de admisión (Ec. 3.7). El mapa de la Figura 4.1, por ejemplo, ha sido construido para la temperatura del aire de admisión de 75°C y no es válido para ninguna de las otras temperaturas.

En resumen, las condiciones iniciales de funcionamiento del motor son las descritas en la tabla 4.1.

*Tabla 4.1 Parámetros iniciales para la elaboración del plan de ensayos.*

<b>Parámetro</b>	<b>Rango</b>
Consumo de combustible ( $m_f$ )	17.0 mg/cc
Régimen	2250 rpm
Presión de inyección ( $p_{inj}$ )	1200 bar
Nº de inyección por ciclo	1
SoI	5° aPMS
A/F	> 18
Densidad del aire en el cilindro ( $\rho_{aire}$ )	< 40 kg/m <sup>3</sup>
Concentración de oxígeno ( $X_{O_2}$ )	< 12%
Temperatura del aire de admisión ( $T_{adm}$ )	20°C - 40°C - 55 °C - 75°C

Después de determinados los límites en los rangos de los parámetros, se los han trasladado al mapa de funcionamiento del motor, como muestra la figura 4.1. Se sacaron los puntos a ser medidos dentro del triángulo formado dentro de los límites. Estos puntos han sido las intersecciones entre las rectas de densidad del aire de admisión y la concentración de oxígeno. Luego, cada punto estaría directamente asociado a un valor de EGR y de presión de admisión directamente del mapa. Como se puede verificar en la figura 4.1, los ejes del mapa son la relación aire combustible A/F y la tasa de EGR. El mapa aquí expuesto es sólo un ejemplo y no presenta todos los puntos del plan de ensayos. Al final del capítulo,

en el anexo, se encuentran las tablas con los puntos ensayados sacados de los mapas de funcionamiento del motor para cada  $T_{adm}$ .

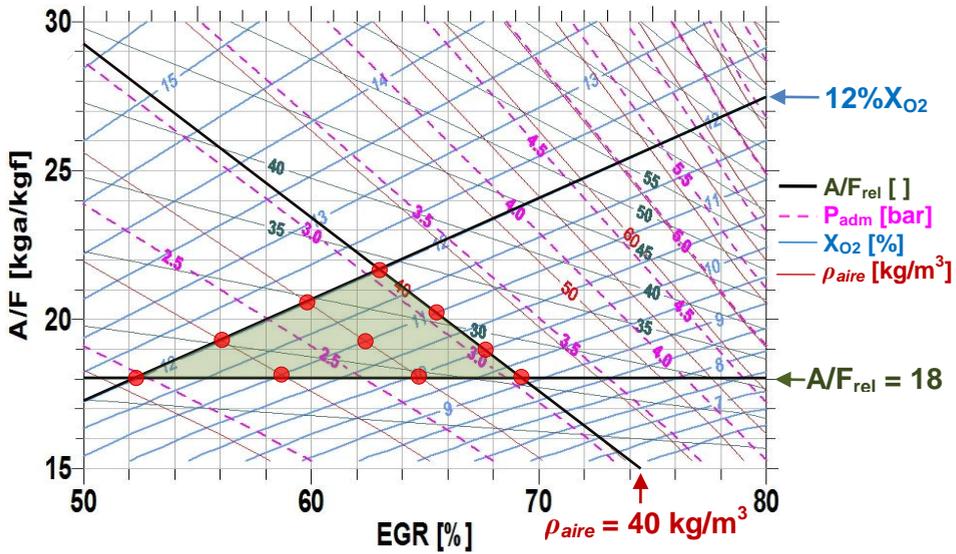


Figura 4.1 Mapa de funcionamiento del motor para la  $T_{adm} = 75^{\circ}\text{C}$ . Los valores límite de los parámetros están presentados por las líneas negras. Los puntos del plan de ensayo están representados por los puntos rojos.

#### 4.2.2 Proceso de verificación de los puntos a ensayar

En un motor pequeño, el radio del bowl es muy reducido y el espacio disponible en el bowl para el desarrollo de la llama también es corto. Por lo tanto la posibilidad de que haya un choque del chorro contra la pared del bowl, o incluso un choque entre la parte aún líquida del chorro contra la pared debe ser estudiada. Con el objetivo de evaluar la posibilidad de que ocurra este problema, para cada punto seleccionado se ha calculado la longitud de *lift-off* y la longitud líquida. El cálculo de la longitud de *lift-off* se ha hecho a través de la ecuación 2.1 presentada en la sección 2.6.1.1. Por otro lado, la longitud líquida en el chorro diesel ha sido calculada por la correlación empírica presentada por García en su estudio sobre chorros en motores Diesel con inyección directa [15]:

$$(2.1) \quad H = 7,04 \times 10^8 \cdot T_{aire}^{-3,74} \cdot \rho_{aire}^{-0,85} \cdot d^{0,34} \cdot U \cdot Z_{st}^{-1}$$

$$(4.1) \quad LL = \frac{d}{150} \cdot 7.2455 \times 10^5 \cdot T_{aire}^{-1.269} \cdot \rho_{aire}^{-0.535}$$

Donde:

$d$  es el diámetro del orificio de la tobera del inyector [ $\mu\text{m}$ ],

$T_{aire}$  es la temperatura del gas ambiente [K],

$\rho_{aire}$  es la densidad del gas ambiente [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ].

Cuando la longitud de *lift-off* supera la distancia máxima entre la tobera y la pared del cilindro, hay un gran riesgo de que ocurra un choque entre el chorro y la pared del bowl, lo que podría aumentar sustancialmente las emisiones de hollín, *HC* y *CO*. Sin embargo, si la longitud líquida es la que supera esta distancia, la situación sería realmente crítica, ya que es el combustible en estado líquido en vez de combustible evaporado el que choca con la pared [16].

En la figura 4.2, se pueden ver los valores calculados de la longitud líquida (a) y longitud de *lift-off* (b) para los puntos seleccionados para el plan de ensayos. En relación a la longitud líquida, solamente uno de todos los puntos del plan de ensayos ( $T_{aire} = 850\text{K}$ ;  $\rho_{aire} = 26 \text{ kg}/\text{m}^3$ ;  $XO_2 = 12\%$ ) ha presentado, por las predicciones, un valor realmente crítico, con alta probabilidad de que hubiese choque de combustible líquido contra la pared del bowl. A su vez, en la figura 4.2 (b), se puede observar que la longitud de *lift-off* se mantiene razonablemente debajo del límite con  $T_{aire} = 1000\text{K}$ . Con  $T_{aire} = 900\text{K}$ , pocos de los puntos, los de más altas densidades y mayor concentración de oxígeno, se mantuvieron bajo el límite, aunque los demás no se distanciaron demasiado. Sin embargo,  $T_{aire} = 850\text{K}$  ha presentado predicciones para la longitud de *lift-off* un tanto pesimistas, con longitudes, en general, un 40% mayores que la distancia máxima. En vista de los resultados de las predicciones, se ha decidido eliminar los puntos con la  $T_{aire} = 850\text{K}$  con el objetivo de evitar excesivas emisiones de *HC*, *CO* y hollín.

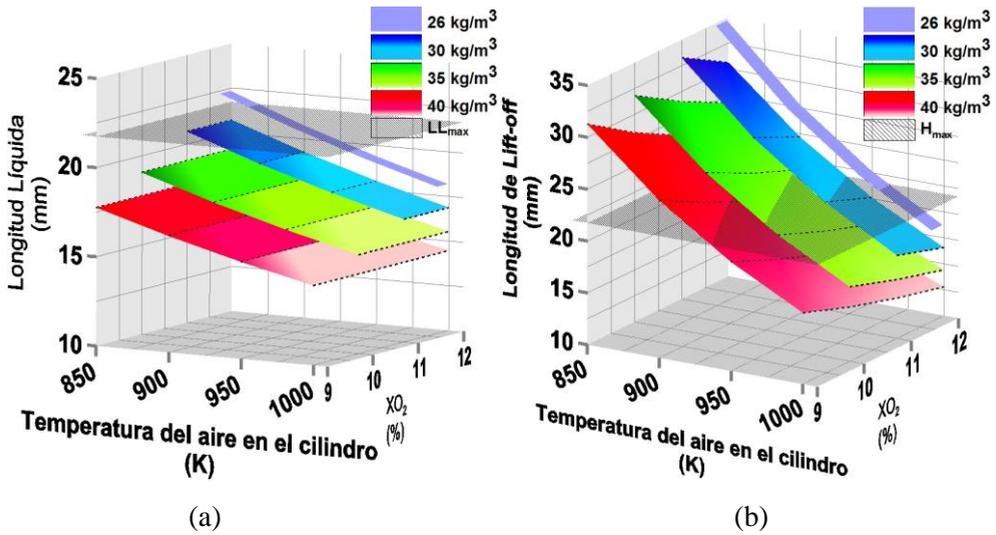


Figura 4.2 Predicciones de longitud líquida y longitud de lift-off para los puntos del plan de ensayos propuesto. En las gráficas, cada plano representa la longitud prevista con distintas densidades del aire dentro del cilindro en el comienzo de la inyección. El plano gris transparente representa la distancia entre tobera y la pared del bowl.

Se puede encontrar en la figura 4.3 una previsión calculada para los valores de  $\phi_H$  de acuerdo con la ecuación 2.7 en el apartado 2.6.1.1.

$$(2.7) \quad \phi_H = 100 \cdot 1/\zeta_H = \frac{2 \cdot \left(\frac{A}{F}\right)_{st}}{\sqrt{1 + 16 \cdot \left(\frac{H}{x^+}\right) - 1}}$$

Se ha calculado estos valores para los puntos que han compuesto el plan de ensayos. De acuerdo con los resultados, con las condiciones operacionales propuestas en el plan de ensayos y las configuraciones del motor y del sistema de inyección, el valor de  $\phi_H$ , propuesto por Siebers et al., alrededor de 2 para evitar completamente la formación de los precursores del hollín y, consecuentemente, la formación de hollín [3]. Otra opción para evitar la formación de  $NO_x$  y hollín a la vez sería reducir la temperatura de la combustión a través de reducción de la concentración de oxígeno.

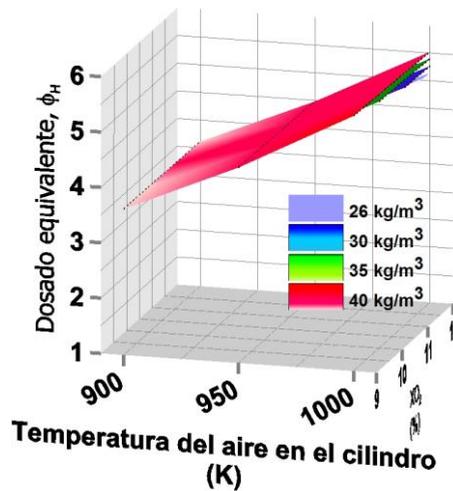


Figura 4.3 Previsiones para los valores de  $\phi_H$  para el rango del plan de ensayos.

El plan de ensayos final está presentado en la tabla 4.2. En ella se puede ver los 4 valores de la densidad del aire, las 4 concentraciones de oxígeno en el aire de admisión y las 3 temperaturas del aire de admisión que compusieron el plan de ensayos, con un total de 30 puntos a ensayar.

Tabla 4.2 Plan de ensayos definitivo para los ensayos preliminares.

Parámetro	Rango
$m_f$	17 mg/cc
Régimen	2250 rpm
$p_{inj}$	1200 bar
Nº de inyección por ciclo	1
SoI	5º aPMS
$\rho_{aire}$	26 kg/m <sup>3</sup> - 30 kg/m <sup>3</sup> - 35 kg/m <sup>3</sup> - 40 kg/m <sup>3</sup>
$X_{O_2}$	9% - 10% - 11% - 12%
$T_{adm}$ ( $T_{aire}$ )	40°C (900 K) - 55°C (950 K) - 75°C (1000 K)

### 4.3 Estudio paramétrico de la densidad del aire en el cilindro

La densidad del aire es un parámetro crucial para esta tesis ya que consigue reducir la longitud de *lift-off* sin significantes pérdidas en el dosado relativo en la

longitud de *lift-off*. Además, ayuda a reducir la posibilidad de tener un choque del chorro contra la pared, pues al aumentar la densidad del aire se reduce simultáneamente la longitud de *lift-off*, la longitud líquida y el retraso de ignición. Por último, pero no menos importante, es el hecho que solo se puede llegar a los valores de concentración de oxígeno necesarios para una combustión fría con densidades de aire muy altas.

La figura 4.4 muestra las curvas de *trade-off* para las 3 temperaturas del aire de admisión ensayadas variándose la concentración de oxígeno. Comparándose las emisiones para las distintas densidades del aire, se puede observar que la reducción de la densidad, para igual concentración de  $O_2$ , no ha afectado considerablemente las emisiones de  $NO_x$ . Por otro lado, el hollín sufre una subida significativa cuando la densidad disminuye.

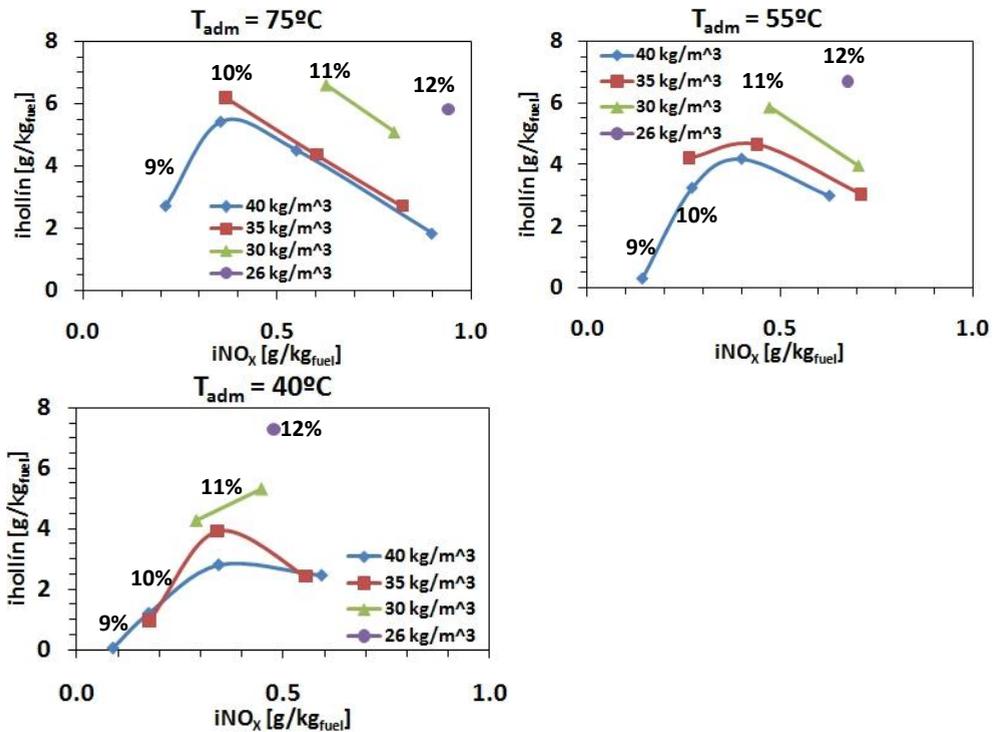


Figura 4.4 Curvas de *trade-off*  $iNO_x$  vs.  $iHollin$ .

Además, se puede ver que para todas las temperaturas, las curvas de 30 kg/m<sup>3</sup> y 26 kg/m<sup>3</sup> no siguen el mismo comportamiento de las curvas de 35 kg/m<sup>3</sup> y 40 kg/m<sup>3</sup>. Mientras las curvas de las dos densidades más altas presentan un

comportamiento similar, con niveles de emisiones aproximados, las curvas de  $30 \text{ kg/m}^3$  y  $26 \text{ kg/m}^3$  se separan y presentan un aumento considerable.

El hollín que sale por el escape es una competencia entre el hollín formado en la combustión y el hollín oxidado al final de la misma. La figura 4.5 asocia las emisiones de hollín a dos temperaturas muy relevantes para comprender el proceso, a fin de comparar las distintas condiciones operacionales en relación a la densidad del aire dentro del cilindro. La temperatura adiabática de llama máxima de los gases quemados ( $T_{Ad \text{ Máx}}$ ) es generalmente asociada a la formación del hollín en la combustión diesel pues normalmente aparece durante la fase de mayor liberación de energía, cuando las temperaturas suben a niveles suficientemente altos para que los precursores del hollín se formen. Por otro lado, la temperatura adiabática de llama con 90% de masa quemada ( $T_{Ad \text{ 90\%}}$ ) va relacionada con el proceso de oxidación, proceso éste también dependiente de altas temperaturas para que ocurra.

En la figura 4.5, se puede ver que las  $T_{Ad \text{ Máx}}$  no varían con la densidad del aire en el cilindro, indicando que la formación del hollín en la llama podría ser bastante similar. La diferencia se encuentra en la  $T_{Ad \text{ 90\%}}$ , donde se nota que la temperatura de la oxidación se reduce con la densidad. Las dos densidades más altas,  $40 \text{ kg/m}^3$  y  $35 \text{ kg/m}^3$ , revelan cómo el proceso de oxidación está directamente relacionado con las emisiones de hollín. En los puntos con 12%  $XO_2$ ,  $T_{Ad \text{ Máx}}$  y  $T_{Ad \text{ 90\%}}$  son muy similares, tal como sus respectivas emisiones de hollín. Sin embargo, con 11%  $XO_2$  no ocurre lo mismo, y una pequeña reducción en la  $T_{Ad \text{ 90\%}}$  causa un sensible incremento en el hollín. Pero estas diferencias todavía no pueden ser atribuidas solamente a la densidad del aire, como se verá en la figura 4.6.

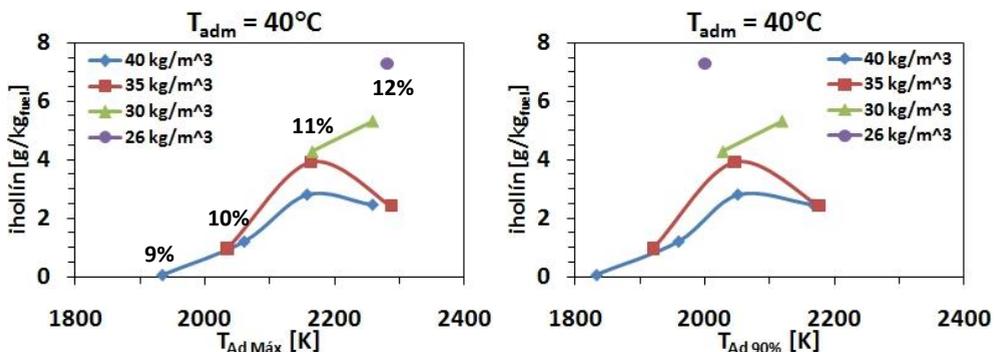


Figura 4.5  $ihollín$  vs  $T_{Ad \text{ Máx}}$  e  $ihollín$  vs.  $T_{Ad \text{ 90\%}}$ .

En la figura 4.6 se presentan las curvas de dFQL y tasa de inyección en relación al ángulo del cigüeñal. Se puede observar que las curvas de dFQL para las dos

densidades más bajas presentan, por el retraso de ignición, características de una combustión enteramente premezclada. En este sentido, los dos puntos con  $30 \text{ kg/m}^3$  y  $26 \text{ kg/m}^3$  de densidad del aire tienen un proceso de combustión más rápido, lo que justificaría el aumento de la  $T_{Ad \text{ Máx}}$  y la reducción de la  $T_{Ad \text{ 90\%}}$ . Además, en los casos que hay combustión premezclada ( $30 \text{ kg/m}^3$  y  $26 \text{ kg/m}^3$ ), no hay tiempo suficiente para que el combustible se mezcle bien con el aire. Esto hace que la mezcla sea estratificada en lugar de homogénea, con muchos puntos con combustible no-evaporado y mezcla rica, lo que, asociado a altas temperaturas, facilitaría la formación del hollín.

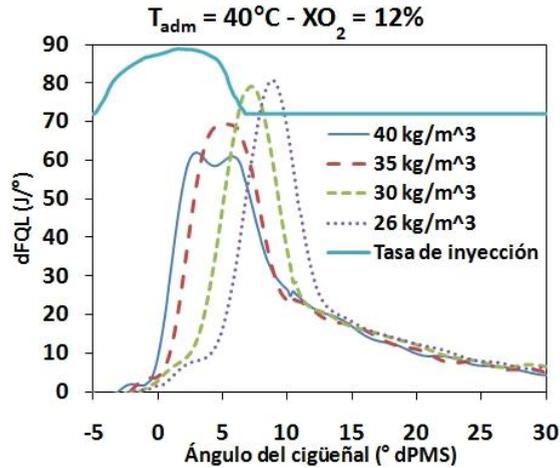


Figura 4.6 dFQL vs. Ángulo de cigüeñal con la  $T_{adm}=40^\circ\text{C}$  y  $XO_2=12\%$ .

El tiempo de retraso aumenta considerablemente al disminuir la densidad. Definitivamente, el concepto de combustión por difusión, es decir, controlada por la mezcla, con estabilización de la llama, no ha sido logrado en estos casos. Se ha visto que el aumento del retraso de ignición causado por la disminución de la densidad del aire en el cilindro requiere una inyección más larga para que haya estabilización de la combustión.

#### 4.4 Estudio paramétrico de la temperatura del aire en el cilindro

La temperatura del aire en el cilindro afecta a la formación de la llama en relación a la longitud del *lift-off* y al dosado relativo en la misma. Se ha variado esta temperatura a partir de la temperatura del aire de admisión ( $T_{adm}$ ). Al reducir su

valor, el combustible tarda más tiempo para llegar a la temperatura de autoignición y se alargaría la longitud de *lift-off*. Consecuentemente, se aumentaría la cantidad de aire que podría ser englobado aguas arriba de esta longitud.

En la figura 4.7, se puede ver las curvas de trade-off para las dos densidades más altas que son las que han mostrado un resultado más interesante. En ambos casos, la reducción de  $T_{adm}$  ha causado un desplazamiento de las curvas, disminuyendo simultáneamente  $NO_x$  y hollín, principalmente para las concentraciones más bajas de oxígeno en la admisión. Además, se alcanza el pico de las emisiones de hollín, a partir del cual las emisiones de hollín empiezan a reducirse, con concentraciones de oxígeno más altas. De esta forma, fue posible alcanzar lo que se buscaba: una combustión LTC por difusión, prácticamente sin formación de hollín ni  $NO_x$ , como se observa en la curva  $T_{adm}=40^\circ\text{C}$ .

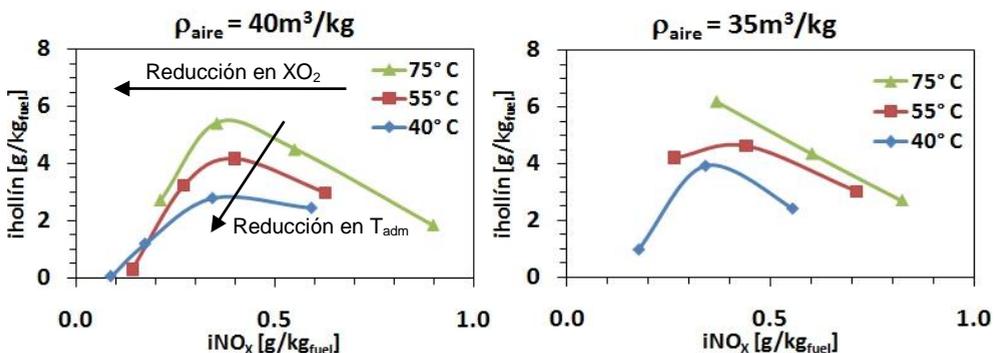


Figura 4.7 Curvas de trade-off  $iNO_x$  vs.  $ihollín$  para la  $40\text{ kg/m}^3$  y  $35\text{ kg/m}^3$  de densidad del aire.

En el gráfico de la figura 4.8, las curvas de dFQL para las tres  $T_{adm}$  muestran su influencia en el proceso de combustión. La primera observación, como ya se esperaba, es el aumento del tiempo de retraso con la reducción de la temperatura, conforme la ecuación 2.9 (sección 2.6.1.7). La segunda observación es que la combustión premezclada tiende a juntarse a la combustión difusiva al reducirse  $T_{adm}$ , sin que haya una separación clara de los dos procesos. Pese a que no hay un pico evidente para la combustión premezclada que indica aproximadamente el momento en que ocurre la disminución de la velocidad de las reacciones, el cambio de la pendiente de la curva de dFQL indica que la llama difusiva se ha estabilizado sobre la combustión premezclada. Además, la estabilización de la llama en una combustión controlada por la mezcla ocurre hasta para la  $T_{adm}$  de  $40^\circ\text{C}$ . Este dato confirma que la combustión lograda en este punto atiende a los requisitos de una combustión difusiva.

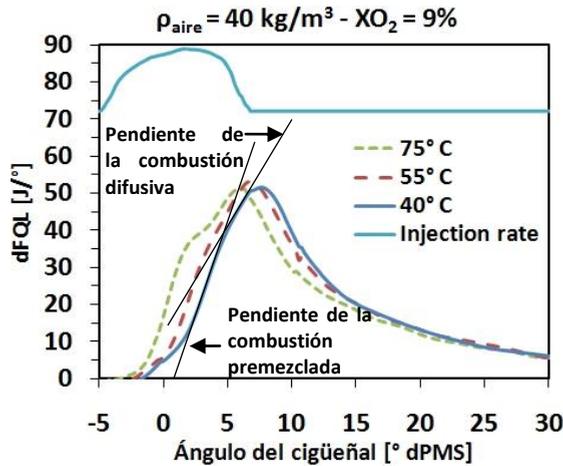


Figura 4.8  $dFQL$  vs. Ángulo de cigüeñal con la  $\rho_{\text{aire}} = 40 \text{ kg/m}^3$  y  $X_{O_2} = 9\%$ .

Con la reducción de la  $T_{\text{aire}}$  dentro del cilindro,  $\Phi_H$  también se reduce. La reducción del dosado  $\Phi_H$  teóricamente disminuye la formación de los precursores del hollín. Por lo tanto, las diferencias en las emisiones de hollín para condiciones operacionales iguales, con distintas  $T_{\text{adm}}$ , puede ser atribuida a la formación del hollín que se reduce cuando se ha englobado más oxígeno aguas debajo a la longitud de *lift-off*.

## 4.5 Estudio paramétrico de la concentración de oxígeno en el aire

La concentración de oxígeno en el aire no presenta ninguna influencia en el valor  $\Phi_H$ , pero se muestra muy efectivo para obtener una reducción en la temperatura de la combustión. Se ha centrado el estudio de sus efectos a la densidad del aire de  $40 \text{ kg/m}^3$  primero por abarcar todas las concentraciones de oxígeno probadas y segundo por mostrarse la densidad del aire más efectiva en términos de combustión fría, es decir, la densidad con la cual realmente se logró una combustión libre de emisiones de  $NO_x$  y hollín.

En la figura 4.7, se indica que la reducción en la concentración de oxígeno del aire es hacia la izquierda. En general, entre 12% a 10% de  $X_{O_2}$  las emisiones de  $NO_x$  disminuyen pero el hollín aumenta considerablemente hasta que alcanza un pico. Por debajo de 10% de  $X_{O_2}$ , la tendencia del hollín cambia y sus emisiones bajan considerablemente, llegando a extinguirse completamente.

La temperatura en la combustión es un factor muy importante en la emisión final de hollín, pues actúa de forma vital en la formación y en la oxidación del mismo. La figura 4.9 compara la  $T_{Ad\ Máx}$  y la  $T_{Ad\ 90\%}$  a las emisiones de hollín. En ambos los casos, las temperaturas se reducen con la concentración de oxígeno. La  $T_{Ad\ 90\%}$ , a la derecha, por ser la temperatura adiabática en el fin del proceso de combustión está normalmente asociada al proceso de oxidación. Esta temperatura se va reduciendo hasta que las emisiones de hollín alcanzan un pico, en aproximadamente 2050 K, presentada en el gráfico por la línea azul. Por debajo de esta temperatura la tendencia se invierte y las emisiones bajan hasta que llegue prácticamente a cero. De hecho, la reducción de la temperatura afecta a los procesos de oxidación y de formación a la vez. Pero la tasa de oxidación de hollín se ve afectada antes que la tasa de formación mientras se reduce la  $T_{Ad\ 90\%}$ . Por eso, al reducir la concentración de oxígeno, y consecuentemente la temperatura durante la combustión, la emisión de hollín aumenta. Esto es un reflejo de que, aunque la tasa de formación de hollín haya bajado, la tasa de oxidación del mismo ha bajado más intensamente, causando un incremento en la emisión final de hollín que, como ya ha sido dicho, es el resultado de la competencia entre la formación y la oxidación.

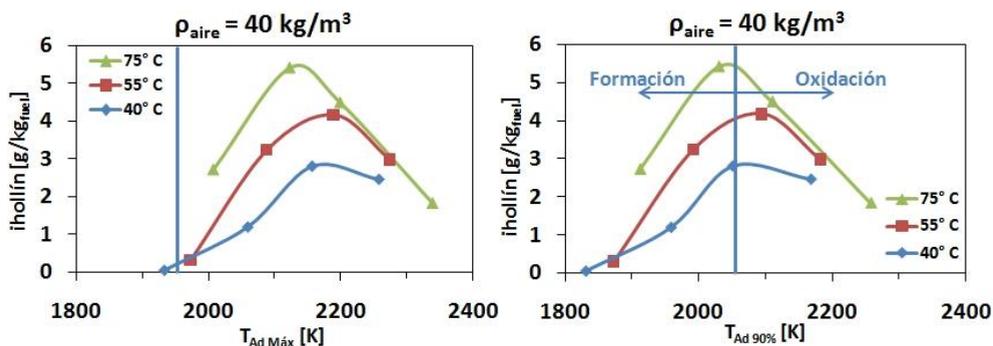


Figura 4.9  $ihollín$  vs  $T_{Ad\ Máx}$  y  $T_{Ad\ 90\%}$

No obstante, si se sigue la disminución de la temperatura hasta niveles realmente bajos, alcanzables solamente con altas concentraciones de EGR, la tasa de oxidación casi cesa. De la misma forma, la formación del hollín se ralentiza intensamente de modo que la emisión final del hollín se reduce rápidamente. La línea azul en el gráfico indica la  $T_{Ad\ 90\%}$  aproximada donde las emisiones de hollín dejan de ser dominadas por el proceso de oxidación y pasan a ser controladas principalmente por la formación. Asimismo, en el gráfico de  $ihollín$  vs  $T_{Ad\ Máx}$  (a la izquierda), la  $T_{Ad\ Máx}$  igual a 1950 K parece indicar el rango donde la formación del hollín es depreciable.

La figura 4.10 compara las curvas de  $dFQL$  de las concentraciones de oxígeno ensayadas con  $40 \text{ kg/m}^3$  de  $\rho_{\text{aire}}$  y  $T_{\text{adm}}$  igual a  $40^\circ\text{C}$ . Primeramente, se observa que la reducción de la concentración de oxígeno en el aire reduce considerablemente la pendiente de la combustión premezclada. Esa disminución en la velocidad de las reacciones en la combustión premezclada hace que su pico desaparezca y no haya distinción entre esa combustión y la fase de combustión controlada por la mezcla. Además, el pico de la combustión se desplaza hacia la expansión así como todo el proceso de combustión. Por supuesto, estos efectos causan reducciones muy importantes en el ruido de combustión lo que es una ventaja, pero también reduce el valor de la  $p_{mi}$ , como se verá a continuación.

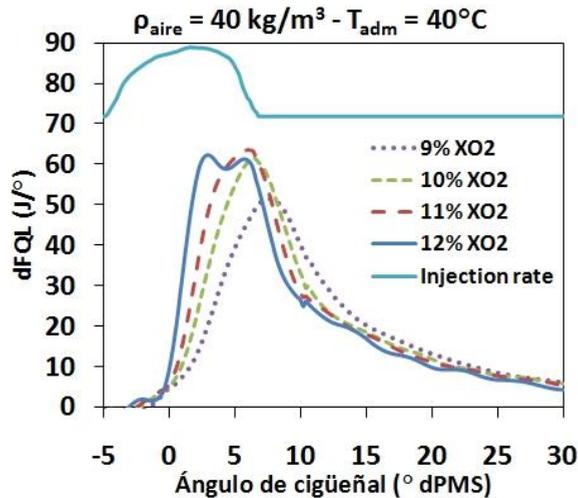


Figura 4.10  $dFQL$  vs. Ángulo de cigüeñal con la  $\rho_{\text{aire}}=40 \text{ kg/m}^3$  y  $T_{\text{adm}}=40^\circ\text{C}$ .

En la figura 4.11 están representados dos gráficos que confirman los análisis de las curvas de liberación de calor en la figura 4.10. En la izquierda, el gráfico que compara el ruido de combustión con la concentración de oxígeno en la admisión muestra que realmente la disminución de la velocidad de las reacciones en la combustión premezclada ha causado una reducción en el ruido. En la derecha, se observa la  $p_{mi}$  en relación a  $\text{Ángulo}_{50\%}$ , que es el ángulo del cigüeñal en que 50% de la masa ha sido quemada. La flecha indica el sentido del aumento en la concentración de oxígeno. Para una misma condición operacional, cambiando solamente la  $T_{\text{adm}}$ , el  $\text{Ángulo}_{50\%}$  muestra que la combustión se ha desplazado hacia puntos más retrasados, llevando consigo la  $p_{mi}$  a niveles hasta un 10% más bajos.

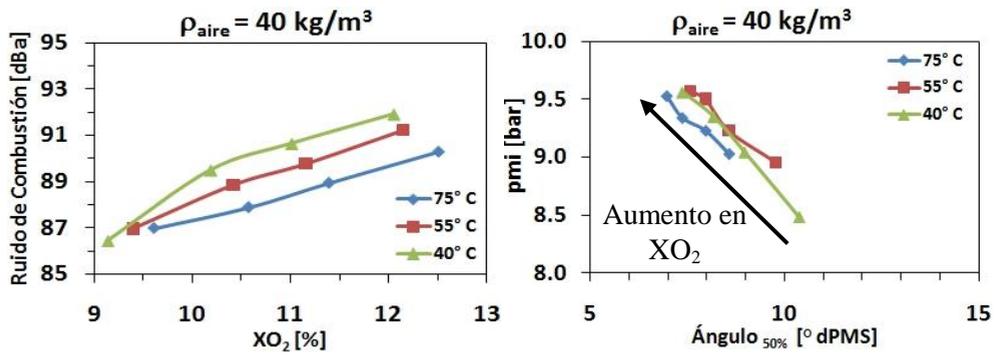


Figura 4.11 Gráficos de Ruido de combustión vs  $XO_2$  y pmi vs  $\text{Ángulo}_{50\%}$  con  $40 \text{ kg/m}^3$  de  $\rho_{\text{aire}}$ .

## 4.6 Influencia del choque de pared

Como ya había sido abordado en la sección 4.2.2, podría ocurrir el choque de pared principalmente en los puntos con bajas  $T_{\text{adm}}$  y  $\rho_{\text{aire}}$ . La penetración del chorro y el tiempo de retraso tienden a aumentar con la reducción del valor de estos parámetros. También la reducción en la  $XO_2$  puede aumentar el riesgo de choque de pared debido al aumento en el tiempo de retraso.

Los gráficos de  $iHC$  e  $iCO$  vs.  $XO_2$  en la figura 4.12 muestran la tendencia de subida de los dos contaminantes con la reducción de la concentración de oxígeno y la densidad del aire, en el caso con la temperatura del aire de admisión igual a  $40^\circ\text{C}$ . Las dos curvas con  $35 \text{ kg/m}^3$  y  $40 \text{ kg/m}^3$  de  $\rho_{\text{aire}}$  presentan niveles de emisiones bien similares. Sin embargo, al reducir la  $\rho_{\text{aire}}$  aún más, las curvas para ambos contaminantes se separan y las emisiones aumentan considerablemente.

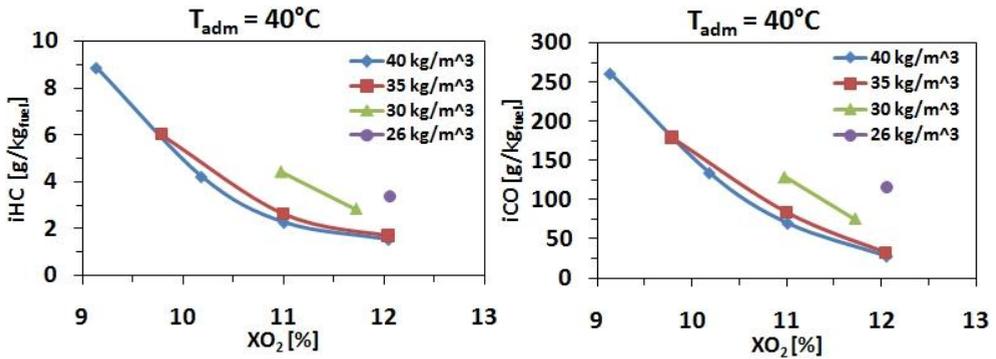


Figura 4.12 Emisiones de  $iHC$  y  $iCO$  con  $T_{adm} = 40^\circ C$ .

Se ha presentado en la figura 4.13 un estudio en DIES (ver sección 3.4.3) simulando el chorro diesel no-reactivo, es decir, antes del comienzo de la combustión. Las líneas sólidas son la penetración para los tres casos estudiados. La línea roja muestra la penetración con la  $\rho_{aire}$  igual a 26 kg/m<sup>3</sup>. Las líneas morada y azul tienen 12% y 9% de  $XO_2$ , respectivamente, ambas con 40 kg/m<sup>3</sup> de la  $\rho_{aire}$ . Estas dos últimas son coincidentes pues la penetración no cambia con la  $XO_2$ . Las líneas discontinuas muestran el instante cuando la combustión empieza para cada uno de los tres casos, decir, es el ángulo (tiempo) de retraso. Se puede observar que se interrumpen las curvas de penetración al comienzo de la combustión pues el modelo no es válido para chorros reactivos y, a partir de entonces, pierde su significado físico.

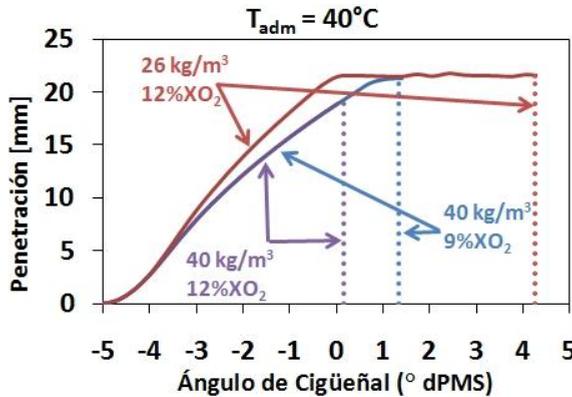


Figura 4.13 Penetración del chorro diesel comparando diferentes densidades del aire y concentraciones de oxígeno.

Respecto a la gráfica de la figura 4.13, la penetración del chorro no varía con la concentración de oxígeno, solamente con la densidad del aire. Por otro lado, el retraso de ignición sí que cambia con la concentración de oxígeno, pero sufre más influencia de la densidad del aire en el rango estudiado. Basado en el gráfico, en el punto con menos emisiones de  $HC$  y  $CO$ , con  $\rho_{aire} = 40 \text{ kg/m}^3$  y 12% de  $XO_2$ , no ha habido choque del chorro contra la pared pues el retraso de ignición ha sido corto para que este efecto pudiera pasar. No obstante, al disminuir la concentración de  $O_2$  a 9%, se puede ver que probablemente ha ocurrido el choque de pared. En estas condiciones, con  $XO_2 = 9\%$ , las emisiones de  $iHC$  y  $iCO$  han sido bastante elevadas debido al deterioro del proceso de combustión, pero, como se ve, el choque de pared puede haber contribuido en parte a este hecho. Aunque no se puede saber cuánto de esas emisiones provienen del deterioro de la combustión o del choque de pared, se supone que el deterioro en este caso tenga un peso mucho más grande.

Por su parte, en bajas densidades, el choque de pared es evidente debido al aumento desproporcional del tiempo retraso. Comparándose las emisiones de  $HC$  y  $CO$  entre los dos casos con distintas densidades pero misma concentración de oxígeno, el punto con  $26 \text{ kg/m}^3$  de densidad presenta emisiones considerablemente más altas. En este caso, se ve que el choque de pared ha contribuido de manera significativa para que las emisiones de  $HC$  y  $CO$  aumentasen. Así se nota que la densidad más alta, además de permitir concentraciones más bajas de oxígeno, también ayuda enormemente a evitar que haya choque del chorro diesel contra la pared del bowl.

## 4.7 Conclusión

Este capítulo describe los ensayos preliminares realizados en el motor DV4-TED4. En este estudio preliminar se ha intentado verificar la posibilidad de alcanzar una combustión LTC por difusión en un motor diesel pequeño. De esta primera parte de la tesis se ha concluido los puntos a seguir:

- Se ha logrado una combustión LTC por difusión en un punto del plan de ensayos como se había propuesto como objetivo principal. Como resultado, las emisiones de hollín y  $NO_x$  fueron despreciables, bien próximas a cero, pues se ha evitado la formación de ambos contaminantes. Las condiciones operacionales han sido: 9% de concentración volumétrica de oxígeno en el aire de admisión, densidad del aire de  $40 \text{ kg/m}^3$  y temperatura del aire en el colector de admisión de  $40^\circ\text{C}$ . No obstante, han sido muy elevadas las

emisiones de *HC* y *CO*. Además se ha reducido la *pmi* en torno del 10% respecto al valor más alto.

- La reducción en  $XO_2$  ha causado una reducción en la temperatura adiabática de llama suficiente para que se evitara la formación de  $NO_x$  en la llama. Es posible observar los efectos de la concentración de oxígeno en los procesos de formación y oxidación del hollín cuando las emisiones de hollín alcanzan su máximo entre 10% y 11% de  $XO_2$  y vuelven a disminuir para  $XO_2$  todavía más bajas. Además de la reducción en las emisiones de  $NO_x$ , la reducción en la formación del hollín ha sido realmente relevante en el rango operacional del plan de ensayos.
- Tan importante como la reducción del valor de  $XO_2$  ha sido la deceleración del proceso de combustión premezclada. La deceleración hizo que la pendiente de la combustión premezclada se redujera considerablemente y ésta se juntase con la combustión controlada por la mezcla de una forma que no se puede identificar claramente los dos procesos por separado. La disminución de la velocidad de combustión premezclada ha permitido una disminución en el ruido de combustión alrededor de unos 4 dBa.
- Se ha obtenido la reducción en las emisiones del hollín a niveles despreciables debido a que la reducción en la temperatura del aire de admisión y concentración de oxígeno en el aire simultáneamente ha evitado la formación del hollín en la llama diesel. En los tres puntos con 9% de  $XO_2$ , cambiando solamente la  $T_{adm}$ , la parte final de la combustión, ya después del término de la inyección, la tasa de liberación de calor son similares. Eso indica que el proceso de oxidación del hollín podría ser también muy similar. Sin embargo, las emisiones finales de hollín para esos tres puntos son muy distintas. La reducción de la temperatura de los gases no quemados antes de la combustión causa una mejora en el englobamiento de aire aguas arriba de la longitud de *lift-off*, que consecuentemente lleva a una reducción en el valor del dosado relativo en la longitud de *lift-off*. Esto podría haber llevado a una reducción en la formación de los precursores del hollín y a una consecuente reducción en las emisiones totales de hollín relacionadas con la disminución de  $T_{adm}$ .
- La reducción en la densidad del aire dentro del cilindro ha retrasado el comienzo de la combustión de manera que se obtuvo para algunos puntos con  $\rho_{aire} = 26 \text{ kg/m}^3$  una combustión completamente premezclada. Además, ha favorecido la presencia de reacciones de llama fría bien desarrolladas antes del proceso de encendido. Por

otro lado, el aumento en la densidad del aire ha ayudado a evitar el choque de pared, a reducir el tiempo de retraso de ignición y a aumentar la eficiencia de la combustión. Más importante todavía es el hecho de que solamente es posible alcanzar la concentración de oxígeno necesaria para una combustión LTC por difusión con densidades del aire muy altas, como se ha visto en el mapa que se ha utilizado en la elaboración de plan de ensayos.

- En esta fase de la tesis, en muchos casos la duración de la inyección ha sido muy corta debido a la tasa de inyección. La reducción de la tasa de inyección podría ayudar a evitar que hubiese una combustión puramente premezclada, como ha pasado con algunas condiciones operacionales. Además, podría causar el alargamiento de la combustión controlada por la mezcla en los puntos que ya han sido lograda este tipo de combustión.

## 4.8 Bibliografía

- [1] Pickett, L. M., y D. L. Siebers. "Non-Sooting, Low Flame Temperature Mixing-Controlled DI Diesel Combustion." *SAE International, SAE Paper 2004-01-1399, 2004.*
- [2] Siebers, D., y B. Higgins. "Flame *Lift-off* on Direct Injection Diesel Under Quiescent Conditions." *SAE International, SAE Paper 2001-01-0530, 2001.*
- [3] Siebers, D., B. Higgins, y L. Pickett. "Flame *Lift-off* on Direct-Injection Diesel Fuel Jets: Oxygen Concentration Effects." *SAE International, SAE Paper 2002-01-0890, 2002.*
- [4] Siebers, D. L., y L. M. Pickett. "Injection Pressure and Orifice Diameter Effects on Soot in DI Diesel Jets." *THIESEL 2002: Conference on Thermo- and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines.* Valencia: Editorial de la UPV, 2002. pag. 199-213.
- [5] Pickett, L. M., y J. J. López. "Jet-Wall Interaction Effects on Diesel Combustion and Soot Formation." *SAE International, SAE Paper 2005-01-0921, 2005.*
- [6] Pickett, L. M., y C. A. Idicheria. "Effects of Ambient Temperature and Density on Soot Formation under High-EGR Conditions." *THIESEL 2006: Conference on Thermo- and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines.* Valencia: Editorial de la UPV, 2006, pag. 353-366.
- [7] Bruneaux, G. "Combustion structure of free and wall-impinging diesel jets by simultaneous laser-induced fluorescence of formaldehyde, poly-aromatic fluorescence of formaldehyde, poly-aromatic hydrocarbons, and hydroxide." *International Journal of Engine Research (SAE International)* Vol 9, no. N° 3, 2008, pag 249-265.
- [8] Musculus, M. "Effects of the In-Cylinder Environment of Diffusion Flame *Lift-Off* in a DI Diesel Engine." *SAE International, SAE Paper 2003-01-0074, 2003.*

- [9] Tree, D. R., and K. I. Svensson. "Soot processes in compression ignition engines." *Progress in Energy and Combustion Science - Elsevier Ltd*, Vol. 33, no. Issue 3 (06 2007), pag. 272-309.
- [10] Higgins, B., y D. Siebers. "Measurement of the Flame *Lift-Off* Location on DI Diesel Sprays Using OH Chemiluminescence." *SAE International, SAE Paper 2001-01-0918*, 2001.
- [11] Musculus, M. P., J. E. Dec, y D. R. Tree. "Effects of Fuel Parameters and Diffusion Flame *Lift-Off* on Soot Formation in a Heavy-Duty DI Diesel Engine." *SAE International, SAE Paper 2002-01-0889*, 2002.
- [12] Kook, S., C. Bae, P. Miles, D. Choi, y L. Pickett. "The influence of Charge Dilution and Injection Timing on Low-Temperature Diesel Combustion and Emissions." *SAE International, SAE Paper 2005-01-3837*, 2005.
- [13] Pickett, L. M., y D. L. Siebers. "Soot in diesel fuel jets: effects of ambient temperature, ambient density, and injection pressure." *Combustion and Flame*, Vol. 138, n° Issue 1-2 (06 2004): pag. 114-135.
- [14] Alriksson, Malin, Savo Gjirja, y Ingemar Denbratt. "The Effect of Charge Air and Fuel Injection Parameters on Combustion with High Levels of EGR in a HDDI Single Cylinder Diesel Engine." *SAE International, SAE Paper 2007-01-0914*, 2007.
- [15] García, J. M. O. *Aportaciones al estudio del proceso de combustión turbulenta de chorros en motores diesel de inyección directa*. Valencia: Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 2004.
- [16] Tsurushima, Tadashi, Long Zhang, y Yoshinori Ishii. "A Study of Unburnt Hydrocarbon Emission in Small DI Diesel Engines." *SAE International, SAE Paper 1999-01-0512*, 1999.

## 4.9 Anexo

Tabla A.1: Valores de EGR del plan de ensayos para la  $T_{adm} = 40^{\circ}\text{C}$ .

EGR	Densidad			
	26 kg/m <sup>3</sup>	30 kg/m <sup>3</sup>	35 kg/m <sup>3</sup>	40 kg/m <sup>3</sup>
O <sub>2</sub>				
12%	52.0%	56.0%	59.5%	63.0%
11%	x	58.5%	62.0%	65.5%
10%	x	x	64.5%	67.5%
9%	x	x	x	69.5%

Tabla A.2: Valores de  $P_{adm}$  del plan de ensayos para la  $T_{adm} = 40^{\circ}\text{C}$ .

$P_{adm}$	Densidad			
	26 kg/m <sup>3</sup>	30 kg/m <sup>3</sup>	35 kg/m <sup>3</sup>	40 kg/m <sup>3</sup>
O <sub>2</sub>				
12%	1.789	2.066	2.410	2.758
11%	x	2.066	2.410	2.758
10%	x	x	2.410	2.758
9%	x	x	x	2.758

Tabla A.3: Valores de EGR del plan de ensayos para la  $T_{adm} = 55^{\circ}\text{C}$ .

EGR	Densidad			
	26 kg/m <sup>3</sup>	30 kg/m <sup>3</sup>	35 kg/m <sup>3</sup>	40 kg/m <sup>3</sup>
O <sub>2</sub>				
12%	52.0%	56.0%	59.5%	63.0%
11%	x	58.5%	62.0%	65.5%
10%	x	x	64.5%	67.5%
9%	x	x	x	69.5%

Tabla A.4: Valores de  $P_{adm}$  del plan de ensayos para la  $T_{adm} = 55^{\circ}\text{C}$ .

$P_{adm}$	Densidad			
	26 kg/m <sup>3</sup>	30 kg/m <sup>3</sup>	35 kg/m <sup>3</sup>	40 kg/m <sup>3</sup>
O <sub>2</sub>				
12%	1.878	2.166	2.527	2.889
11%	x	2.166	2.527	2.889
10%	x	x	2.527	2.889
9%	x	x	x	2.889

Tabla A.5: Valores de EGR del plan de ensayos para la  $T_{adm} = 75^{\circ}\text{C}$ .

EGR	Densidad			
	26 kg/m <sup>3</sup>	30 kg/m <sup>3</sup>	35 kg/m <sup>3</sup>	40 kg/m <sup>3</sup>
O <sub>2</sub>				
12%	52.0%	56.0%	59.5%	63.0%
11%	x	58.5%	62.0%	65.5%
10%	x	x	64.5%	67.5%
9%	x	x	x	69.5%

Tabla A.6: Valores de  $P_{adm}$  del plan de ensayos para la  $T_{adm} = 75^{\circ}\text{C}$ .

$P_{adm}$	Densidad			
	26 kg/m <sup>3</sup>	30 kg/m <sup>3</sup>	35 kg/m <sup>3</sup>	40 kg/m <sup>3</sup>
O <sub>2</sub>				
12%	1.992	2.298	2.682	3.065
11%	x	2.298	2.682	3.065
10%	x	x	2.682	3.065
9%	x	x	x	3.065



# Capítulo 5

## Combustión LTC por difusión – DV6 – 1ª Parte

### **Contenido**

---

<b>5.1</b>	<b>Introducción.....</b>	<b>151</b>
<b>5.2</b>	<b>Metodología.....</b>	<b>151</b>
5.2.1	Proceso de elección de puntos del plan de ensayo.....	152
5.2.2	Proceso de verificación de los puntos a ensayar.....	154
<b>5.3</b>	<b>Estudio paramétrico de la densidad del aire en el cilindro.....</b>	<b>156</b>
<b>5.4</b>	<b>Estudio paramétrico de la temperatura del aire en el cilindro .....</b>	<b>158</b>
<b>5.5</b>	<b>Estudio paramétrico de la concentración de oxígeno en el aire .....</b>	<b>159</b>
<b>5.6</b>	<b>Influencia del choque de pared .....</b>	<b>162</b>
<b>5.7</b>	<b>Conclusión.....</b>	<b>164</b>
<b>5.8</b>	<b>Bibliografía .....</b>	<b>166</b>
<b>5.9</b>	<b>Anexo.....</b>	<b>168</b>



## 5.1 Introducción

En este capítulo se presentan la primera parte de los estudios paramétricos realizados en el motor DV6-TED4. La primera parte de los estudios llevados a cabo en este motor es bastante similar a los ensayos presentados en el capítulo anterior. El motor DV6-TED4 es un motor diesel pequeño que presenta la ventaja de poseer un bowl más ancho lo que permite que las longitudes líquidas y de *lift-off* sean más largas. La relación de compresión ha sido ligeramente más baja. El uso de una relación de compresión un poco más baja reduce las temperaturas del aire en el ciclo y la temperatura de los gases en el cilindro, y puede ocasionar una extensión del área de la combustión LTC.

El primer apartado de este capítulo se refiere a la metodología utilizada para la construcción del plan de ensayos. Se ha utilizado la misma lógica y secuencia de métodos para su elaboración que en el capítulo 4, difiriéndose solamente en algunos detalles.

El objetivo de este capítulo ha sido realizar un estudio sobre las influencias de los parámetros ya estudiados con el motor DV4-TED4. El comportamiento de estos parámetros podría variar, ya que el área de combustión LTC ha sido extendida por los motivos explicados anteriormente. En el rango de la combustión LTC por difusión, la emisión de contaminantes es fundamentalmente controlada por la formación, lo que hace que en estos ensayos se pueda comprobar directamente la influencia de los parámetros en la formación de  $NO_x$  y hollín.

En el último apartado se trata la influencia del choque de pared en las emisiones de los contaminantes, contrastando con los parámetros estudiados en los apartados anteriores. Como ya se vio este fenómeno puede elevar significativamente los niveles de emisiones, principalmente de  $CO$  y  $HC$ .

## 5.2 Metodología

La presente sección explica cómo ha sido la elaboración del plan de ensayos para la primera parte de los ensayos con el motor DV6-TED. Se verá que su desarrollo ha sido muy similar al del DV4-TED, con cambios solamente respecto a la adaptación de la metodología de trabajo al nuevo motor.

Como en el capítulo 4, se explica en la primera sección, la sección 5.2.1, el proceso de elección de los puntos para la primera parte de los ensayos y en la segunda, la 5.2.2, la verificación de los puntos elegidos. Sin embargo se ha

centrado la explicación en la adaptación del plan de ensayos. Se puede encontrar la explicación detallada de todo el proceso en el capítulo anterior.

### 5.2.1 Proceso de elección de puntos del plan de ensayo

En la planificación de esta parte, han sido mantenidos los propósitos para el concepto propuesto de combustión de LTC a baja temperatura, es decir:

- Debe ser difusiva la combustión
- Debería ser una combustión LTC
- El dosado relativo en la longitud de *lift-off* debería ser el más bajo posible.

Bajo estos objetivos, las premisas elaboradas en el capítulo 4 han sido mantenidas con algunos ligeros cambios respecto al motor basado en la experiencia del planteamiento para la elaboración del plan ensayos [2][3][4][5][6][7][8][9][10]. Se expone a continuación de forma breve la lista de las premisas:

- El modo operacional continuaría siendo un punto de media carga para el nuevo motor, con 2250 rpm de régimen y una *p<sub>mi</sub>* (presión media indicada) de aproximadamente 9.0 bar. Además, la inyección se mantendrá 5° aPMS con 1200 bar de presión. La cantidad de combustible para este motor, se ha actualizado, para mantener el objetivo de *p<sub>mi</sub>*, de 17 mg/cc a 19.2 mg/cc.
- El valor de la relación A/F no podrá ser menor que 18.
- Se ha mantenido el límite de aproximadamente 3 bar de presión en el colector de admisión. Con eso, la densidad del aire en el PMS nuevamente no podría exceder a 40 kg/m<sup>3</sup>.
- No se reduciría la concentración de oxígeno a menos de 9% debido a la restricción del A/F o al límite de la presión de soplado y se ha fijado en 12% el límite superior para el rango de la concentración de oxígeno por los mismos motivos del capítulo anterior.
- Las temperaturas del aire en el PMS serán de 900 K, 950 K y 1000K correspondiéndose con una temperatura en el aire de admisión de aproximadamente 40°C, 55°C y 75°C respectivamente.

La tabla 5.1 muestra los rangos sugeridos para los parámetros iniciales del plan de ensayos.

Tabla 5.1 Parámetros iniciales para la elaboración del plan de ensayos.

Parámetro	Rango
Consumo de combustible ( $m_f$ )	19.2 mg/cc
Régimen	2250 rpm
Presión de inyección ( $p_{inj}$ )	1200 bar
Nº de inyección por ciclo	1
SoI	5º aPMS
A/F	> 18
Densidad del aire en el cilindro ( $\rho_{aire}$ )	< 40 kg/m <sup>3</sup>
Concentración de oxígeno ( $X_{O_2}$ )	9% < $X_{O_2}$ < 12%
Temperatura del aire de admisión ( $T_{adm}$ )	40°C - 55 °C - 75°C

Después de determinados los límites para los rangos de los parámetros, se los ha trasladado al mapa de funcionamiento del motor, como muestra la figura 5.1. En el anexo se muestra las tablas con los puntos ensayados sacados de los mapas de funcionamiento del motor para cada  $T_{adm}$ . Se sacaron los puntos a ser medidos que son las intersecciones entre las rectas de densidad del aire de admisión y concentración de oxígeno dentro del formado por los límites de operación del sistema. Luego, cada punto estaría directamente asociado a un valor de EGR y de presión de admisión directamente del mapa.

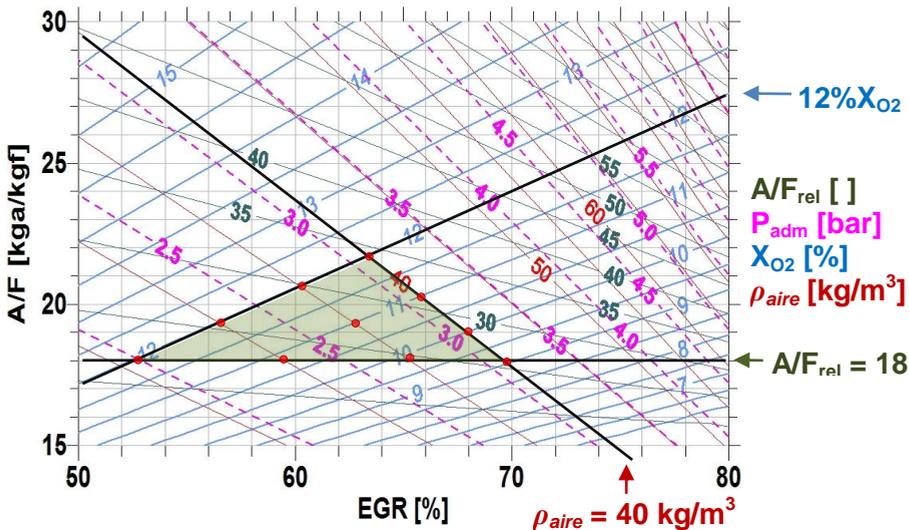


Figura 5.1 Mapa de funcionamiento del motor DV6-TED4 para la  $T_{adm} = 75^\circ\text{C}$ . Los valores limítrofes de los parámetros están presentados por las líneas negras. Los puntos del plan de ensayo están representados por los puntos rojos.

### 5.2.2 Proceso de verificación de los puntos a ensayar

Después de determinar los puntos que probablemente formarán parte del nuevo plan de ensayos, se debe hacer la verificación de estos puntos respecto a la longitud líquida y la longitud de *lift-off* [1][3], como ya ha sido explicado en el capítulo 4.

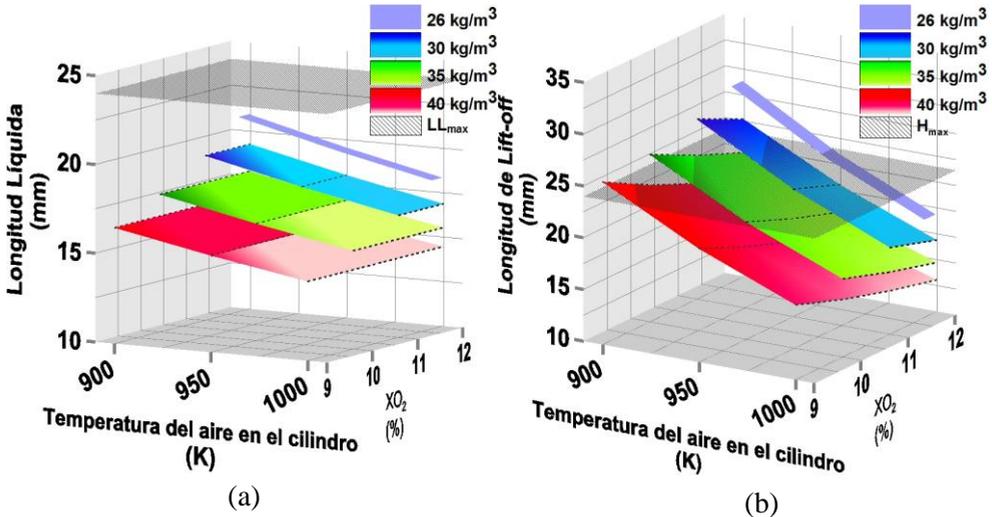


Figura 5.2 Predicciones de longitud líquida y longitud de *lift-off* para los puntos del plan de ensayos propuesto. En las gráficas, cada plano representa la longitud prevista con distintas densidades del aire dentro del cilindro en el comienzo de la inyección. El plano gris transparente representa la distancia desde la punta de la tobera hasta la pared del bowl.

La figura 5.2 presenta el estudio de la posibilidad de que haya el choque entre la longitud líquida y/o la longitud de *lift-off* y la pared del *bowl* del motor DV6-TED. En el gráfico de la figura 5.2 (a), se puede ver la longitud líquida calculada en las condiciones operacionales propuestas en el plano de ensayos. Se ha representado la longitud máxima por el plan gris transparente. En ninguno de los casos, la longitud líquida toca y tampoco se aproxima demasiado de la pared del *bowl*. En el caso de la longitud de *lift-off*, como se ha visto en la figura 5.2 (b), el hecho que el *bowl* tenga un diámetro mayor ha reducido la probabilidad de choque de pared en general. No obstante, siguieron por encima del límite principalmente los puntos con la concentración de oxígeno más baja para las distintas densidades probadas con la  $T_{aire} = 900$  K.

En la figura 5.3, se pueden ver los valores calculados para  $\phi_H$  en el rango planteado para los ensayos [1]. Así como ocurrió en los ensayos preliminares, hay una reducción significativa en el valor de  $\phi_H$  con la reducción en la temperatura del aire, pero tampoco suficiente para alcanzarse el valor propuesto de  $\phi_H = 2$  para evitarse la formación de los precursores del hollín en la región de *lift-off*.

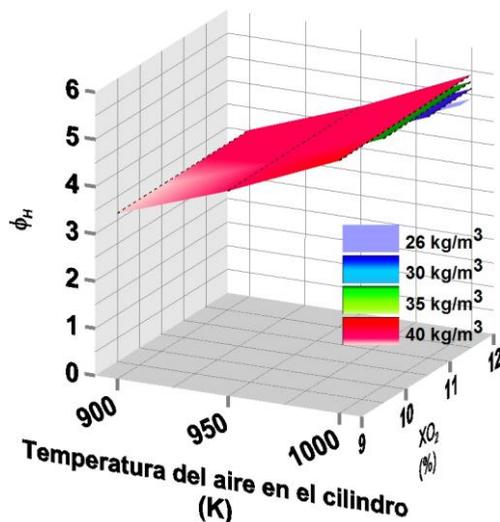


Figura 5.3 Previsiones para los valores de  $\phi_H$  para el rango del plan de ensayos.

Visto que no se han encontrado valores críticos en los valores de las longitudes líquidas y de *lift-off*, se han mantenido los rangos de los parámetros en el plan de ensayos en relación a los planteados en el proceso de elección de puntos para el plan de ensayos. Estos valores están en la tabla 5.2.

Tabla 5.2 Plan de ensayos definitivo para los ensayos de la 1ª parte del estudio con el motor DV6-TED4.

Parámetro	Rango
$m_f$	19.2 mg/cc
Régimen	2250 rpm
$p_{inj}$	1200 bar
Nº de inyección por ciclo	1
SoI	5º aPMS
$\rho_{aire}$	26 kg/m <sup>3</sup> - 30 kg/m <sup>3</sup> - 35 kg/m <sup>3</sup> - 40 kg/m <sup>3</sup>
$XO_2$	9% - 10% - 11% - 12%
$T_{adm}$ ( $T_{aire}$ )	40°C (900 K) - 55°C (950 K) - 75°C (1000 K)

### 5.3 Estudio paramétrico de la densidad del aire en el cilindro

En la figura 5.4, los gráficos situados a la izquierda representan las emisiones de hollín en relación a  $XO_2$  para las 3  $T_{adm}$  ensayadas. Los gráficos comparan las densidades del aire en relación a las emisiones de hollín del motor. Los gráficos a la derecha ilustran las curvas de dFQL también con las 3  $T_{adm}$  para la concentración de oxígeno de 12%.

En el primer gráfico (izquierda superior), con  $T_{adm} = 75^\circ\text{C}$ , las emisiones de hollín han sido realmente muy similares independientemente de la densidad del aire. Cuando se reduce la  $T_{adm}$  a  $55^\circ\text{C}$  (izquierda medio), se puede notar una reducción de las emisiones de hollín con las densidades más bajas en relación al resto de las curvas que aún presentaron resultados iguales entre ellas. Éste ha sido el caso de  $26 \text{ kg/m}^3$  con 12% de  $XO_2$  (flecha roja) y de  $30 \text{ kg/m}^3$  con 11% de  $XO_2$ . Al bajar la  $T_{adm}$  a  $40^\circ\text{C}$ , se reducen todavía más las emisiones de hollín con las densidades de  $26 \text{ kg/m}^3$  and  $30 \text{ kg/m}^3$  (flecha roja) y sus curvas se separan completamente de las de  $35 \text{ kg/m}^3$  y  $40 \text{ kg/m}^3$ , que a su vez, se mantienen iguales.

La densidad del aire no debería cambiar las emisiones de hollín en una combustión difusiva, principalmente los puntos con bajas densidades del aire [4][9]. Al contrastar los gráficos de dFQL con las emisiones de hollín, se puede observar que las curvas de dFQL para estos puntos (flecha azul) tienen un retraso de ignición muy grande y la combustión posee la forma característica de una combustión puramente premezclada. De hecho, no han cambiado de manera significativa las emisiones de hollín en los puntos ensayados cuya combustión se ha mantenido como una combustión difusiva.

Así, las diferencias que han presentado las curvas para las densidades probadas no se deben a un efecto de la densidad del aire sobre el chorro diesel, sino al cambio en la modalidad de la combustión, de controlada por la mezcla a puramente premezclada. No será abordado el estudio de la causa de esta reducción por no ser la combustión premezclada tema de esta tesis, tema que fue estudiado con más detalles por Riesco [15].

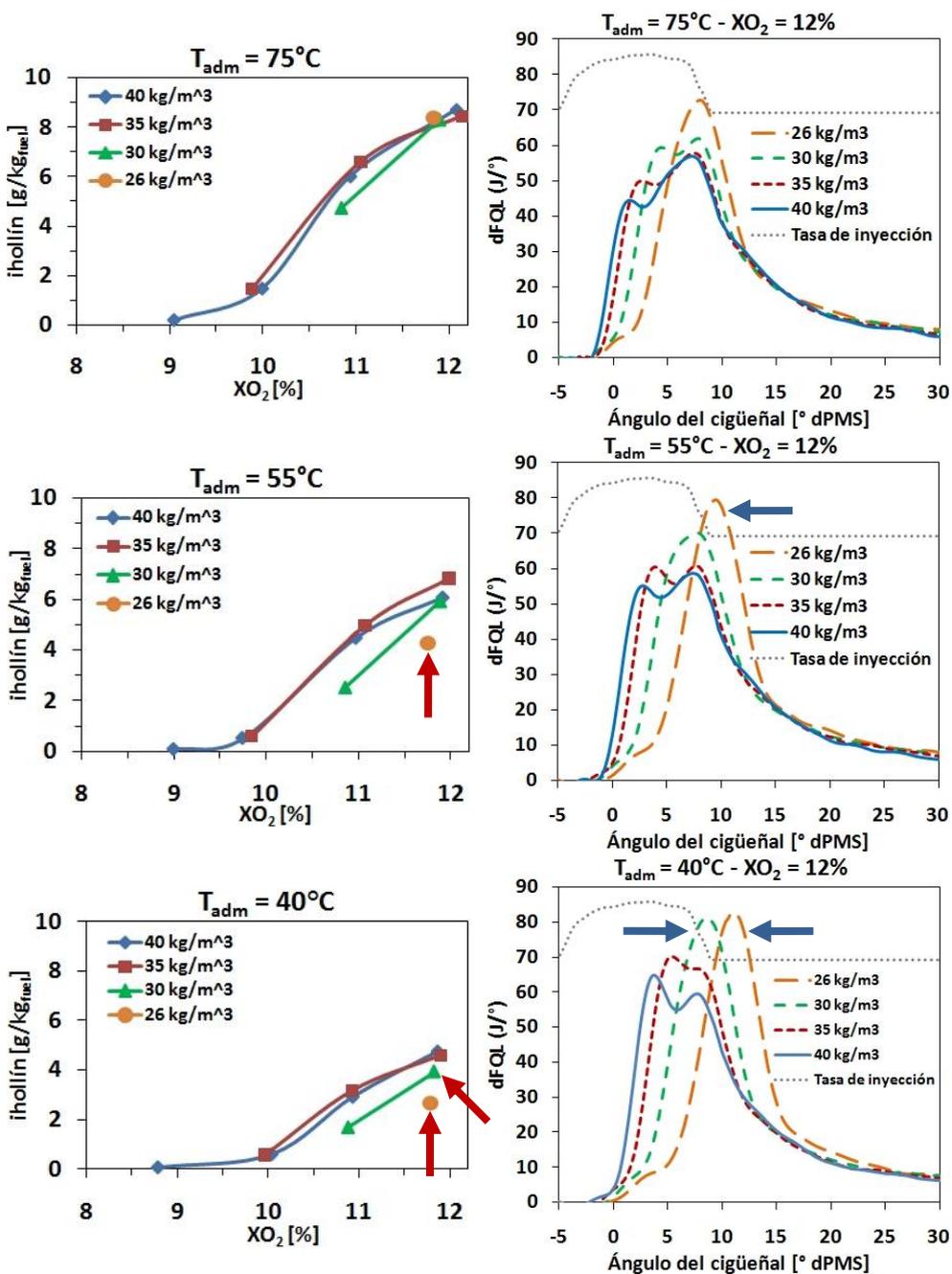


Figura 5.4 Curvas de  $ihollín$  y  $dFQL$  con 12%  $XO_2$  para las 3  $T_{adm}$ .

## 5.4 Estudio paramétrico de la temperatura del aire en el cilindro

La figura 5.5 muestra el gráfico *ihollín* vs.  $XO_2$  con la  $\rho_{aire}$  igual a  $40 \text{ kg/m}^3$  comparando las 3  $T_{adm}$  ensayadas. De acuerdo con el gráfico, las emisiones de hollín se reducen con la reducción en la  $T_{adm}$  para niveles de concentración de oxígeno entre 12% y 10%. A su vez, no se observa diferencia significativa entre las 3  $T_{adm}$  para un 9% de concentración de oxígeno, mientras que las emisiones se han quedado muy próximas a cero. Inicialmente, se podría atribuir las diferencias observadas a 2 posibles razones: el proceso de oxidación y el proceso de formación. El proceso de formación, en este caso, estaría afectado por la temperatura de llama y/o el dosado relativo en la longitud de *lift-off*.

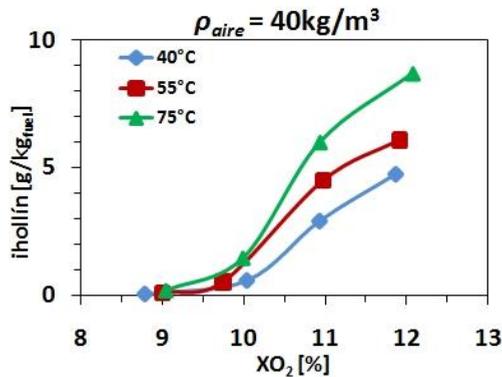


Figura 5.5 Influencia de la  $T_{adm}$  en la emisión de hollín con  $\rho_{aire} = 40 \text{ kg/m}^3$ .

En los gráficos de la figura 5.6, se presentan las emisiones de hollín contrastadas con sus respectivas  $T_{Ad \text{ M}áx}$  y  $T_{Ad \text{ 90}\%}$ . Como se ha visto en el capítulo 4, con el motor DV4, la reducción de las emisiones de hollín con la concentración de oxígeno pasa solamente cuando las emisiones están controladas por la formación del hollín pues la  $T_{Ad \text{ 90}\%}$  ya es muy baja para que haya una tasa de oxidación relevante. La  $T_{Ad \text{ 90}\%}$  bajo la cual ocurriría el cambio de tendencia, es decir, las emisiones de hollín dejan de ser controladas por la oxidación y pasan a ser controladas por la formación, era aproximadamente 2050 K. Se puede ver en el gráfico que la mayoría de los puntos se sitúan bajo este nivel. Entonces, es razonable considerar que, en este caso, el proceso de oxidación no se presenta como una de las posibles causas de las diferencias entre las 3  $T_{adm}$ .

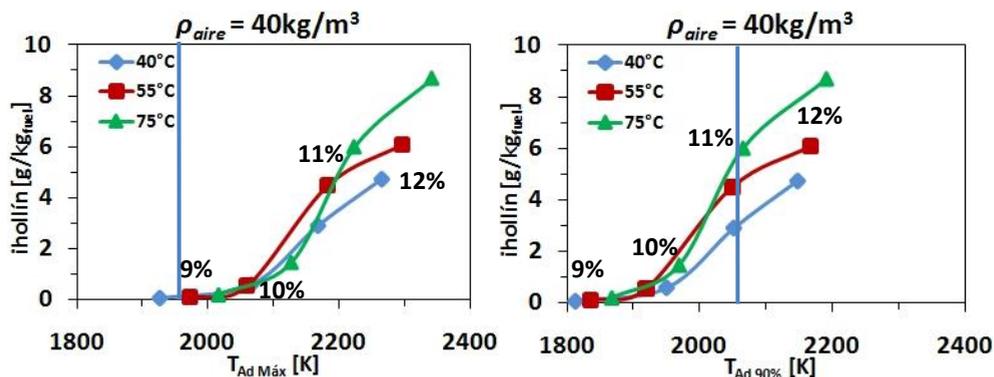


Figura 5.6  $i_{\text{hollín}}$  vs  $T_{Ad \text{ Máx}}$  y  $T_{Ad 90\%}$

Con lo que ha sido visto en el párrafo anterior, la diferencia en el hollín con la  $T_{adm}$  está directamente asociada al fenómeno de la formación del hollín. El gráfico con las  $T_{Ad \text{ Máx}}$  (figura 5.6) muestra que esta temperatura cambia en relación a la  $T_{adm}$  en puntos con la misma concentración de oxígeno. Además, esto cambia la temperatura de los gases no-quemados al comienzo de la combustión lo que afecta también el valor de  $\phi_H$  como se puede ver en las predicciones de la figura 5.3. De hecho, es imposible separar la influencia de la  $T_{Ad}$  y de  $\phi_H$  en la formación de hollín en los puntos probados por lo que no se puede saber, en este caso, el factor que tiene más influencia en la formación.

En general, la reducción en la  $T_{adm}$  influye positivamente pues ayuda a reducir a la vez la  $T_{Ad}$  y la  $\phi_H$  y, consecuentemente, las emisiones de hollín.

## 5.5 Estudio paramétrico de la concentración de oxígeno en el aire

En el capítulo 4, la concentración de oxígeno se ha mostrado como el parámetro que más influencia tiene en las emisiones en general. A pesar de no cambiar el valor de  $\phi_H$  en el chorro diesel, la  $T_{Ad}$  se ve muy afectada.

Los gráficos de la figura 5.5 y figura 5.6 presentan las curvas de emisiones de hollín con la mayor densidad probada de  $40 \text{ kg/m}^3$  respecto a la  $XO_2$ ,  $T_{Ad \text{ Máx}}$  y  $T_{Ad 90\%}$ . Solamente con esta densidad se ha podido alcanzar todas las concentraciones de oxígeno en el rango del plan de ensayos.

La primera observación ha sido que las emisiones totales de hollín se reducen hasta alcanzar un valor nulo para todas las  $T_{adm}$ . Esto significa que la temperatura en la llama no es suficientemente alta para que hubiese la formación de los precursores del hollín. Sin la formación de sus precursores, se puede evitar la formación del hollín por completo.

La segunda observación es que la  $XO_2$  afecta a la formación por cambiar la temperatura adiabática de llama en la combustión. Aunque las emisiones totales de hollín son más bajas con  $T_{adm}$  más bajas, las 3 curvas convergen hasta que no haya ninguna formación de hollín. O sea, la reducción en la  $T_{adm}$  disminuye la formación del hollín, pero la reducción de la  $T_{Ad}$  causada por la reducción en la concentración de oxígeno es más efectiva.

Se muestran en la figura 5.7 los gráficos con las curvas de  $iNO_x$ ,  $iCO$ ,  $iHC$ ,  $pmi$  y ruido de combustión variando respecto a  $XO_2$ .

Como era esperado, los valores de  $iNO_x$  se reducen desde valores bajos a muy bajos. No obstante, a diferencia del hollín, las emisiones de  $iNO_x$  no llegan a cesar. La reducción del  $NO_x$  producido a través del mecanismo térmico ocurre debido a la reducción en la  $T_{Ad}$ . No obstante, el  $NO_x$  que ya ha sido formado podría ser atribuido al mecanismo *prompt*, que es independiente de la  $T_{Ad}$ . Turns et al., Rortveit et al. y Xue et al., en sus estudios sobre combustiones con bajas emisiones de  $NO_x$ , también observaron resultados similares, con la disminución de  $NO_x$  térmico y el predominio del  $NO_x$  producido por el mecanismo *prompt* en condiciones de bajas temperaturas y dosados ricos [12][13][14].

Las emisiones de  $iHC$  aumentan exponencialmente con la reducción en  $XO_2$ . Asimismo,  $iCO$  presenta el mismo comportamiento. Los dos contaminantes han alcanzado niveles no aceptables para el funcionamiento normal de un motor de estas características. El empeoramiento del proceso de combustión causado por la reducción de la concentración de oxígeno del aire ha sido el responsable de este aumento. El empeoramiento puede ser observado claramente en el gráfico de la  $pmi$  cuyo valor disminuye en aproximadamente 10% con la reducción en  $XO_2$ .

En los ensayos del capítulo anterior, con el motor DV4,  $iHC$  e  $iCO$  presentaron aumentos similares en función de la  $XO_2$ . Sin embargo, comparando los niveles obtenidos en los resultados con el motor DV4 y el DV6,  $iHC$  aproximadamente se ha duplicado e  $iCO$  se ha aumentado un 70% en general.

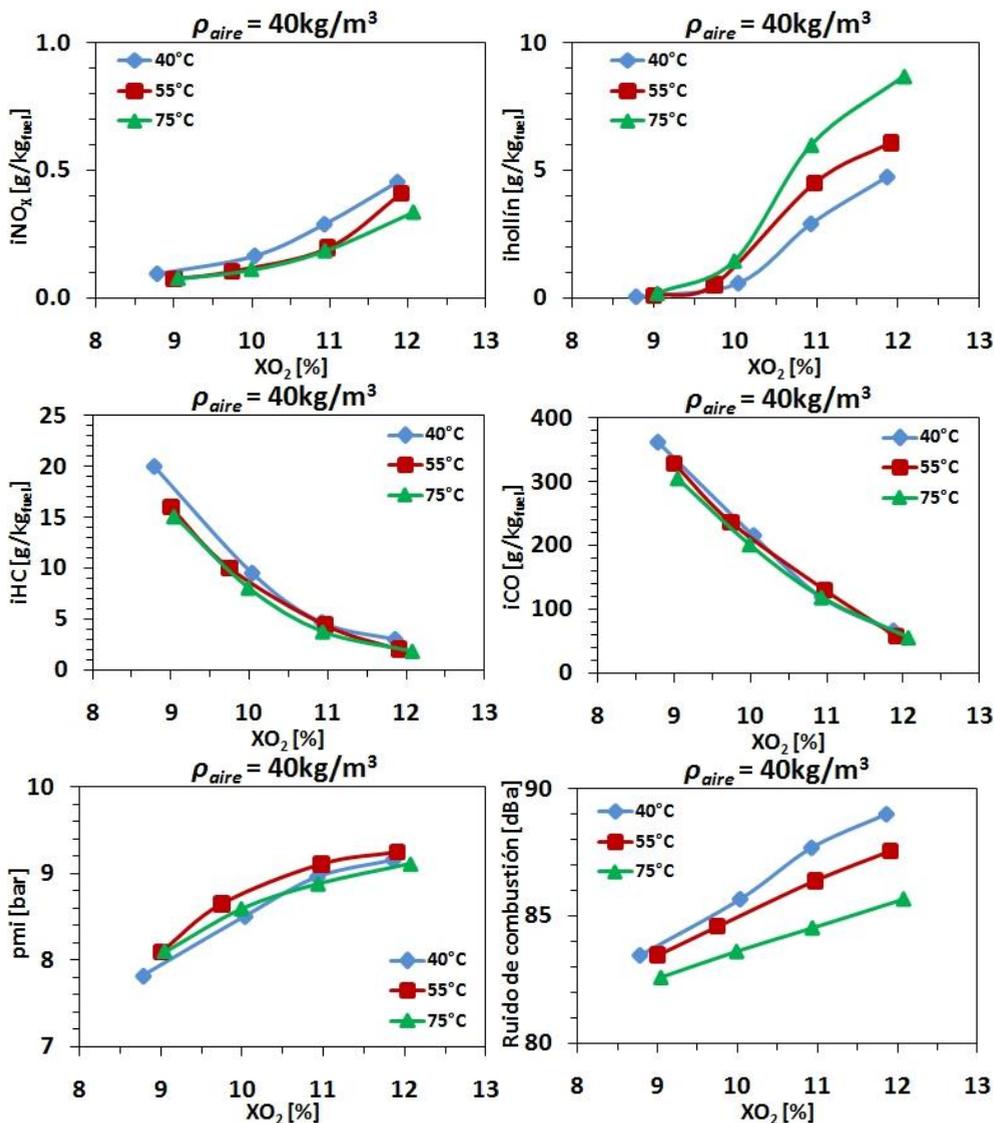


Figura 5.7 Gráficos de  $iNO_x$ ,  $iHollin$ ,  $iCO$ ,  $iHC$ ,  $pmi$  y ruido de combustión vs  $XO_2$ .

El ruido de combustión se ha reducido de manera significativa, llegando a valores realmente bajos. La reducción en  $XO_2$  causa el incremento del tiempo de retraso de ignición y la ralentización de las reacciones en la combustión. Respecto al ruido de combustión, el incremento en el tiempo de retraso favorecería su aumento por el aumento en la masa quemada en la premezcla. Por otro lado, la

ralentización de las reacciones haría que la combustión premezclada no fuese tan violenta, reduciendo así el ruido. En la figura 5.8, las curvas de  $dFQL$  con  $40 \text{ kg/m}^3$  y  $T_{adm}$  de  $40^\circ\text{C}$  muestran cómo la concentración de oxígeno ha afectado a la combustión premezclada. La tendencia observada ha sido la de que la combustión premezclada pierde fuerza, con la reducción de su pico. Asimismo, tiende a juntarse a la combustión controlada por la mezcla y disminuye su pendiente. Se nota el aumento en el tiempo de retraso, pero en el rango probado la ralentización de la combustión tiene un efecto mayor. Además, el cambio de pendiente es evidente y confirma que aunque haya aumentado el tiempo de retraso y bajado la velocidad de la combustión premezclada, ha aparecido la estabilización de la llama en una llama difusiva como pasó con el motor DV4.

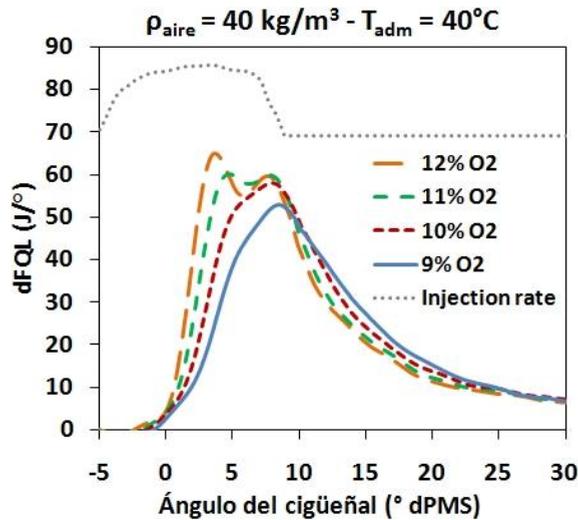


Figura 5.8 Curvas de  $dFQL$  con  $\rho_{aire} = 40 \text{ kg/m}^3$  y  $T_{adm} = 40^\circ\text{C}$ .

## 5.6 Influencia del choque de pared

Se ha presentado las emisiones de  $iHC$  e  $iCO$  en la figura 5.9 para el caso de la  $T_{adm}$  igual a  $40^\circ\text{C}$  con el objetivo de comparar las diferentes densidades del aire probadas. Se ha elegido los puntos con  $40^\circ\text{C}$  de  $T_{adm}$  pues es ésta la más propicia al choque de pared entre las 3  $T_{adm}$  ensayadas. En los dos casos se ve un aumento en las emisiones de los respectivos contaminantes a la vez que se reduce la densidad del aire. Además, a medida que se reduce la  $XO_2$ , la diferencia entre las emisiones de  $iHC$  e  $iCO$  se hace más grande.

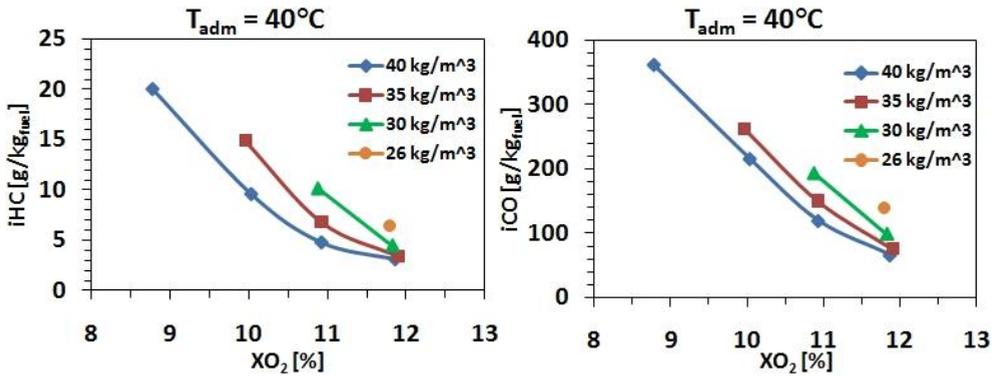


Figura 5.9 Emisiones de iHC y iCO con  $T_{adm} = 40^{\circ}C$ .

El choque de pared podría, de nuevo, ser el responsable de la separación de las curvas de emisiones de iHC, ahora más evidentes que en los ensayos anteriores con el motor DV4. Se han ejecutado varias simulaciones en el software DIES, como se puede ver en la figura 5.10. Los gráficos presentan la penetración del chorro Diesel no reactivo hasta el ángulo de comienzo real de la combustión, representados por las líneas discontinuas. El gráfico a la izquierda muestra una comparación entre las XO<sub>2</sub> con 40 kg/m<sup>3</sup> de densidad del aire mientras el de la derecha compara las densidades del aire para una concentración de oxígeno fija en 12%.

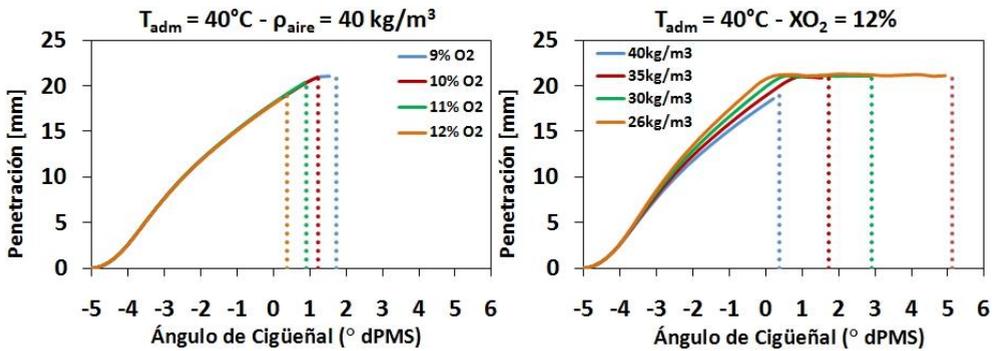


Figura 5.10 Penetración del chorro Diesel con la  $\rho_{aire}$  constante (izquierda) y XO<sub>2</sub> constante (derecha).

Como se esperaba, la penetración del chorro solamente cambia en relación a la densidad del aire, no siendo afectado por la concentración de oxígeno en el aire.

Primeramente, se puede observar que  $XO_2$  tiene menos influencia en el retraso de ignición que la  $\rho_{aire}$  en el rango probado.

Segundo, el uso de  $\rho_{aire}$  más alta ayuda a evitar un posible choque del combustible contra la pared del pistón. El aumento de la  $\rho_{aire}$  tiende a disminuir la penetración del chorro y el tiempo de retraso de ignición, como se puede comprobar en la ecuación de Arrhenius en el capítulo 2 (ec. 2.10). Además, la suma de estos dos efectos a la vez es benéfica para la obtención de una combustión por difusión. Se pudo verificar que para la más alta densidad, apenas en el punto con la más baja concentración de oxígeno se produjo el choque de forma más evidente.

Finalmente, la reducción en la  $\rho_{aire}$  produce un aumento considerable en el tiempo de duración del choque de pared entre el combustible y el *bowl*. El aumento en el tiempo que transcurre hasta que ocurre el choque de pared sería el responsable por la diferencia entre las emisiones de *iHC* para una misma  $XO_2$ . Este efecto se agrava cuando se reduce la concentración de oxígeno, y sus diferencias aumentan.

## 5.7 Conclusión

Se ha realizado una primer set de ensayos con el motor DV6. El DV6 se ha mostrado más favorable para obtener la combustión LTC y por eso se ha elegido para realizar la continuación de los estudios, incluso el estudio de la influencia de la presión de inyección y la tobera. De esta forma, se ha mejorado el modelo de combustión LTC por difusión a partir de la experiencia obtenida en el capítulo anterior, de forma que se ha extendido el rango de condiciones donde se ha logrado emisiones muy bajas de *iNO<sub>x</sub>* e *ihollín*.

- La utilización de un motor pequeño, DV6-TED4, con dimensiones un poco mayores que el DV4-TED4 ha ayudado de manera relativamente importante en la obtención de una combustión difusiva por el alargamiento de la duración de la inyección de combustible. Además, por poseer un diámetro de bowl ligeramente más grande, ha disminuido la posibilidad de que ocurra el choque de pared.
- La ligera reducción en la relación de compresión también ha reducido en general la temperatura adiabática de llama. Consecuentemente, ha sido posible alcanzar con el motor DV6-

TED4 una combustión LTC con muy reducidas emisiones totales de hollín, hasta con  $T_{adm}$  más alta igual a  $75^{\circ}\text{C}$ , en los puntos con  $\rho_{aire}$  y  $XO_2$  iguales a  $40 \text{ kg/m}^3$  y 9%, respectivamente.

- La densidad del aire mostró ser nuevamente un factor muy importante para la obtención de una combustión por difusión de baja temperatura. Las densidades más bajas contribuyen a un aumento considerable en el  $\tau_{ig}$ , lo que puede hacer que la combustión sea puramente premezclada. Además, el aumento en la densidad del aire reduce a la vez la penetración del chorro diesel y el  $\tau_{ig}$ , haciendo que la probabilidad de que haya el choque de pared se reduzca de manera significativa. De esta forma, se observa que las emisiones de  $CO$  y  $HC$  se mantienen más bajas para densidades más altas. También merece la pena recordar que las más bajas  $XO_2$  con las cuales se ha logrado una combustión sin formación de  $NO_x$  y hollín solamente pueden ser alcanzadas a altas densidades del aire.
- La reducción en la  $T_{adm}$  ha reducido la  $T_{Ad}$  y  $\phi_H$  a la vez, contribuyendo a una formación de hollín más baja con condiciones operacionales semejantes. A su vez, la reducción causada en la  $T_{Ad}$  no ha afectado de manera importante a las emisiones de  $NO_x$ ,  $HC$ ,  $CO$  y la  $pmi$ .
- Se ha confirmado que la concentración de oxígeno es el parámetro más importante para la obtención de una combustión a baja temperatura. Solamente a través de la reducción de la  $XO_2$  se puede obtener temperaturas en la combustión suficientemente bajas para que no haya la formación de los precursores del hollín aguas debajo de la longitud de *lift-off*.
- La reducción en  $XO_2$  reduce las emisiones de  $NO_x$  a niveles muy bajos, pero aunque la  $T_{Ad}$  sea muy baja, no hubo la extinción completa de su formación. Sin embargo, esto podría ser un efecto del cambio de predominio del mecanismo de formación de  $NO_x$ . Al bajarse la  $T_{Ad}$ , dejaría de ser el mecanismo térmico el principal formador del  $NO_x$  y pasaría a ser el mecanismo *prompt* el más relevante.
- La reducción en  $XO_2$  se refleja en una reducción en la  $pmi$  a la vez que las emisiones de  $iHC$  e  $iCO$  llegan a niveles verdaderamente altos, inaceptables para un motor pequeño. Esto ocurre porque la reducción en la  $XO_2$  disminuye la calidad del proceso de combustión, reduciendo su eficiencia global.
- La combustión premezclada, antes de la estabilización de la llama, se ve afectada por la reducción en la  $XO_2$  y la consecuente

disminución en la velocidad de las reacciones. La pendiente y el pico de la dFQL en la combustión premezclada tienden a reducirse y esta parte del proceso se junta a la combustión difusiva. Con esto se consigue una combustión menos violenta y con bajo ruido de combustión.

- La influencia del choque de pared en las emisiones de  $HC$  y  $CO$  ha sido más evidente, una vez que han aumentado mientras se reducía la  $\rho_{aire}$ . La  $T_{adm}$  y la  $XO_2$  también tienen influencia en el choque de pared debido al hecho de que los dos parámetros influyen en el  $\tau_{ig}$ , aunque en menor escala que la  $\rho_{aire}$ .

## 5.8 Bibliografía

- [1] Pickett, L. M., y D. L. Siebers. “Non-Sooting, Low Flame Temperature Mixing-Controlled DI Diesel Combustion.” *SAE International, SAE Paper 2004-01-1399*, 2004.
- [2] Siebers, D., y B. Higgins. “Flame *Lift-Off* on Direct Injection Diesel Under Quiescent Conditions.” *SAE International, SAE Paper 2001-01-0530*, 2001.
- [3] Siebers, D., B. Higgins, y L. Pickett. “Flame *Lift-off* on Direct-Injection Diesel Fuel Jets: Oxygen Concentration Effects.” *SAE Paper 2002-01-0890*, 2002.
- [4] Pickett, L. M., y C. A. Idicheria. “Effects of Ambient Temperature and Density on Soot Formation under High-EGR Conditions.” *THIESEL 2006: Conference on Thermo- and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines*. Valencia: Editorial de la UPV, 2006. pag. 353-366.
- [5] Musculus, M. “Effects of the In-Cylinder Environment of Diffusion Flame *Lift-Off* in a DI Diesel Engine.” *SAE International, SAE Paper 2003-01-0074*, 2003.
- [6] Higgins, B., y D. Siebers. “Measurement of the Flame *Lift-Off* Location on DI Diesel Sprays Using OH Chemiluminescence.” *SAE International, SAE Paper 2001-01-0918*, 2001.
- [7] Musculus, M. P., J. E. Dec, y D. R. Tree. “Effects of Fuel Parameters and Diffusion Flame *Lift-Off* on Soot Formation in a Heavy-Duty DI Diesel Engine.” *SAE International, SAE Paper 2002-01-0889*, 2002.
- [8] Kook, S., C. Bae, P. Miles, D. Choi, y L. Pickett. “The influence of Charge Dilution and Injection Timing on Low-Temperature Diesel Combustion and Emissions.” *SAE International, SAE Paper 2005-01-3837*, 2005.
- [9] Pickett, L. M., y D. L. Siebers. “Soot in diesel fuel jets: effects of ambient temperature, ambient density, and injection pressure.” *Combustion and Flame* Vol. 138, n° Issue 1-2, 2004, pag. 114-135.
- [10] Alriksson, Malin, Savo Gjirja, y Ingemar Denbratt. “The Effect of Charge Air and Fuel Injection Parameters on Combustion with High Levels of EGR in a HDDI Single Cylinder Diesel Engine.” *SAE International, SAE Paper 2007-01-0914*, 2007.

- 
- [11] García, J. M.. *Aportaciones al estudio del proceso de combustión turbulenta de chorros en motores diesel de inyección directa*. Valencia: Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 2004.
- [12] Turns, S. R. "Understanding NO<sub>x</sub> formation in nonpremixed flames: experiments and modeling." *Progress in Energy and Combustion Science*, Vol. 07, Issue 23, 1995, pag 361-385.
- [13] Rørtveit, Geir J., Klaus Zepter, Øyvind Skreiberg, y Johan E. Hustad. "A comparison of low-NO<sub>x</sub> burners for combustion of methane and hydrogen mixtures." *Proceedings of the Combustion Institute - Elsevier*, Vol 29, nº 1, 2002, pag 1123-1129.
- [14] Xue, Hongshe, y Suresh K. Aggarwal. "NO<sub>x</sub> emissions in n-heptane/air partially premixed flames." *Combustion and Flame - Elsevier*, Vol 132, nº 4 2002, pag 723-741.
- [15] Riesco, José María. *Estrategias para promover la fase de combustión en premezcla*. Valencia: Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos 2004.

## 5.9 Anexo

Tabla A.1: Valores de EGR del plan de ensayos para la  $T_{adm} = 40^{\circ}\text{C}$

EGR	Densidad			
O <sub>2</sub>	26 kg/m <sup>3</sup>	30 kg/m <sup>3</sup>	35 kg/m <sup>3</sup>	40 kg/m <sup>3</sup>
12%	52.5%	56.5%	60.0%	63.5%
11%	x	59.0%	62.5%	66.0%
10%	x	x	65.0%	68.0%
9%	x	x	x	70.0%

Tabla A.2: Valores de  $P_{adm}$  del plan de ensayos para la  $T_{adm} = 40^{\circ}\text{C}$

$P_{adm}$	Densidad			
O <sub>2</sub>	26 kg/m <sup>3</sup>	30 kg/m <sup>3</sup>	35 kg/m <sup>3</sup>	40 kg/m <sup>3</sup>
12%	1.784	2.094	2.441	2.792
11%	x	2.094	2.441	2.792
10%	x	x	2.441	2.792
9%	x	x	x	2.792

Tabla A.3: Valores de EGR del plan de ensayos para la  $T_{adm} = 55^{\circ}\text{C}$

EGR	Densidad			
	26 kg/m <sup>3</sup>	30 kg/m <sup>3</sup>	35 kg/m <sup>3</sup>	40 kg/m <sup>3</sup>
O <sub>2</sub>				
12%	52.5%	56.5%	60.0%	63.5%
11%	x	59.0%	62.5%	66.0%
10%	x	x	65.0%	68.0%
9%	x	x	x	70.0%

Tabla A.4: Valores de  $P_{adm}$  del plan de ensayos para la  $T_{adm} = 55^{\circ}\text{C}$

$P_{adm}$	Densidad			
	26 kg/m <sup>3</sup>	30 kg/m <sup>3</sup>	35 kg/m <sup>3</sup>	40 kg/m <sup>3</sup>
O <sub>2</sub>				
12%	1.870	2.191	2.558	2.925
11%	x	2.191	2.558	2.925
10%	x	x	2.558	2.925
9%	x	x	x	2.925

Tabla A.5: Valores de EGR del plan de ensayos para la  $T_{adm} = 75^{\circ}\text{C}$ 

EGR	Densidad			
	26 kg/m <sup>3</sup>	30 kg/m <sup>3</sup>	35 kg/m <sup>3</sup>	40 kg/m <sup>3</sup>
O <sub>2</sub>				
12%	52.5%	56.5%	60.0%	63.5%
11%	x	59.0%	62.5%	66.0%
10%	x	x	65.0%	68.0%
9%	x	x	x	70.0%

Tabla A.6: Valores de  $P_{adm}$  del plan de ensayos para la  $T_{adm} = 75^{\circ}\text{C}$ 

$P_{adm}$	Densidad			
	26 kg/m <sup>3</sup>	30 kg/m <sup>3</sup>	35 kg/m <sup>3</sup>	40 kg/m <sup>3</sup>
O <sub>2</sub>				
12%	1.985	2.325	2.716	3.100
11%	x	2.325	2.716	3.100
10%	x	x	2.716	3.100
9%	x	x	x	3.100

# Capítulo 6

## Combustión LTC por difusión – DV6 – 2ª Parte

### **Contenido**

---

<b>6.1</b>	<b>Introducción.....</b>	<b>173</b>
<b>6.2</b>	<b>Metodología.....</b>	<b>174</b>
6.2.1	Proceso de elección de puntos del plan de ensayo.....	174
6.2.2	Proceso de verificación de los puntos a ensayar.....	176
<b>6.3</b>	<b>Estudio paramétrico de la densidad del aire en el cilindro.....</b>	<b>181</b>
<b>6.4</b>	<b>Estudio paramétrico de la temperatura del aire en el cilindro .....</b>	<b>184</b>
<b>6.5</b>	<b>Estudio paramétrico de la concentración de oxígeno en el aire .....</b>	<b>189</b>
<b>6.6</b>	<b>Influencia de la presión de inyección.....</b>	<b>193</b>
<b>6.7</b>	<b>Influencia de la tobera .....</b>	<b>196</b>
<b>6.8</b>	<b>Influencia del choque de pared .....</b>	<b>201</b>
<b>6.9</b>	<b>Conclusión.....</b>	<b>204</b>
<b>6.10</b>	<b>Bibliografía .....</b>	<b>207</b>



## 6.1 Introducción

El presente capítulo presenta la segunda parte de los estudios paramétricos realizados en el motor DV6-TED4. Además de los parámetros estudiados en los capítulos anteriores, se estudia la influencia de la presión de inyección y de la geometría de la tobera de inyección.

El hecho de que se aumente la presión de inyección provoca que se mejore el englobamiento global de aire aguas arriba la longitud de *lift-off*, esto podría causar la reducción en la formación de los precursores del hollín. Por otro lado, el mejor proceso de mezcla influiría en el proceso de combustión y podría reducir las emisiones de *HC* y *CO* [1][2][3][4][5].

En relación a las toberas, la idea inicial es la reducción del caudal hidráulico con el objetivo de alargar la duración de la inyección para facilitar la obtención de la fase difusiva en la combustión y evitar en gran parte una combustión altamente premezclada en un mayor rango de puntos del plan de ensayos. Para la reducción en el caudal se ha elegido reducir el diámetro del orificio de la tobera comparado con la tobera convencional[3][6]. Se han construido dos nuevas toberas con el caudal hidráulico aproximadamente igual. En la primera propuesta de tobera, hay una reducción en el diámetro del orificio pero se mantendría el número total de orificios. No obstante, en la segunda propuesta, se reduciría el diámetro de la tobera en relación a la primera propuesta. Para que los caudales continuasen similares, se ha optado por el aumento en el número de orificios. Con estos criterios, las dos nuevas propuestas de toberas han sido 6 x 101  $\mu\text{m}$  y 9 x 083  $\mu\text{m}$ .

A partir de las dos nuevas toberas, se ha propuesto el estudio de la influencia del diámetro del orificio y la interacción entre chorros adyacentes. Según algunos estudios, el aumento del número de orificios causa una aproximación entre los chorros y consecuentemente, el acortamiento de la longitud de *lift-off*, lo que podría causar un enorme perjuicio en relación a la cantidad de aire englobado aguas arriba de la longitud de *lift-off* [7][8][9].

Los resultados se presentan en los apartados desde el 6.3 al 6.8. Entre los apartados 6.3 y 6.5, se estudian los efectos de los parámetros termodinámicos del aire, como la densidad, temperatura y la concentración de oxígeno, respectivamente, en la combustión de baja temperatura. A continuación, en los apartados 6.6 y 6.7, se analiza la influencia de las características del hardware, como la presión de inyección y las características constructivas de las toberas. Al final, se estudia el choque de pared y sus consecuencias. En cada uno de estos apartados, se estudia la influencia de cada parámetro de manera aislada pero en

algunos casos no se puede hacer un análisis completamente independiente. Por ejemplo, la densidad del aire es estudiada con diferentes temperaturas del aire en la admisión.

A continuación se explica la metodología aplicada en esta fase de la tesis, que consiste en la última parte de este estudio sobre combustión LTC por difusión en motores de pequeño tamaño.

## 6.2 Metodología

La primera parte de la metodología explica el plan de ensayos utilizado en la tercera fase de los experimentos de esta tesis doctoral. En el capítulo anterior, se han cambiado los parámetros respectivas a las características termodinámicas y químicas de los gases dentro del cilindro. No obstante, el plan de ensayos posee dos nuevos parámetros relacionados con el hardware de inyección de combustible: presión de inyección y tobera.

En la segunda parte, proceso de verificación de los puntos, se muestra una evaluación de los cambios que se proponen en el plan de ensayos para la mejora del proceso de combustión. Se ha buscado un mejor englobamiento de aire aguas arriba de la longitud de *lift-off* y una duración del evento de inyección más largo.

### 6.2.1 Proceso de elección de puntos del plan de ensayo

En los dos capítulos anteriores, se ha centrado el proceso de elección de puntos del plan de ensayos en los parámetros termodinámicos en el cilindro, variando la densidad del aire y la temperatura del aire en el comienzo de la inyección y la concentración de oxígeno en el aire. Sin embargo, este capítulo estudia la influencia de los parámetros de hardware como la presión de inyección y la tobera del inyector de combustible.

En este punto de la tesis, han sido sugeridas dos nuevas oportunidades para la mejora del proceso de combustión LTC a baja temperatura:

- Alargar la fase de combustión por difusión con el aumento de la duración de la inyección de combustible a través de la reducción de la tasa de inyección de combustible para una presión de inyección constante.
- Reducir el dosado relativo en la longitud de *lift-off* por el aumento de la presión de inyección.

Se podría reducir la tasa de inyección de combustible por la reducción del diámetro de orificio de la tobera o del número de orificios que posee la tobera. Entre las dos opciones, la reducción del diámetro trae más beneficios por aumentar el englobamiento de aire aguas arriba de la longitud de *lift-off* a la vez que reduce esa longitud. Se han planteado dos nuevas toberas con el caudal másico de combustible reducido alrededor de 35%. Comparado con la tobera original de 6 x 129  $\mu\text{m}$ , la primera tendría la misma cantidad de orificios y diámetros reducidos a 101  $\mu\text{m}$ . En ese caso probablemente no habría diferencias de comportamiento de la combustión debido a cambios en la interacción entre los chorros. La segunda tendría el diámetro de orificio aún menor, 83  $\mu\text{m}$ , pero en mayor número, 9 orificios en total. Este diámetro de orificio conllevaría niveles muy altos de aire englobado. Sin embargo, la interacción entre los chorros podría causar una reducción considerable en la longitud de *lift-off* y, consecuentemente, un inconveniente aumento en el dosado relativo en la longitud de *lift-off*. Se encuentra la descripción técnica de estas toberas en la tabla 6.1.

Tabla 6.1 Características técnicas de las toberas del sistema de inyección.

Característica	Unidad	Tobera 1	Tobera 2	Tobera 3
Fabricante	[ ]	Bosch	Bosch	Bosch
Tipo de tobera	[ ]	Cónica Micro-Sac	Cónica Micro-Sac	Cónica Micro-Sac
Número de orificios	[ ]	6	6	9
Diámetro del orificio	[ $\mu\text{m}$ ]	129	101	83
Caudal hidráulico	[ $\text{cm}^3/30\text{s}$ ]	284 a 295	187 a 195	187 a 195
Ángulo del cono	[ $^\circ$ ]	150	150	150
Factor K	[ ]	1.0	1.5	1.5
Presión máxima	[bar]	1800	1800	1800

Se ha planteado el aumento en la presión de inyección hasta los 1400 bares. Valores más altos podrían acortar demasiado la duración de la inyección con la tobera 6 x 129  $\mu\text{m}$ , lo que haría más difícil obtener una combustión por difusión y aumentaría la posibilidad del choque de pared.

El plan de ensayos del capítulo 5 con el motor DV6 ha sido la referencia para el nuevo plan de ensayos. Los rangos de la  $T_{adm}$ ,  $\rho_{aire}$ ,  $XO_2$  han sido mantenidos y repetidos para cada tobera con las dos presiones de inyección, excepto para la tobera de 129  $\mu\text{m}$  de diámetro con la presión de inyección igual a 1200 bar que ya se había ensayado previamente.

Tabla 6.2 Parámetros iniciales para la elaboración del plan de ensayos.

Parámetro	Rango
Consumo de combustible ( $m_f$ )	19.2 mg/cc
Régimen	2250
Presión de inyección ( $P_{inj}$ )	1200 – 1400 bar
Nº de inyección por ciclo	1
SoI	5º aPMS
A/F	> 18
Densidad del aire en el cilindro ( $\rho_{aire}$ )	< 40 kg/m <sup>3</sup>
Concentración de oxígeno ( $XO_2$ )	9% < $XO_2$ < 12%
Temperatura del aire de admisión ( $T_{adm}$ )	40°C - 55 °C - 75°C
Presión de inyección ( $P_{inj}$ )	1200 bar – 1400 bar
	6 x 129 $\mu$ m
Toberas del inyector (nº de orificios x $d$ )	9 x 83 $\mu$ m
	6 x 101 $\mu$ m

### 6.2.2 Proceso de verificación de los puntos a ensayar

Siguiendo la metodología aplicada en las fases anteriores, se han evaluado los valores de la longitud líquida, longitud de *lift-off* y dosado relativo en la longitud de *lift-off* en las condiciones operacionales con las nuevas toberas y presión de inyección.

La figura 6.1 muestra las predicciones de la longitud líquida calculada para las dos nuevas toberas: 9 x 083  $\mu$ m (izquierda) y 6 x 101  $\mu$ m (derecha). No hay influencia de las presiones de inyección en la longitud líquida, es decir, las predicciones para 1200 y 1400 bar de presión de inyección son iguales. Con la reducción del diámetro, se reducen las longitudes líquidas en los dos casos respecto a la longitud líquida con la tobera convencional (6 x 129  $\mu$ m). Como era esperado, la disminución de  $d$  reduce el riesgo de un eventual choque de pared entre el combustible y el bowl.

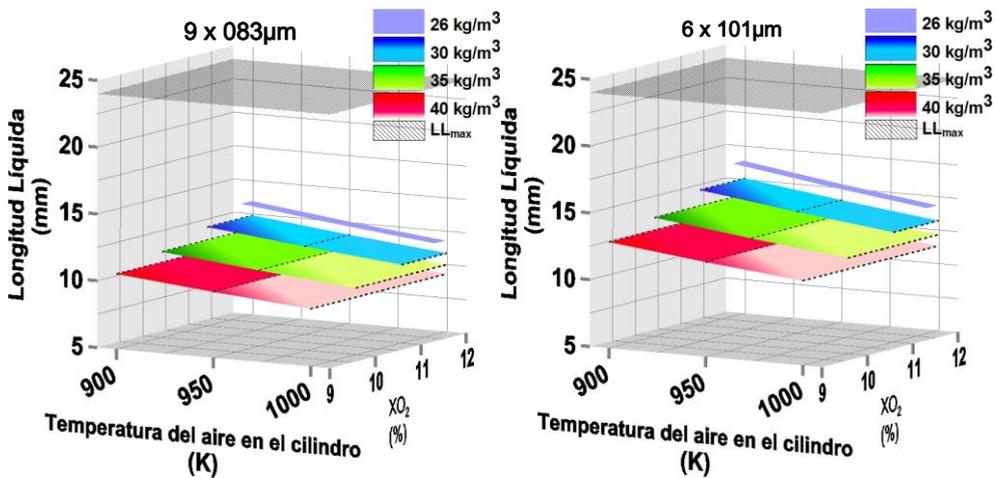


Figura 6.1 Predicciones de longitud líquida para los puntos del plan de ensayos propuesto con las dos nuevas toberas utilizadas:  $9 \times 083\mu\text{m}$  (izquierda) y  $6 \times 101\mu\text{m}$  (derecha). En las gráficas, cada plano representa la longitud prevista con distintas densidades del aire dentro del cilindro en el comienzo de la inyección. El plano gris transparente representa la distancia entre la punta de la tobera hasta la pared del bowl.

Avanzando el análisis en dirección a la longitud de *lift-off*, se han realizado las predicciones para las dos toberas y además, para las dos presiones de inyección. La figura 6.2, figura 6.3 y figura 6.4 presentan las gráficas con los valores de la longitud de *lift-off* calculadas para las toberas  $6 \times 129\mu\text{m}$ ,  $9 \times 083\mu\text{m}$  y  $6 \times 101\mu\text{m}$ , respectivamente.

En la figura 6.2, queda claro el aumento en la longitud de *lift-off* en relación a las correspondientes longitudes obtenidas con  $p_{inj}$  igual a 1200 bar (figura 5.2). Eso podría causar un aumento en la probabilidad de un choque de pared pero, por otro lado, aumentaría la longitud de englobamiento del aire aguas arriba de la longitud de *lift-off*.

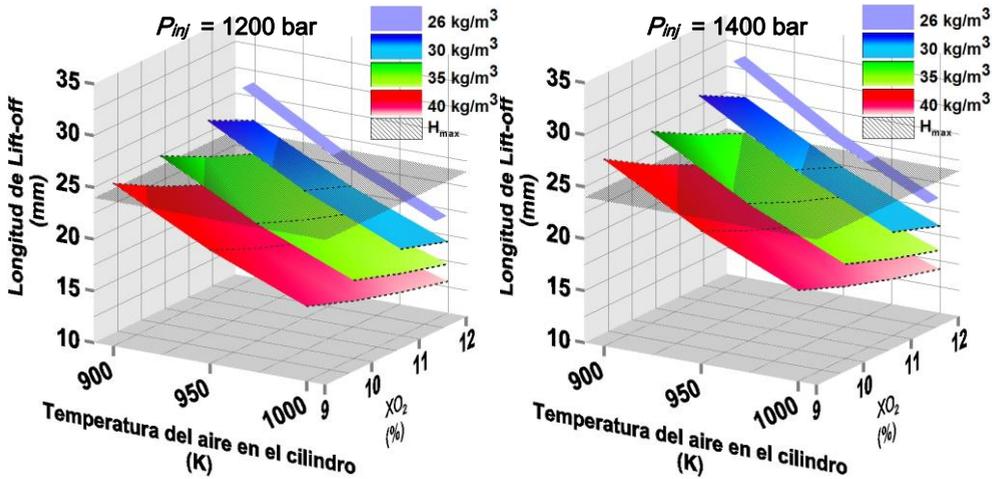


Figura 6.2 Predicciones para la longitud de lift-off con la tobera convencional ( $6 \times 129\mu\text{m}$ ) con presión de inyección de 1200 bar (izquierda) y 1400 bar. (derecha)

En la figura 6.3, se encuentran las predicciones para la tobera  $9 \times 083\mu\text{m}$  con las 2  $p_{inj}$  probadas. Teóricamente, esta tobera presenta los valores más bajos para  $H$  entre las toberas utilizadas en los ensayos de la tesis. La probabilidad de que se produzca el choque de pared es bien reducida, excepto con la densidad y temperatura del aire ambiente más bajas. Por poseer 9 orificios, esta tobera es más susceptible a los efectos de la interacción entre chorros adyacentes que las toberas con 6 orificios, pero el efecto solamente podría ser cuantificado a través de un estudio de visualización del chorro. Musculus en sus estudios de visualización del lift-off en un motor óptico encuentra una reducción alrededor de 40% en la longitud de lift-off por este motivo [7].

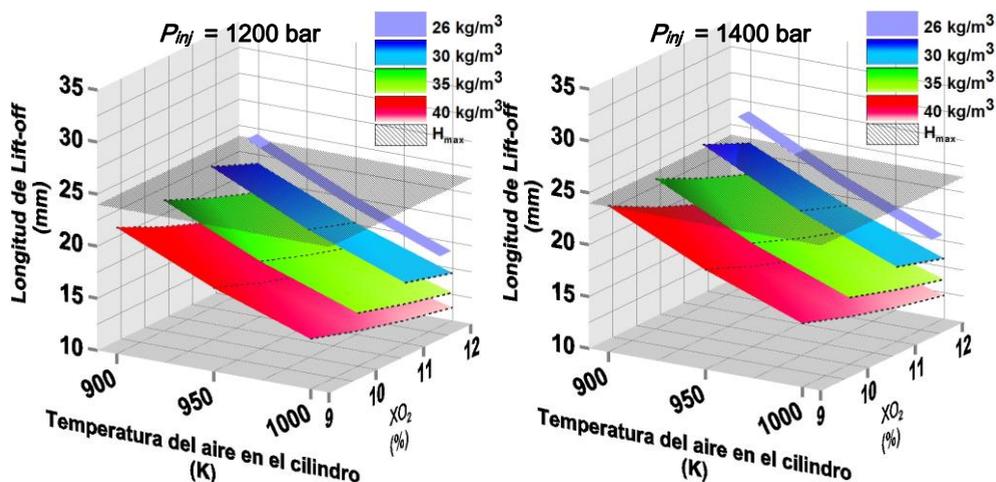


Figura 6.3 Predicciones para la longitud de lift-off con la tobera nueva de  $9 \times 083\mu\text{m}$  con 1200 bar (izquierda) y 1400 bar (derecha) de presión de inyección.

En la figura 6.4 se presenta la longitud de *lift-off* calculada para la tobera  $6 \times 101\mu\text{m}$ . Con esta tobera, se prevén longitudes de *lift-off* intermedias en relación a las otras aquí descritas. Así, el englobamiento de aire sería mejorado en relación al de la tobera con  $129\mu\text{m}$  sin que haya un aumento en la interacción entre los chorros. De hecho, hay una mejora respecto a la probabilidad de un choque de pared. Con 1200 bar de  $p_{inj}$ , se ha visto solamente un valor de  $H$  más grande que el máximo admitido. Asimismo, con 1400 bar de  $p_{inj}$ , solamente con los puntos con la  $T_{adm}$  más baja  $H$  ha sido mayor. De hecho, eso no es una garantía de que el choque de pared no pasará, pero reduce su probabilidad de manera significativa.

Además de la longitud de *lift-off*, el diámetro del orificio de la tobera y la presión de inyección afectan el dosado relativo en la longitud de *lift-off*, como ya ha sido comentado en el capítulo 2 de esta tesis. La figura 6.5 presenta una comparación entre el valor de  $\phi_H$  para las 3 toberas calculado para  $40 \text{ kg/m}^3$  con  $p_{inj}$  igual a 1400 bar. Ya que la densidad del aire es poco significativa en relación a  $\phi_H$ , se ha elegido la densidad más alta con la cual el rango de  $XO_2$  llega a 9%. Asimismo la presión de inyección es la más alta por presentar los valores más bajos.

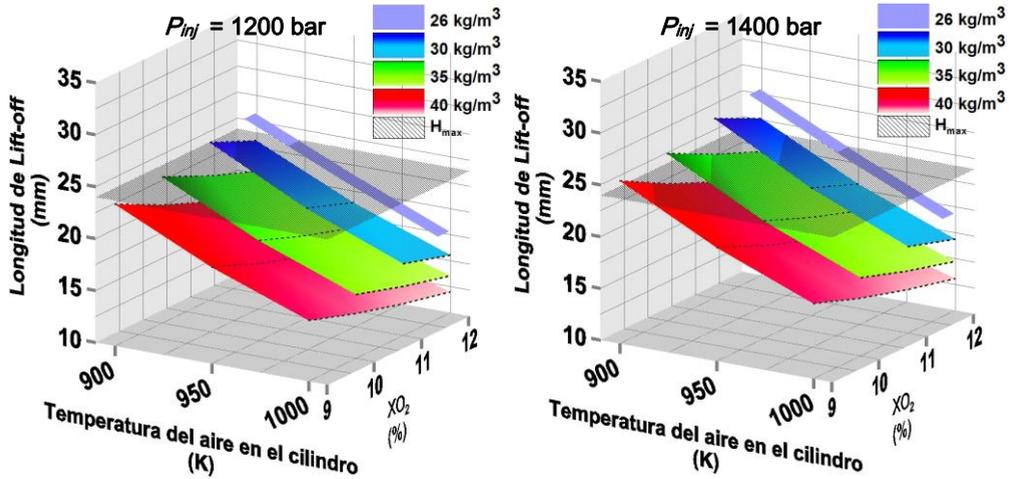


Figura 6.4 Predicciones para la longitud de lift-off con la tobera nueva  $6 \times 101 \mu\text{m}$  con 1200 bar (izquierda) y 1400 bar (derecha) de presión de inyección.

Se puede observar en la figura 6.5 que  $\phi_H$  disminuye con la reducción en  $d$  a pesar de la reducción en la  $H$ . Es importante tener en mente que estos cálculos están basados en estudios con chorros libres y se trata de una aproximación. No se tiene en cuenta la interacción entre chorros. Las dos toberas con el mismo número de orificios sufren teóricamente la misma influencia, pero el mayor número de orificios de la tobera  $9 \times 083 \mu\text{m}$  podría cambiar esa relación presentada en el gráfico por la disminución en  $H$ .

Comparando los valores de  $\phi_H$  para cada tobera, se puede observar que con la tobera de menor  $d$ ,  $\phi_H$  alcanza valores realmente reducidos, alrededor de 2.4 para la  $T_{aire}$  más baja. Un poco más por encima de estos niveles, se encuentra la tobera con  $d$  de  $101 \mu\text{m}$ , con  $\phi_H$  mínimo próximo a los 2.7. Por fin, ha presentado una mejora la tobera  $6 \times 129 \mu\text{m}$  con el aumento en la presión de inyección comparado con los valores calculados en el capítulo 5 (figura 5.3), pero tampoco se ha conseguido estar por debajo de los 3.2. Sin embargo, aunque en algunos casos  $\phi_H$  se acerca mucho a los valores próximos a 2.0 sugeridos por Siebers y Pickett para la completa extinción de la formación de hollín en la llama, en ninguno de los casos esto probablemente ocurriría, pues realmente no se alcanzan estas condiciones [1]. No obstante se espera una reducción en la formación de hollín significativa respecto a los resultados obtenidos en el capítulo 5.

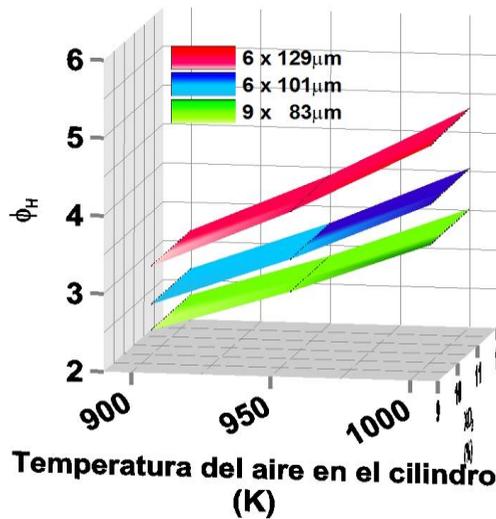


Figura 6.5 Predicciones para  $\phi_H$  con las tres toberas,  $40 \text{ kg/m}^3$  de densidad del aire y  $1400 \text{ bar}$  de presión de inyección.

### 6.3 Estudio paramétrico de la densidad del aire en el cilindro

Se ha realizado el estudio de la influencia de la densidad del aire en el cilindro con las dos nuevas toberas del inyector de combustible con el objetivo de comprobar si el comportamiento observado en los capítulos anteriores se repetiría con la reducción en la tasa de inyección y el aumento de la presión de inyección.

La figura 6.6 (a) y (b) muestra una comparación de las emisiones de hollín para las distintas densidades del aire ensayadas en la tesis con las 2 presiones de inyección. La concentración de oxígeno varía entre 9% y 12%, y la temperatura del aire en la admisión  $75^\circ\text{C}$ , para la tobera  $9 \times 083 \mu\text{m}$ .

No se puede notar una diferencia en las emisiones de hollín en relación a la densidad del aire en ambos casos. Asimismo, ha presentado un comportamiento semejante la densidad de  $26 \text{ kg/m}^3$  respecto a densidades mayores. El alargamiento de la tasa de inyección asociada a mayor temperatura del aire de admisión de  $75^\circ\text{C}$  ha favorecido que la combustión fuera una combustión controlada por la mezcla en lugar de premezclada. Esto ayudaría a confirmar la hipótesis de que la diferencia

entre las emisiones de hollín observadas con  $26 \text{ kg/m}^3$  debería ser atribuida al tipo la combustión presentada en los capítulos 4 y 5.

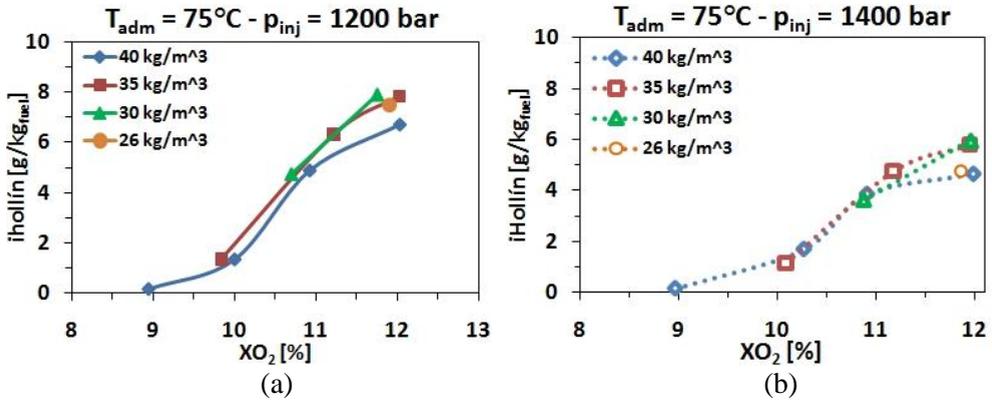


Figura 6.6 Curvas de  $i_{\text{hollín}}$  utilizando la tobera  $9 \times 083 \mu\text{m}$  para las 2  $p_{inj}$  a  $75^\circ\text{C}$  de  $T_{adm}$ .

La figura 6.7 presenta para la misma tobera los resultados con la  $T_{adm}$  reducida a  $40^\circ\text{C}$ . En (a), se puede observar que el punto de densidad  $26 \text{ kg/m}^3$  se separa de las curvas y presenta una reducción contradiciendo el comportamiento general en el cual la densidad no afecta las emisiones. En (b), también se observa este comportamiento incluso para la densidad de  $30 \text{ kg/m}^3$ . Es importante recordar que se ha observado este mismo comportamiento con la tobera  $6 \times 129 \text{ mm}$  en el capítulo 5 (ver figura 5.4).

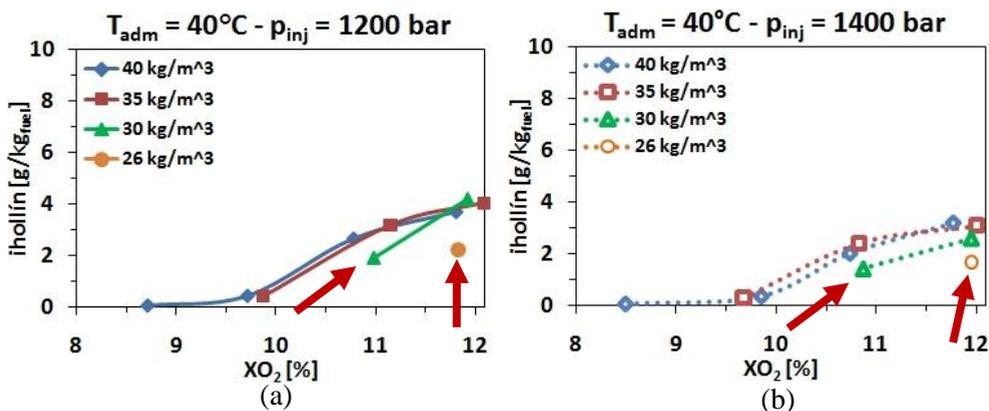


Figura 6.7 Curvas de  $i_{\text{hollín}}$  con 12% de  $X_{\text{O}_2}$  utilizando la tobera  $9 \times 083 \mu\text{m}$  para las 2  $p_{\text{inj}}$  a  $40^\circ\text{C}$  de  $T_{\text{adm}}$ .

La figura 6.8 muestra la misma comparación de las emisiones de hollín utilizándose la tobera  $6 \times 101 \mu\text{m}$  para las distintas densidades del aire con la  $T_{\text{adm}}$  fijada en  $55^\circ\text{C}$  (a y b) y  $40^\circ\text{C}$  (c y d). También en estos casos, la densidad no ha presentado influencia en las emisiones finales de hollín, salvo en los casos de  $26 \text{ kg}/\text{m}^3$  y  $30 \text{ kg}/\text{m}^3$ . En la figura, se puede notar una separación de los puntos con la densidad de  $26 \text{ kg}/\text{m}^3$  y, en algunos casos, hasta el de  $30 \text{ kg}/\text{m}^3$  con la concentración de oxígeno reducida al igual que con las dos otras toberas. No obstante, la reducción de la  $T_{\text{adm}}$  hace que se aumente el  $\tau_{\text{ig}}$ , lo que favorece que los puntos con mayor tiempo de retraso tengan una combustión premezclada. Esto sí que cambia las características de la combustión y puede causar aumento de las emisiones, como se vio en el capítulo 4, o reducción, como se observó en el capítulo 5. La influencia de la combustión premezclada no será estudiada en esta tesis por no ser su objetivo.

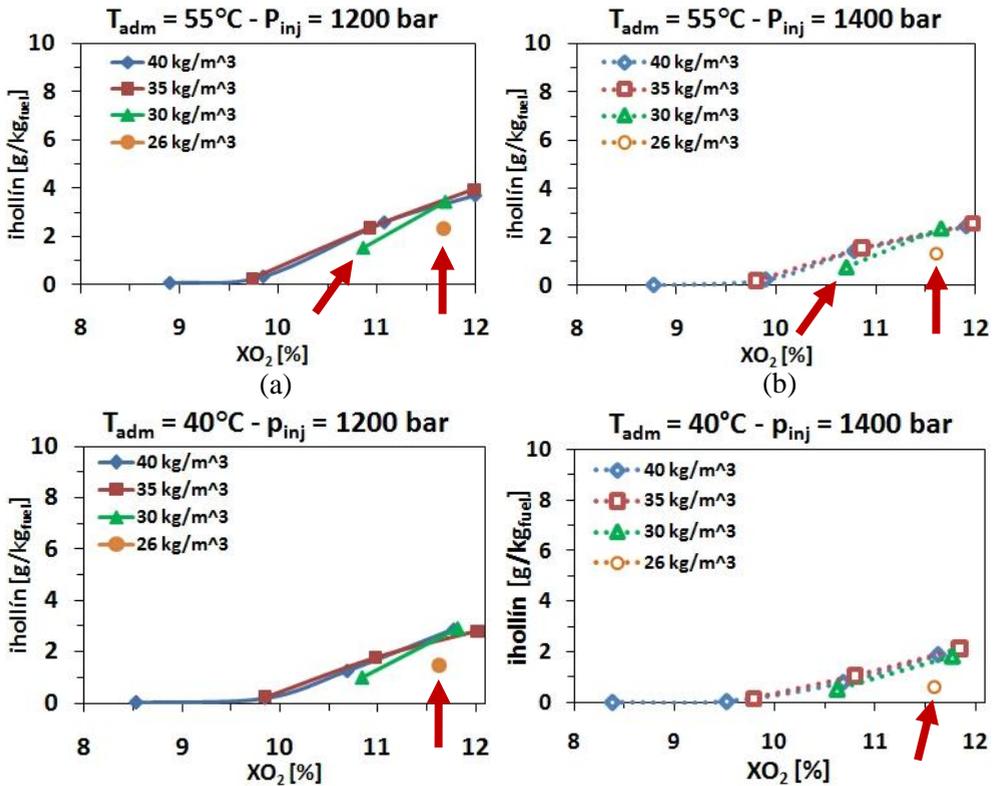


Figura 6.8 Curvas de  $i_{\text{hollín}}$  con utilizando la tobera  $6 \times 101 \mu\text{m}$  para las 2  $p_{\text{inj}}$  a  $55^\circ\text{C}$  y  $40^\circ\text{C}$  de  $T_{\text{adm}}$ .

Lo que se puede ver en la figura 6.8 es que la densidad del aire dentro del cilindro puede afectar a la tasa de formación y la destrucción del hollín en la llama, pero al final, no estarán las emisiones de hollín afectadas significativamente. En general, los puntos que han presentado resultados diferentes de los observados podrían tener una combustión premezclada, distinto del objetivo de esta tesis.

## 6.4 Estudio paramétrico de la temperatura del aire en el cilindro

La reducción de temperatura del aire en el PMS ha presentado un efecto de disminución de las emisiones de hollín. Se ha variado esta temperatura a partir de la temperatura del aire de admisión ( $T_{\text{adm}}$ ), como se ha explicado anteriormente. No

obstante, se reducen las diferencias entre las curvas al tiempo que se reduce la concentración de oxígeno en el aire hasta que no haya hollín. La figura 6.9 (a) y (b) muestra la influencia de la  $T_{adm}$  con la tobera 9 x 083  $\mu\text{m}$  para la densidad de 40  $\text{kg}/\text{m}^3$ . Hay una reducción notable del hollín con 1400 bar de presión de inyección (b) en relación a las emisiones obtenidas con 1200 bar (a) pero el comportamiento de las curvas se muestra igual con 1200 bar y 1400 bar. En ambos casos, hay una reducción en los valores de  $i_{hollín}$  para cada  $T_{adm}$  y las diferencias entre las curvas tienden a cancelarse para las concentraciones de oxígeno más bajas.

La figura 6.9 (c) muestra el mismo estudio con la tobera 6 x 101  $\mu\text{m}$ . Independientemente de que haya habido una reducción generalizada en relación a la tobera 9 x 083  $\mu\text{m}$ , se ve un comportamiento similar entre las dos toberas. Sin embargo, se aproximan las emisiones de hollín a valores muy próximos a cero con concentraciones de oxígeno alrededor de 10%. Es decir, por debajo de esta concentración de oxígeno no se puede distinguir la influencia de la  $T_{adm}$  en la combustión, y consecuentemente, en la formación de hollín<sup>5</sup>.

---

<sup>5</sup> Se dice en esta parte que la influencia de la  $T_{adm}$  está en la formación porque, como se explicó en el capítulo 4, en esta región de trabajo con más bajas temperaturas adiabáticas, las emisiones de hollín estarían controladas en gran medida por la formación del mismo.

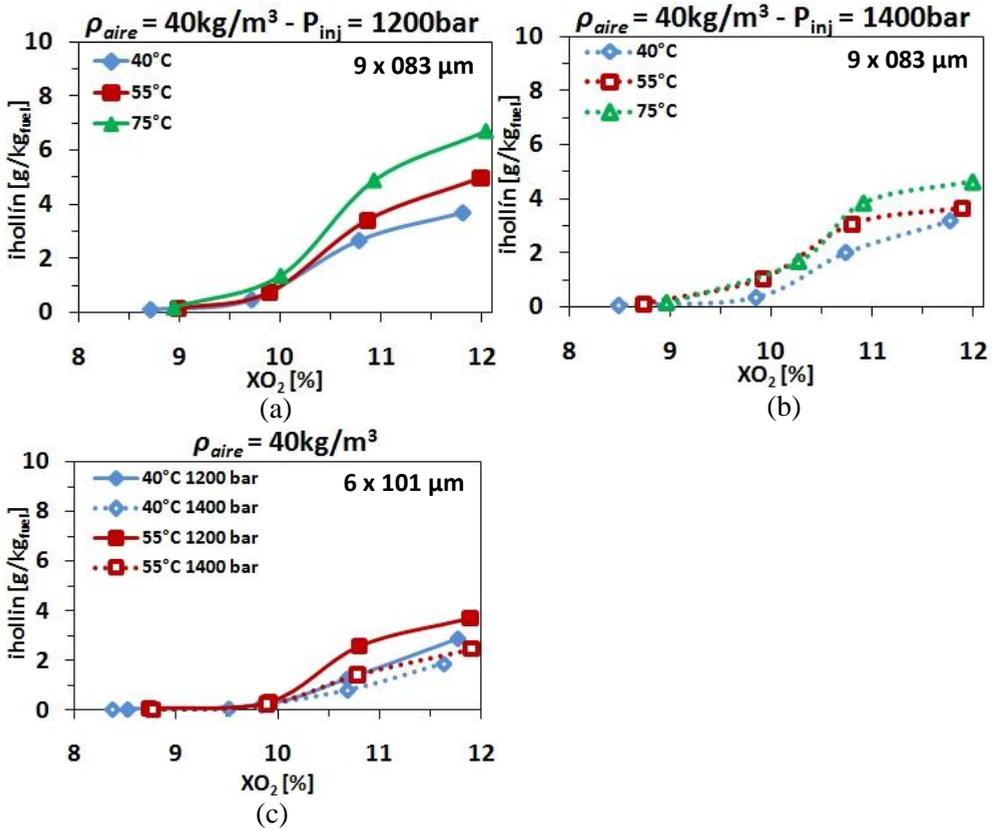


Figura 6.9 Influencia de la  $T_{adm}$  en la emisión de hollín con  $\rho_{aire} = 40 kg/m^3$  con  $p_{inj} = 1200 bar$  (a) y  $p_{inj} = 1400 bar$  (b) utilizándose la tobera  $9 \times 083 \mu m$  y (c) con la tobera  $6 \times 101 \mu m$  con la dos  $p_{inj}$  probadas.

La figura 6.10 (a) y (b) muestra la temperatura adiabática de llama máxima ( $T_{Ad\ Máx}$ ) y la temperatura con 90% de masa quemada ( $T_{Ad\ 90\%}$ ) con la configuración de la figura 6.9 (b). Se puede observar que las temperaturas  $T_{Ad\ Máx}$  y  $T_{Ad\ 90\%}$  están correlacionadas directamente con la temperatura del aire en el colector de admisión. Cuanto más bajas sean las temperaturas, más reducidas serán las emisiones de  $i_{hollin}$  en el escape.

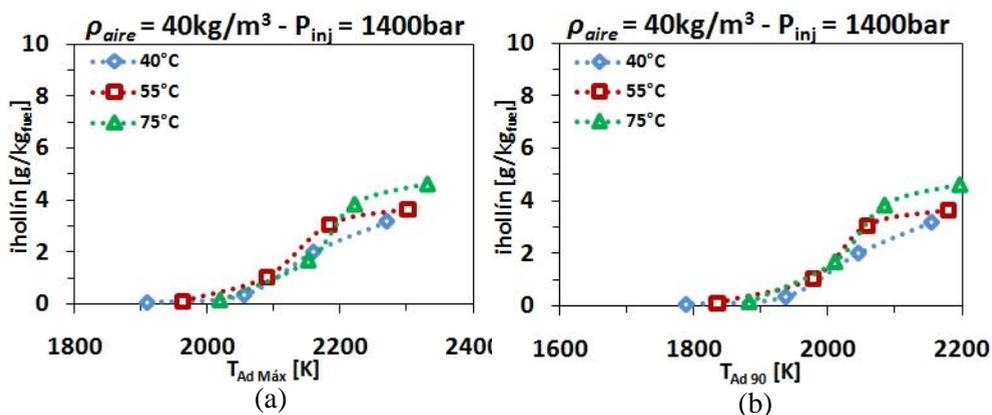


Figura 6.10  $i_{\text{hollín}}$  vs  $T_{\text{Ad Máx}}$  y  $T_{\text{Ad } 90\%}$  utilizándose la tobera  $9 \times 083 \mu\text{m}$  y  $p_{\text{inj}} = 1400 \text{ bar}$ .

Recordando que las emisiones de hollín están íntimamente conectadas a la tasa de formación y a la tasa de oxidación del hollín, que por su parte, dependen directamente de la temperatura adiabática de llama. Además, sería el dosado relativo en la región de la longitud de *lift-off* ( $\phi_H$ ) uno de los factores de control de la oxidación del hollín antes de la llama y que impide su formación. El valor de  $\phi_H$  se reduce con la reducción de la  $T_{\text{adm}}$  debido al alargamiento de  $H$ .

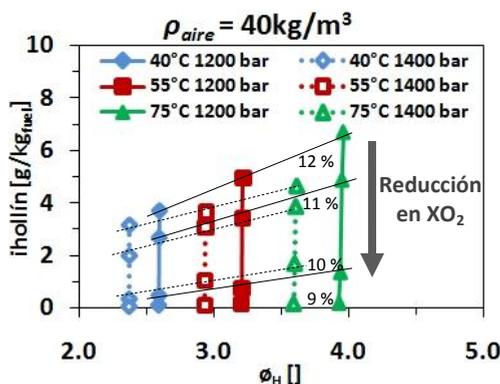


Figura 6.11  $i_{\text{hollín}}$  vs  $\phi_H$  para la tobera  $9 \times 083 \mu\text{m}$ .

La figura 6.11 presenta las emisiones de  $i_{\text{hollín}}$  respecto a  $\phi_H$ . Los valores de  $\phi_H$  presentados en el gráfico han sido calculados por la correlación de la ecuación 2.7 (ver sección 2.6.1.1). La flecha hacia abajo indica el sentido de la reducción en la concentración de  $\text{O}_2$  en el aire ambiente. Las líneas muestran los

puntos con el mismo valor de  $XO_2$  para las distintas  $T_{adm}$ . Las líneas continuas conectan puntos con 1200 bar de  $p_{inj}$  y las discontinuas de 1400 bar. Se puede observar que para la  $XO_2$  más alta las pendientes de las líneas son distintas, a la vez que con la reducción en la  $XO_2$ , el ángulo de las pendientes tienden a igualarse. En los puntos con la concentración de oxígeno de 9%, los cuales tienen emisión de hollín despreciable, no es posible ver las dos líneas pues están juntas al eje X.

Entre dos rectas con la misma  $T_{adm}$  y diferentes  $p_{inj}$ , en general, hay una reducción en las emisiones de hollín. Esta reducción puede ser atribuida a la reducción en los valores de  $\phi_H$  pues la  $p_{inj}$  cambiaría principalmente este parámetro. Al contrario, comparándose rectas con distintas  $T_{adm}$  y misma  $p_{inj}$ , la reducción en hollín es aún más intensa. A su vez, bajar la  $T_{adm}$  reduce  $\phi_H$  y  $T_{Ad}$  simultáneamente. Por esta razón, no se puede separar la fracción de la reducción en las emisiones de hollín causadas por la reducción en la  $\phi_H$  o por disminución en la  $T_{Ad}$  en estos ensayos, aunque se sepa que los dos factores presentan influencia muy importante en el fenómeno.

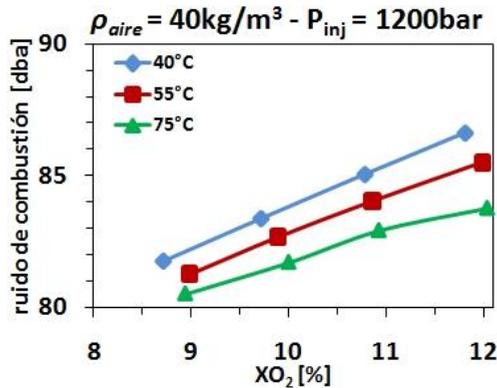


Figura 6.12 Ruido de combustión vs  $XO_2$  con la tobera  $9 \times 083 \mu m$ .

Igualmente importante, el ruido de combustión y las emisiones de  $CO$  y  $HC$  sufren el efecto de la reducción en la  $T_{adm}$ . La figura 6.12 muestra el gráfico del ruido de combustión obtenido con la tobera del inyector  $9 \times 083 \mu m$  y  $p_{inj}$  igual a 1200 bar. Al observar el gráfico comparando las 3 temperaturas, el ruido de combustión aumenta alrededor de 1 dBa con su reducción. Como la  $T_{adm}$  es el factor de control de la temperatura de los gases no-quemados antes del comienzo de la combustión ( $T_{sq}$ ) y la  $T_{sq}$  está directamente relacionada con el tiempo de retraso de ignición, la reducción en  $T_{adm}$  tiende a alargar el retraso de ignición ( $\tau_{ig}$ ). En condiciones similares ( $\rho_{aire}$ ,  $p_{inj}$  y  $XO_2$  constantes), el aumento del retraso de

ignición hace que el ruido sea mayor debido a que habrá más combustible a ser quemado en la combustión premezclada en el momento del autoencendido.

Las emisiones de  $HC$  y  $CO$  también están relacionadas con  $\tau_{ig}$ . Sin embargo, está afectado por el choque de pared y por esta razón será explicado en el apartado que aborda este tema.

## 6.5 Estudio paramétrico de la concentración de oxígeno en el aire

Como en los capítulos anteriores, se han estudiado los efectos de la concentración de oxígeno con su reducción desde el 12% hasta el 9%. Se realizó este barrido completo solamente con la densidad de aire en  $40 \text{ kg/m}^3$ , como ha sido explicado en la metodología (apartado 6.2.1). En la figura 6.13, se presentan las curvas de dFQL con  $\rho_{aire}$  de  $40 \text{ kg/m}^3$  y  $T_{adm}$  igual a  $40^\circ\text{C}$  para las 3 toberas. La curva superior en los gráficos representa la tasa de inyección de la tobera utilizada con la  $p_{inj}$  configurada para el respectivo ensayo.

Al analizar los gráficos de la figura 6.13, se pueden observar algunos de los efectos de la reducción en la concentración de oxígeno en la combustión. Primero, la pendiente de la combustión premezclada disminuye juntamente con  $XO_2$  (flechas grises) debido a una reducción en la velocidad de las reacciones. Otro aspecto notable es que el pico de la combustión premezclada se reduce y se desplaza hacia una combustión más difusiva (círculos rojos). Asimismo, la ralentización del proceso de combustión hace que este proceso tenga la tasa de liberación de calor más alta en la fase de deceleración de la combustión, después del fin de la inyección de combustible (flecha negra discontinua).

Por último, otros dos fenómenos observados con la disminución del oxígeno en el aire en el proceso de combustión son el alargamiento del retraso de ignición y la aparición de reacciones frías. Las reacciones frías habían sido observadas también por Bruneaux en sus estudios sobre combustión LTC [9].

Hay que añadir a lo comentado que el comportamiento descrito arriba puede ser observado en todos los casos estudiados, independiente de la tasa de inyección, diámetro de la tobera y presión de inyección. En los apartados siguientes se analizará el efecto de las toberas por separado sobre el proceso de combustión.

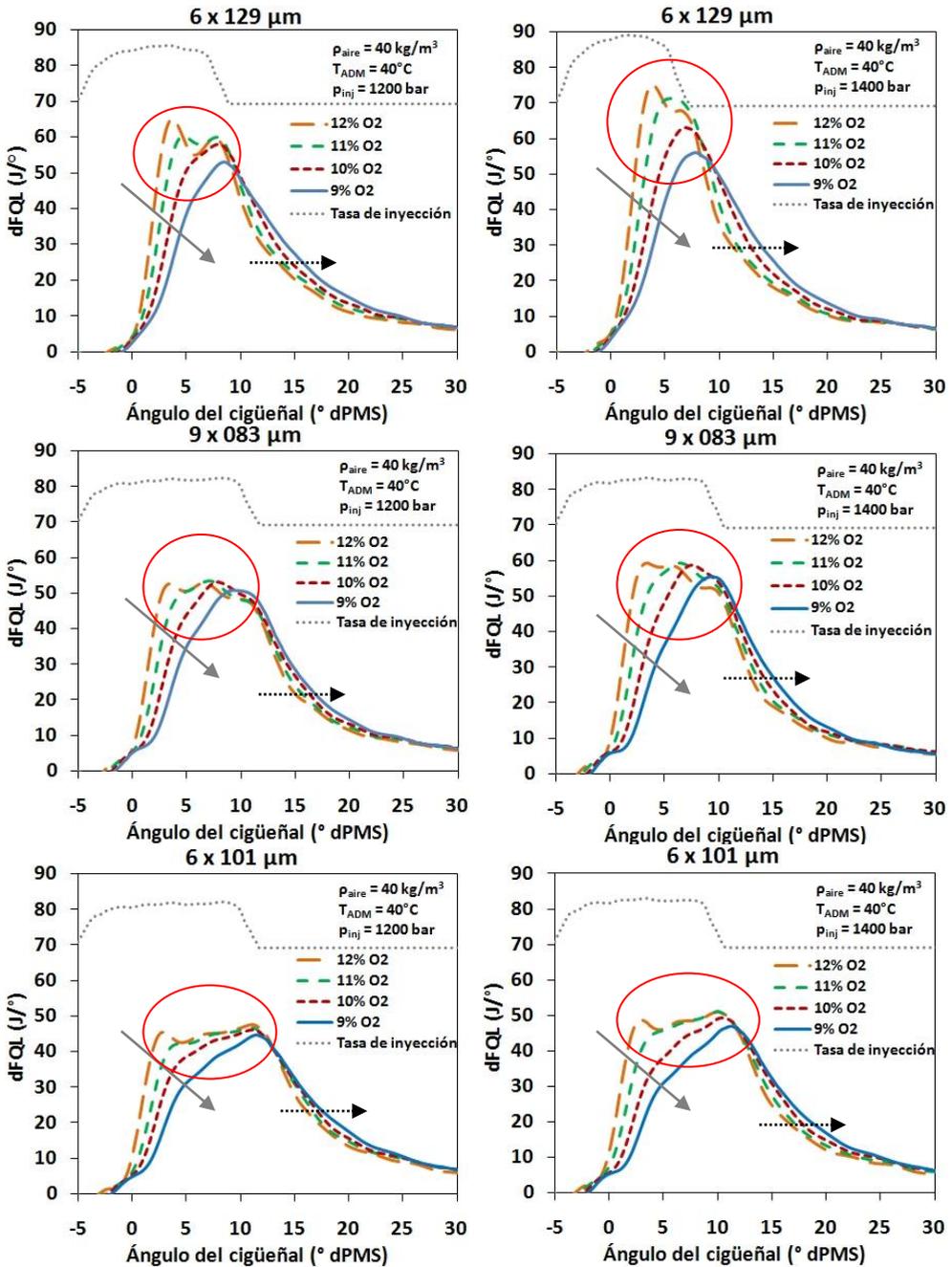


Figura 6.13 Curvas de dFQL para las 3 toberas.

Una vez estudiada la liberación de calor, conviene analizar la temperatura adiabática de llama. En la figura 6.14 se encuentra la curva de  $T_{Ad}$  en relación a la concentración de oxígeno. Las condiciones son las mismas expuestas en la figura anterior, con la tobera  $6 \times 101\mu\text{m}$  y  $p_{inj}$  igual a 1200 bar. En consecuencia al aumento de concentración de EGR, la  $T_{Ad}$  disminuye gradualmente. Esta reducción en la temperatura adiabática es bastante significativa y viene a ser muy importante en el proceso de combustión para que no haya producción de  $NO_x$  y hollín a la vez.

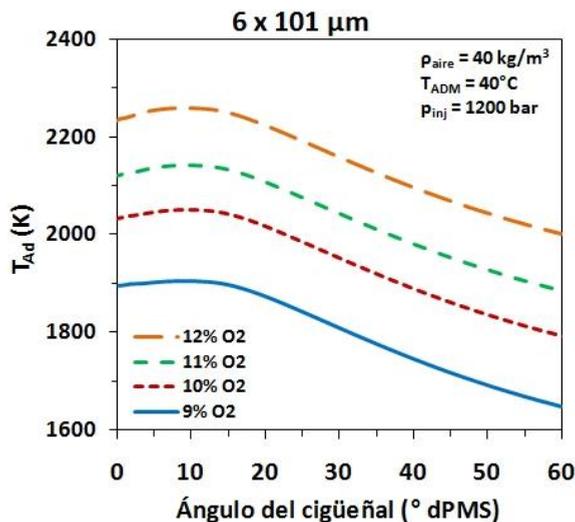


Figura 6.14 Curvas de temperatura adiabática de llama con la tobera  $6 \times 101$  y 1200 bar de presión de inyección.

En la figura 6.15 se encuentran los gráficos de  $iNO_x$ ,  $i\text{hollín}$ ,  $iHC$ ,  $iCO$ , ruido de combustión y  $p_{mi}$ . La  $\rho_{aire}$  y la  $T_{adm}$  han sido fijadas en  $40 \text{ kg/m}^3$  y  $40^\circ\text{C}$ , respectivamente. Todas las tendencias presentadas en estos resultados son muy similares independientemente de la tobera utilizada.

Como ya se esperaba, el gráfico de  $iNO_x$  muestra una gran reducción con la disminución de  $XO_2$ . Volviendo a la figura 6.14, la reducción en la  $T_{Ad}$  inhibe la producción del  $NO_x$  térmico, llegando a valores realmente insignificantes con 9% de oxígeno en el aire. Sin embargo, el rango de  $XO_2$  estudiado en la tesis ha sido muy bajo y, aunque la reducción haya sido muy intensa, los valores máximos de  $iNO_x$  presentados en el gráfico son relativamente reducidos.

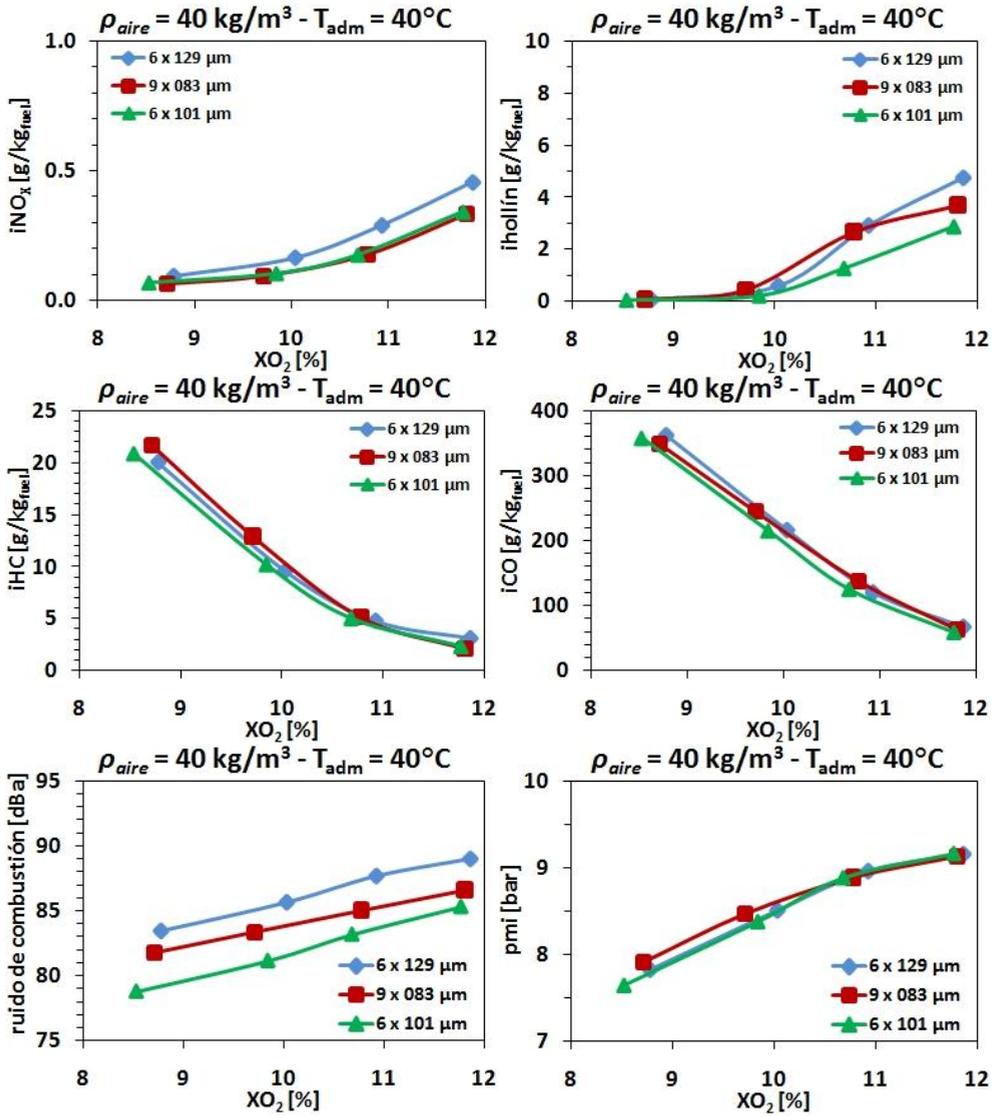


Figura 6.15 Gráficos de  $iNO_x$ ,  $ihollín$ ,  $iHC$ ,  $iCO$ , ruido de combustión y  $p_{mi}$  vs  $XO_2$ .

Las emisiones de hollín también se reducen a la vez que baja la concentración de oxígeno del aire también con las otras dos toberas. En los 3 casos, a diferencia del resultado obtenido con el motor DV4 (capítulo 4), no se ve el pico de hollín donde las emisiones de este contaminante alcanzarían máximos valores

antes de empezar su reducción. Es decir, las temperaturas son relativamente bajas para que el proceso de formación de hollín se vea afectado en todo el rango de  $XO_2$ . Asimismo, es muy importante decir que en todos los casos probados con 9% de oxígeno, la emisión de hollín fue prácticamente cero.

Respecto a las emisiones de  $HC$  y  $CO$ , las consideraciones son similares. Aunque la reducción en la concentración cause gran beneficio en relación a la formación de  $NO_x$  y hollín, las emisiones de  $HC$  y  $CO$  se ven afectadas negativamente y alcanzan valores inaceptables. Las posibles causas pueden ser vistas en las curvas de dFQL presentadas previamente. La reducción en  $XO_2$  y la consecuente ralentización de las reacciones en el proceso de combustión también causan deterioro del mismo proceso. Esto también puede ser observado con la reducción en la  $pmi$  mostrada en la figura 6.15.

Y por último, pero no menos importante, se puede notar que el ruido de combustión se reduce alrededor de 5 dBA de 12% a 9% de  $XO_2$ . El ruido de combustión está correlacionado con la velocidad de las reacciones en la combustión premezclada. Se ha visto en la figura 6.13 que hubo un importante cambio de tendencia en la combustión premezclada que ha afectado positivamente el ruido de la combustión, produciendo una combustión bien más suave que en comparación con los puntos cuyos valores de  $XO_2$  eran máximos.

## 6.6 Influencia de la presión de inyección

Una de las principales ventajas del aumento de la presión de inyección es el alargamiento de la longitud de *lift-off*. A partir de ese efecto, más aire puede ser absorbido aguas arriba de la longitud de *lift-off*, lo que mejoraría el proceso de mezcla y reduciría la formación de los precursores del hollín. La figura 6.11 muestra la reducción en el valor de  $\phi_H$  con el aumento en la presión de inyección. Otro punto importante es que la mejora en el proceso de mezcla podría causar una reducción paralela en las emisiones de  $HC$  y  $CO$ . Hay que recordar que el aumento de la presión de inyección también aumenta la tasa de inyección y acorta la duración de la inyección, que en algunos casos podría hacer más difícil conseguir una combustión por difusión, es decir, la estabilización de la llama.

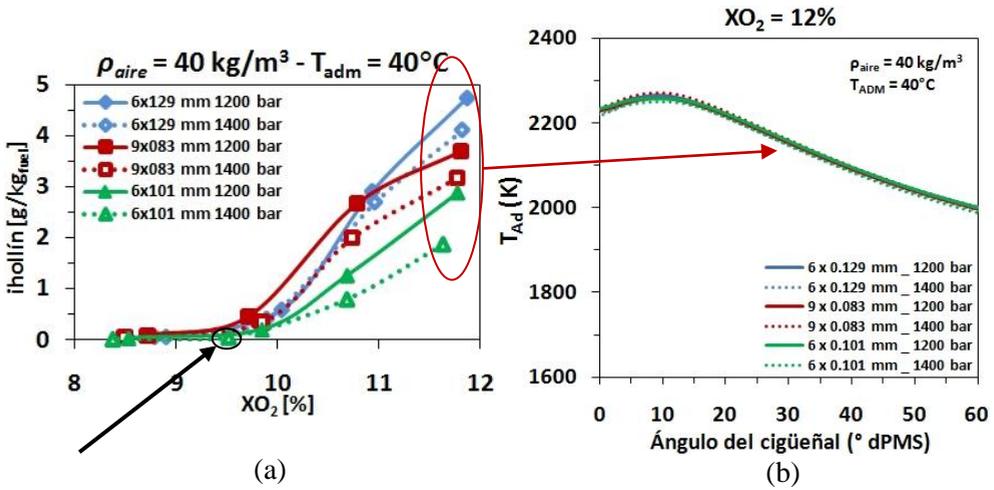


Figura 6.16 (a)  $i_{\text{hollín}}$  vs  $XO_2$  con  $\rho_{\text{aire}}$  y  $T_{\text{adm}}$  de  $40 \text{ kg}/\text{m}^3$  y  $40^\circ\text{C}$ , respectivamente y (b)  $T_{\text{Ad}}$  con 12% de  $XO_2$ .

Se puede ver en la figura 6.16 (a) la disminución en las emisiones de hollín, principalmente con  $XO_2$  más altos, al aumentar la presión de inyección de 1200 bar a 1400 bar. El valor de fin de escala del eje de  $i_{\text{hollín}}$  ha sido reducido a  $5 \text{ g}/\text{kg}_{\text{fuel}}$  a fin de hacer más fácil la lectura y comprensión. Como se ha visto en el apartado anterior, la reducción de  $XO_2$  causa la extinción de la formación del hollín por efecto de la temperatura y la  $p_{\text{inj}}$  no tendría efecto en el hollín para estos puntos. A su vez, al comparar los puntos con la misma configuración ( $XO_2 = 12\%$ ), la temperatura adiabática de llama (figura 6.16 (b)) se mantiene constante, independientemente de la  $p_{\text{inj}}$  o tobera utilizada (círculo rojo). Basado en esto, se puede decir que el efecto es fruto de la reducción en el dosado relativo en el *lift-off* causado por el incremento de este parámetro.

Se muestran los resultados de emisiones de  $NO_x$ ,  $HC$ ,  $CO$ , ruido de combustión y  $p_{\text{mi}}$  en los gráficos de la figura 6.17. Al observar los gráficos de  $HC$  y  $CO$ , se puede notar que la mejor capacidad de mezcla influye en las emisiones de estos dos contaminantes. El comportamiento se repite con las tres toberas utilizadas, aunque con las dos toberas con la tasa más pequeña la reducción es aún más importante que con la tobera de  $6 \times 129 \mu\text{m}$ . La mejora observada también está reflejada en la  $p_{\text{mi}}$ , que presenta un aumento medio alrededor de 5% en todo el rango de  $XO_2$ . Por otro lado, las emisiones de  $NO_x$  no se ven afectadas significativamente por la presión de inyección, ya que ésta no cambia la temperatura adiabática de la llama. Pese a que en casi todos los resultados ( $NO_x$ ,  $HC$ ,  $CO$  y  $p_{\text{mi}}$ ) haya habido una mejora perceptible, el ruido de combustión se ve

ligeramente perjudicado. La mayor cantidad de combustible inyectada antes del comienzo de la combustión y la mejor mezcla contribuyen para que la combustión premezclada sea más violenta y genere más ruido que con la presión más baja.

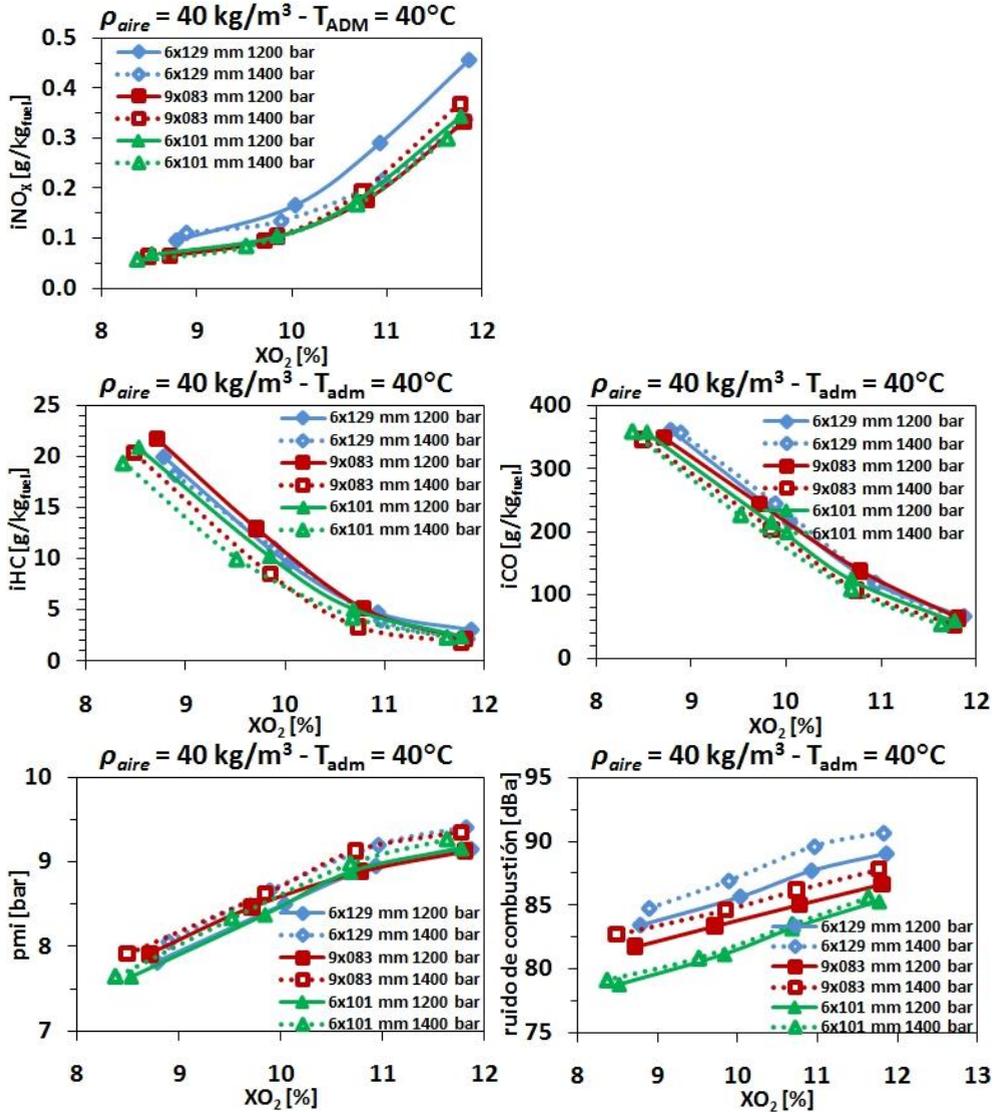


Figura 6.17 Gráficos de  $iNO_x$ ,  $iHC$ ,  $iCO$ , ruido de combustión y  $p_{mi}$  vs  $XO_2$

## 6.7 Influencia de la tobera

En esta tesis, la modificación de la tobera de inyección tiene como objetivo la extensión de la duración y mejora del proceso de combustión por difusión a través del cual se pudo obtener la combustión LTC que se busca. Las dos nuevas toberas de inyección han sido planteadas para responder a algunas demandas de esta fase de la tesis:

- Reducción de la tasa de inyección,
- Reducción del diámetro del orificio.
- Mantenimiento o aumento del número de orificios sin que haya perjuicio por interacción entre chorros.

En la figura 6.16 (a), se encuentra una comparación entre las toberas con la  $T_{adm}$  y  $\rho_{aire}$  en 40°C y 40kg/m<sup>3</sup>, respectivamente, con las dos  $p_{inj}$  estudiadas. Al observar este gráfico, primeramente se nota que la reducción en las emisiones de humos no es inversamente proporcional a la disminución del diámetro del orificio, como ha sido sugerido anteriormente [10]. Pese a que el dosado relativo calculado utilizando la tobera 9x083  $\mu\text{m}$  ha presentado el valor más bajo entre las 3 toberas estudiadas, sus emisiones de hollín no han sido las menores. Se sabe que estos valores de dosado están calculados para condiciones termodinámicas controladas para una cámara de combustión a volumen constante (ver sección 2.6.1.1), lo que indica que son más cualitativos que cuantitativos para una comparación entre las tres toberas. Esta mayor formación de hollín obtenida con la tobera 9x083  $\mu\text{m}$  en relación a la tobera 6x101  $\mu\text{m}$  podría ser causada por una posible interacción entre chorros. La interacción entre chorros causa el acortamiento en la longitud de *lift-off* y, proporcionalmente, la disminución de la cantidad del aire englobado aguas arriba la longitud de *lift-off*, como fue visto por Musculus y García en sus estudios de visualización del chorro Diesel [7][11].

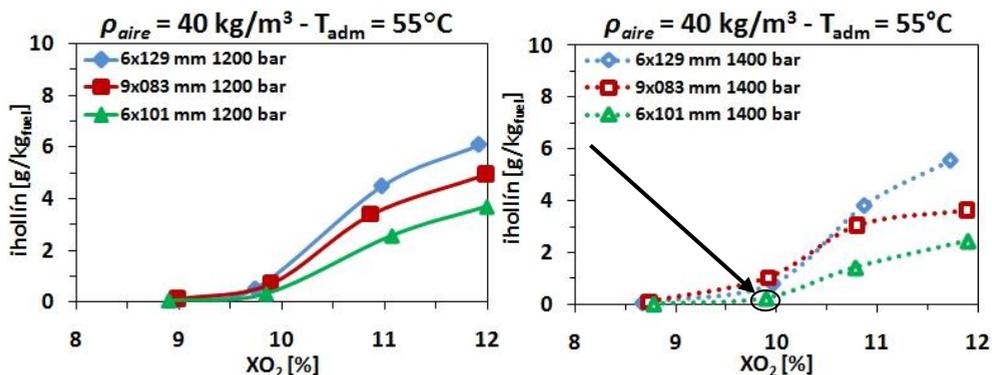


Figura 6.18  $i_{\text{hollín}}$  vs  $XO_2$  con  $\rho_{\text{aire}}$  y  $T_{\text{adm}}$  de  $40 \text{ kg/m}^3$  y  $55^\circ\text{C}$ , respectivamente.

En la figura 6.18, se presenta nuevamente las emisiones de hollín pero separadas en relación a la presión de inyección. En esta representación gráfica, la  $T_{adm}$  es  $55^\circ\text{C}$  y la densidad  $40 \text{ kg/m}^3$ . En las dos gráficas, se puede ver que el comportamiento sigue similar al de la figura 6.16, analizada anteriormente. Es decir, la tobera  $6 \times 101 \mu\text{m}$  presenta mejores resultados en todo el rango de  $XO_2$  para las dos  $p_{inj}$ .

A la derecha, en el gráfico correspondiente a 1400 bar de presión de inyección, se puede ver que la extinción de hollín ocurre incluso con 10% de oxígeno cuando se utiliza la tobera de  $6 \times 101 \mu\text{m}$  (flecha negra). Es muy importante apuntar que la asociación de la tobera  $6 \times 101 \mu\text{m}$  con la presión de inyección de 1400 bar, además de traer beneficios en relación a las emisiones de hollín, también ayuda en otros parámetros, como se verá a continuación.

Respecto a las emisiones de  $HC$ ,  $CO$  y  $NO_x$ , los gráficos de la figura 6.17 (presentados en el apartado anterior) nos muestran también una comparación entre las toberas. Lo que se puede ver es que en relación a  $HC$  las tres toberas poseen un comportamiento similar, y curvas muy próximas. Sin embargo, el comportamiento parece variar con la presión de inyección de la siguiente forma:

- Con 1200 bar de  $p_{inj}$ , la tobera  $6 \times 101 \mu\text{m}$  presenta una ligera mejora, mientras la tobera con menor diámetro de orificio,  $9 \times 083 \mu\text{m}$  presenta resultados iguales o un poco más altos comparándola a la tobera convencional ( $6 \times 129 \mu\text{m}$ ).
- Con 1400 bar, la tobera  $6 \times 101 \mu\text{m}$  presenta una ligera mejora en relación a la tobera convencional. Por otro lado, los resultados de

emisión de HC con la tobera 9x083  $\mu\text{m}$  se acercan ahora a la tobera 6x101  $\mu\text{m}$ .

El efecto de las toberas en las emisiones de *CO* se asemeja al de *HC* incluso en el hecho de que la tobera 9x083 no presenta el mejor resultado aunque tenga el menor diámetro de orificio. Además, no parece que la tobera tenga alguna influencia en las emisiones de *NO<sub>x</sub>*. El hecho de que no haya diferencia entre los valores de *NO<sub>x</sub>* para las distintas toberas es porque la temperatura adiabática de llama está más correlacionada con la concentración de oxígeno en el aire que con las características del chorro inyectado.

La interacción entre chorros en la tobera 9x083  $\mu\text{m}$  causada por la mayor proximidad entre ellos podría ser un factor causante de algo de empeoramiento del proceso de combustión. No obstante, el aumento de la presión de inyección hace que se reduzcan ligeramente las emisiones de *CO* y *HC* a niveles similares al conseguido por la tobera 6x101  $\mu\text{m}$ . Pero aunque haya habido esta pequeña mejora, los índices de emisión de hollín no cambian tanto como para alcanzar los buenos resultados de la tobera 6x101  $\mu\text{m}$ .

La *pmi* presenta resultados muy similares entre si, como *CO* y *HC*, y no se revela un factor que preocupe por una pérdida muy relevante entre las toberas. La tobera 6x101  $\mu\text{m}$  presenta solamente una ligera pérdida en relación a las otras dos. Esto probablemente ocurre por tener la tasa de inyección más pequeña entre todas. A pesar de que hayan sido construidas para tener la tasa de inyección igual (caudales hidráulicos a 100 bares muy semejantes), a 1200 bar y a 1400 bar se puede notar una diferencia significativa, de aproximadamente un 14%.

Asimismo, la tasa de inyección afecta al ruido de combustión. En general, si se inyecta una mayor cantidad de combustible antes del comienzo de la combustión, la liberación de calor en la combustión premezclada es más intensa por la mayor cantidad de energía disponible. Con la reducción de la tasa de inyección, pasa lo opuesto. El ruido tiende a reducirse. Ese efecto se puede ver en el gráfico de ruido de combustión, también en la figura 6.17, donde las curvas de ruido siguen el orden de las tasas de inyección.

En la figura 6.19 se ven las comparaciones entre las curvas de dFQL de las 3 toberas para las dos presiones de inyección probadas. Se ha logrado, en estos 3 puntos, la combustión LTC por difusión. Como había sido propuesto en el capítulo 2, el concepto fenomenológico de la combustión LTC por difusión sin formación de hollín y *NO<sub>x</sub>* a la vez presenta una tasa de liberación de calor suave. No hay presencia del pico de combustión premezclada y se puede ver una pequeña región

de reacciones de llama fría. La estabilización de la llama en una llama difusiva es más evidente cuando la tasa de inyección es más baja. Por lo tanto es evidente que en los casos cuya formación de  $NO_x$  y hollín fue despreciable y se ha producido la estabilización de la llama ocurrió la modalidad de combustión buscada.

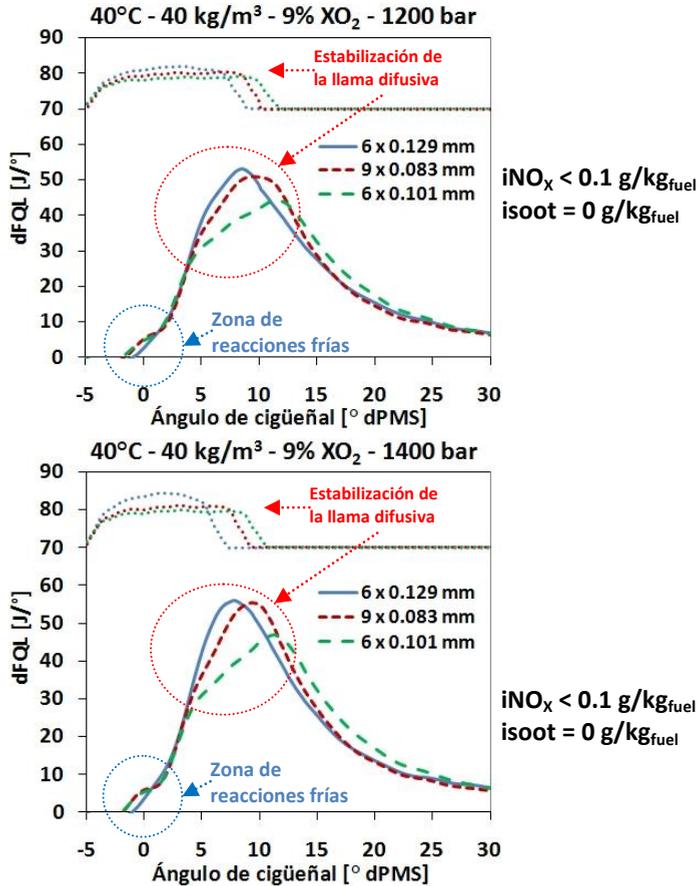


Figura 6.19 Curvas de  $dFQL$  obtenidas en 3 puntos con combustión LTC por difusión con 1200 bar (arriba) y 1400 bar (abajo) de  $p_{iny}$ .

A partir de ese punto se puede hacer un estudio sobre la mejora de los resultados con las modificaciones propuestas. En la figura 6.16 (a) y figura 6.18 dos puntos pueden ser vistos marcados con una flecha negra. Estos dos puntos probados tienen una configuración muy similar, con  $40 \text{ kg/m}^3$  de densidad de aire, 1400 bar de presión de inyección y utilizan la tobera  $6 \times 101 \mu\text{m}$ . La diferencia es que el primero tiene  $40^\circ C$  de  $T_{adm}$  y el segundo  $55^\circ C$ . En ambos puntos las

emisiones de hollín han sido despreciables aunque la concentración de oxígeno esté en 10%. Lo importante en estos dos puntos es que se pudo lograr la combustión limpia, sin formación de hollín ni  $NO_x$ , a una concentración de oxígeno 1% más alta comparada a la configuración original. El desarrollo de la nueva tobera 6x101  $\mu\text{m}$  asociada a una mayor presión de inyección y a la reducción de la temperatura de los gases sin-quemar por la  $T_{adm}$  ha mejorado las condiciones para la combustión LTC por difusión.

Una vez visto que se ha logrado la combustión LTC por difusión, se ha evaluado la mejora en los otros factores como las emisiones de  $HC$  y  $CO$ , la  $pmi$  y el ruido de combustión. La figura 6.20 muestra una comparación entre los resultados con 9% y 10% utilizando la tobera que mejor resultados ha presentado, la tobera 6x101  $\mu\text{m}$ . Dentro de los círculos se encuentran los resultados con el mismo valor de  $XO_2$ .<sup>6</sup>

Primero, las emisiones de  $HC$  presentan una reducción en el orden de 50% en relación al punto con 9% de oxígeno. Asimismo, y casi en el mismo orden de magnitud, se ha observado la reducción en las emisiones de  $CO$ . Por otro lado, el valor de  $pmi$  aumenta alrededor de 0.5 bar, que estaría alrededor de un 7% de incremento en el factor que representa las prestaciones del motor. Considerando que se ha fijado el consumo por ciclo, el consumo específico presentaría una reducción del mismo orden. Finalmente, y contrariando la tendencia de mejora, ha aumentado el ruido de combustión con el incremento de la  $XO_2$  de 9% a 10%. Lo que estaba entre 79 dBa y 80 dBa se ha situado entre 81 y 82 dBa. Sin embargo, los valores logrados siguen en niveles muy bajos y todavía están por debajo de los mejores valores obtenidos con la tobera convencional de 83 dBa.

---

<sup>6</sup> La diferencia entre los valores de  $XO_2$  es solamente una dispersión de medida y es aceptable evaluándose la dificultad de control del porcentaje de EGR para grandes cantidades de EGR, como ha sido hecho en esta tesis. Además, entre los valores que están dentro del mismo círculo (solo difieren en cuanto a la  $T_{adm}$ ) la dispersión no es tan grande como está ilustrado, pues los puntos han sido puestos separados de las curvas. El hecho de que  $XO_2$  posea una ligera dispersión resulta en una movilidad en la curva que pueda generar algo de diferencia entre puntos con resultados similares. En realidad, las curvas de emisiones con 40°C y 55°C poco tienen de diferencia y casi coinciden.

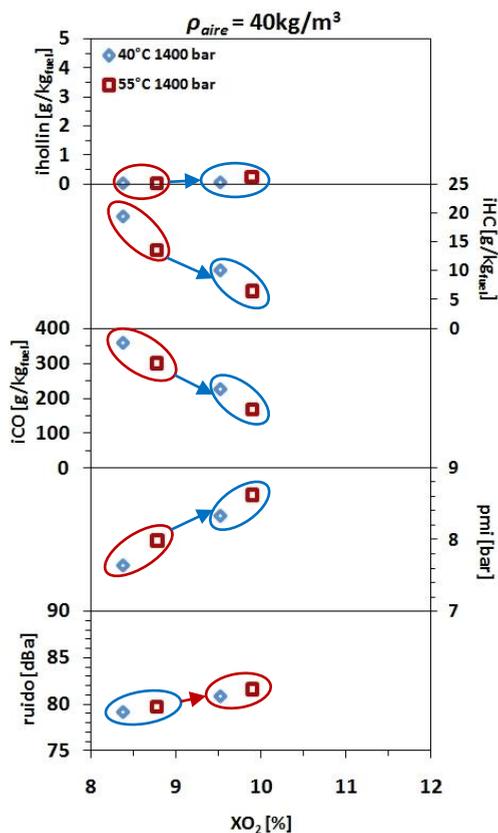


Figura 6.20 Comparativo entre 9% y 10% de  $XO_2$  para evaluar la mejora en las emisiones de HC y CO, pmi y ruido de combustión.

Basado en eso se puede concluir que ha tenido éxito el hecho de desarrollar una tobera con diámetro de orificio y caudal hidráulico reducidos con el reto de extender la región donde se ha logrado la combustión LTC por difusión.

## 6.8 Influencia del choque de pared

Algunas de las alternativas estudiadas en esta tesis pueden aumentar la posibilidad de que aparezca el choque de pared. Por otro lado, la reducción en el diámetro del orificio ayuda a evitarlo. Sin embargo, como las condiciones estudiadas han sido extremas desde el punto de vista de temperatura y presión, es aconsejable que se estudie si en algún caso podría el choque de pared haber

influido en los resultados con el objetivo de intentar disminuir su efecto en un trabajo futuro.

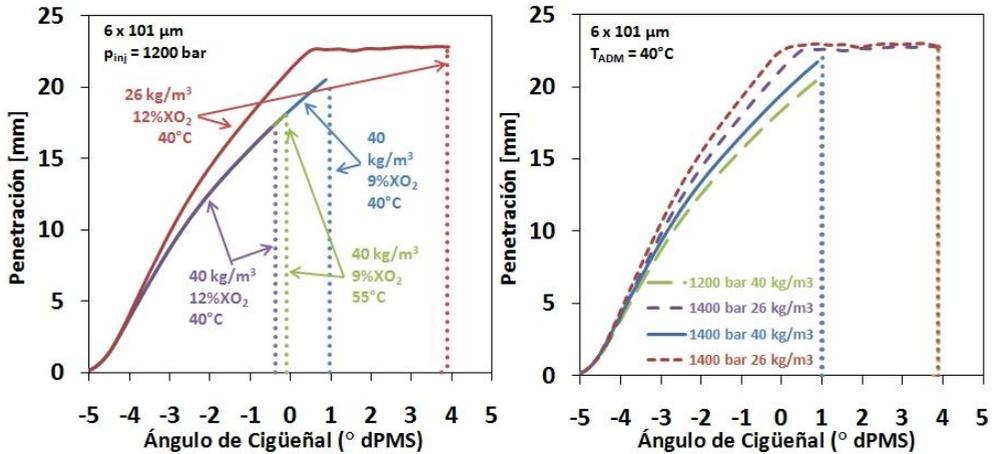


Figura 6.21 Penetración de chorro en el cilindro para distintas configuraciones con la tobera  $6 \times 101 \mu\text{m}$ .

El primer estudio en DIES que se ha hecho en el capítulo 4 ha revelado que la penetración no varía según la concentración de oxígeno y la temperatura de los gases sin-quemar en el PMS. Por otro lado, se afecta al tiempo de retraso con estos dos parámetros, y por eso es importante hacerles caso en el estudio. En la figura 6.21 se puede observar el resultado de las simulaciones llevadas a cabo con la tobera  $6 \times 101 \mu\text{m}$ . Las líneas de puntos verticales ilustran el ángulo del comienzo de la combustión. La penetración del chorro después de estos ángulos no sigue el comportamiento del chorro no-reactivo y por esa razón se las interrumpen en estos puntos.

En el gráfico de la izquierda se puede observar que la densidad del aire más alta reduce la probabilidad de que ocurra el choque de pared, como ya se vio anteriormente. Sin embargo, con  $26 \text{ kg/m}^3$  la simulación indica que hay choque de pared pues el retraso de ignición es muy largo y la penetración muy rápida. Por otro lado, con  $\rho_{\text{aire}} = 40 \text{ kg/m}^3$  la posibilidad de choque se reduce, principalmente con el aumento de  $XO_2$  y  $T_{adm}$ . Con  $T_{adm}$  más baja, en  $40^\circ\text{C}$ , y  $XO_2$  en 9% el tiempo de retraso se aproxima de manera peligrosa al tiempo que el chorro chocaría contra la pared del cilindro. Como el encendido no ocurre de manera instantánea, es coherente considerar que aún así podría ser posible el choque de pared.

En el gráfico de la derecha, la penetración aumenta con el aumento de la presión de inyección, lo que es lógico, pues el aumento de la presión lleva a una mayor velocidad de inyección. No obstante, el tiempo de retraso no cambia significativamente con la presión de inyección, a diferencia de lo que había observado Molina en sus estudios [5]. Esto puede ser confirmado en la gráfica de la figura 6.22, que presenta una comparación entre los efectos de la presión de inyección, densidad y concentración de oxígeno en el aire dentro del cilindro. En esta gráfica se nota que el tiempo de retraso de ignición se reduce significativamente con la densidad del aire. Sin embargo, el efecto de la concentración de oxígeno es menos efectivo y la presión de inyección parece no tener efecto. En esta tesis, la densidad del aire en el cilindro es muy alta y la concentración de oxígeno muy baja, por esa razón, podría ser anulada la influencia de la presión de inyección en el tiempo de retraso. Dicho esto, el hecho de que la presión de inyección aumente la penetración indica que la probabilidad de que ocurra el choque de pared aumenta en comparación con la presión de 1200 bar.

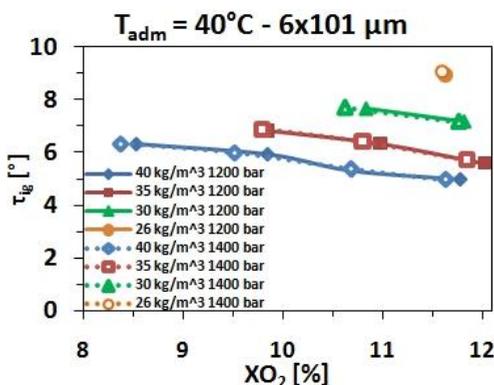


Figura 6.22 Tiempo de retraso de ignición para diferentes  $\rho_{\text{aire}}$  y  $P_{\text{inj}}$ .

La figura 6.23 presenta los gráficos de  $HC$  utilizando la tobera de  $6 \times 101 \mu\text{m}$ . El gráfico de la izquierda hace un análisis en relación a la densidad del aire y a la presión de inyección. Por otra parte, el gráfico de la derecha compara dos temperaturas distintas en el colector de admisión y las presiones de inyección. Primero, respecto a la concentración de oxígeno, el gradiente del aumento de las emisiones de  $HC$  es visiblemente mayor para los menores valores de  $XO_2$ . Contrastando esta información con el gráfico de la Figura 6.21, se ve que probablemente haya ocurrido el choque de pared y parte de este incremento podría atribuirse a este fenómeno. Sin embargo, la reducción en la concentración de oxígeno trae perjuicios al proceso de combustión. Por lo tanto, es difícil cuantificar qué parte de este incremento es debido al choque o al deterioro de la combustión.

Se observa que, con  $\rho_{aire}$  igual a  $26 \text{ kg/m}^3$ , han aumentado las emisiones de *HC* en relación a las otras densidades. Se podría, en este caso, correlacionar el aumento en *HC* al choque de pared pues la concentración de oxígeno es constante. Además, se observa que esto ocurre también con la reducción en la  $T_{adm}$ . La reducción en la  $T_{adm}$  retrasa el comienzo de la combustión, y consecuentemente, podría propiciar el choque de pared o el aumento de la cantidad de combustible que choca contra la pared.

En el caso de la presión de inyección, ha ocurrido lo opuesto de lo que indican los gráficos de penetración. Es decir, el aumento de la presión ha ocasionado la reducción en las emisiones de *HC*. Es decir, la mejora en el proceso de mezcla ha causado más efecto que el aumento de la probabilidad del choque de pared. Sin embargo, no se puede decir si hubo o no un choque de pared más intenso sin la visualización del proceso de inyección-combustión, pues como se ve, la disminución en las emisiones de *HC* es sustancial.

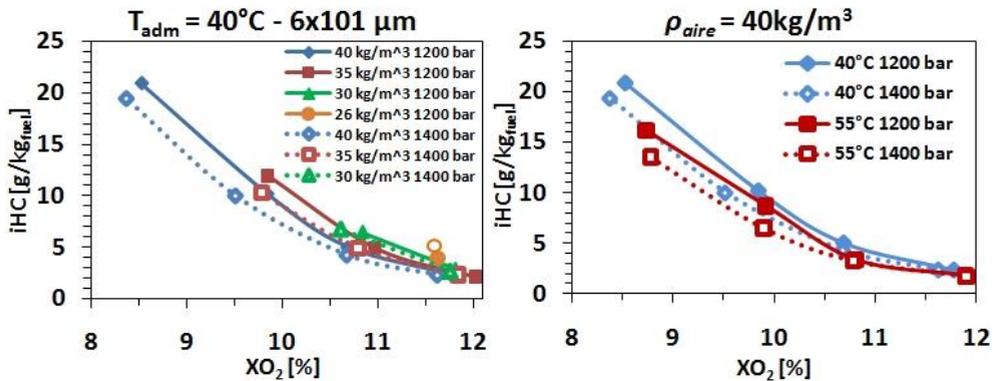


Figura 6.23 Gráficos de emisión de *HC* con la tobera  $6 \times 101 \mu\text{m}$ .

## 6.9 Conclusión

Se han realizado diversos ensayos en la segunda parte de los estudios que han sido ejecutados para esta tesis con el motor DV6, introduciéndose dos nuevas modificaciones respecto al hardware.

Se han probado dos nuevas toberas con caudales hidráulicos reducidos en relación a la convencional, utilizada en los capítulos 4 y 5. En la primera de ellas, se mantuvo el número de orificios. En la otra, se ha aumentado el número total de

orificios para que se pudiera reducir más intensamente el diámetro del orificio, manteniendo el caudal hidráulico similar al de la primera.

A partir de los resultados, se puede afirmar que el modelo de combustión LTC por difusión ha sido implementado, extendido y mejorado por el uso de las nuevas propuestas de hardware. Las principales conclusiones de este estudio son:

- El efecto de la densidad del aire, confirmó los resultados obtenidos en las fases anteriores. La densidad del aire no afecta a las emisiones de hollín, como era esperado, pero permite que se alcancen concentraciones de oxígeno muy reducidas necesarias para conseguir la combustión LTC. Por otro lado, ayuda a evitar que ocurra el choque de pared y una combustión puramente premezclada por reducir el  $\tau_{ig}$  y la penetración del chorro. Además, independientemente de la tobera o la presión de inyección, el efecto de la densidad del aire no cambia.
- Se ha reducido la  $T_{sq}$  y  $\phi_H$  a la vez a través de la reducción en la  $T_{adm}$ , lo que ha contribuido a una formación de hollín más baja con condiciones operacionales semejantes. A su vez, la reducción ocasionada a la  $T_{sq}$  no ha afectado de manera importante a las emisiones de  $NO_x$ ,  $HC$ ,  $CO$  y a la  $pmi$ .
- Nuevamente, la concentración de oxígeno ha mostrado ser el parámetro fundamental para que se lograra la combustión LTC por difusión. La reducción en la concentración es la principal responsable por la reducción en la  $T_{Ad}$ .
- La emisión de  $NO_x$  ha alcanzado valores muy reducidos con la reducción en  $XO_2$ . Aún así, la completa extinción no ha sido observada como tampoco lo había sido en las fases anteriores. Esto podría ser un efecto de cambio del predominio del mecanismo de formación de  $NO_x$  como ya se explicó anteriormente.
- Al reducirse la  $XO_2$ , se observa una reducción en la  $pmi$  mientras las emisiones de  $iHC$  e  $iCO$  siguen en niveles verdaderamente altos, inaceptables para un motor pequeño. Esto ocurre porque la reducción en la  $XO_2$  disminuye la calidad del proceso de combustión, reduciendo su eficiencia global.
- Se nota la influencia en la combustión premezclada, antes de la estabilización de la llama, causada por la reducción en la  $XO_2$ . Consecuentemente, hay una disminución en la velocidad de las reacciones. Se observa que la pendiente y el pico de la  $dFQL$  en la combustión premezclada tienden a reducirse y esta parte del proceso

se junta a la combustión difusiva. Con esto se consigue una combustión menos intensa y con bajo ruido de combustión.

- El aumento en la presión de inyección mejora la capacidad de mezcla e influye en las emisiones de *HC* y *CO*. La mejora observada también está reflejada en la *p<sub>mi</sub>*. No obstante, el ruido de combustión se ve ligeramente afectado negativamente. Se inyecta una mayor cantidad de combustible antes del comienzo de la combustión, que asociada a la mejor mezcla, contribuye para que la combustión premezclada sea más violenta y genere más ruido que con la *p<sub>inj</sub>* más baja.
- La reducción en el caudal hidráulico de la tobera de inyección es muy efectiva para garantizar que haya una combustión por difusión. El aumento en la duración de la inyección alarga el tiempo disponible para la estabilización de la llama en una llama difusiva. Además, la reducción de la cantidad de combustible entregado antes del encendido contribuye a una significativa reducción en el ruido de combustión.
- La reducción en el diámetro del orificio de la tobera mejora considerablemente las emisiones de hollín. Este parámetro actúa directamente en el dosado relativo aguas arriba la longitud de *lift-off*. En consecuencia, se reduce la formación de los precursores del hollín lo que afecta a las emisiones finales de este contaminante. La mejora en el proceso de mezcla también se nota en las emisiones de *CO* y *HC*, con ligeras mejoras en sus valores.
- Se han observado los efectos de la interacción entre chorros con la tobera 9 x 083  $\mu\text{m}$ . Aunque tuviera un diámetro de orificio más pequeño, las emisiones de hollín se situaron entre las otras dos toberas. Es decir, la reducción de diámetro del orificio es muy efectiva, pero su efecto puede ser anulado o hasta invertido con el aumento del número total de orificios de la tobera.
- Finalmente, y con importancia sin igual, se ha logrado con éxito la extensión del rango donde ha ocurrido la combustión LTC por difusión sin formación de *NO<sub>x</sub>* y hollín a la vez. Ha sido posible extender esta modalidad de combustión con el uso de la nueva tobera 6 x 101  $\mu\text{m}$  asociada al aumento de la presión de inyección. Los cambios propuestos en esta fase de la tesis han hecho posible que la combustión LTC por difusión ocurriera con la concentración de oxígeno en 10%. Con esto, se ha mejorado significativamente las emisiones de *CO*, *HC* y *p<sub>mi</sub>*, en comparación con los valores

obtenidos con la tobera convencional, presión de 1200 bar y 9% de oxígeno en el aire.

## 6.10 Bibliografía

- [1] Pickett, L. M., y D. L. Siebers. "Soot in diesel fuel jets: effects of ambient temperature, ambient density, and injection pressure." *Combustion and Flame* Vol. 138, nº Issue 1-2, 2004, pag. 114-135.
- [2] Siebers, D, B. Higgins, y L. Pickett. "Flame *Lift-off* on Direct-Injection Diesel Fuel Jets: Oxygen Concentration Effects." *SAE Paper 2002-01-0890*, 2002.
- [3] Tree, D. R., and K. I. Svensson. "Soot processes in compression ignition engines." *Progress in Energy and Combustion Science - Elsevier Ltd*, Vol. 33, no. Issue 3, 2007, pag. 272-309.
- [4] Venugopal, R., y J. Abraham. "A Review of Fundamental Studies Relevant to Flame *Lift-off* in Diesel Jets." *SAE International, SAE Paper 2007-01-0134*, 2007.
- [5] Molina, S.A. *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*. Valencia: Tesis Doctoral E.T.S. Ingenieros Industriales. Universidad Politécnica de Valencia, 2003.
- [6] Siebers, D. "Scaling Liquid-Phase Fuel Penetration in Diesel Sprays Based on Mixing-Limited Vaporization." *SAE International, SAE Paper 1999-01-0528*, 1999.
- [7] Musculus, M. "Effects of the In-Cylinder Environment of Diffusion Flame *Lift-Off* in a DI Diesel Engine." *SAE International, SAE Paper 2003-01-0074*, 2003.
- [8] Pickett, L. M., and J. J. López. "Jet-Wall Interaction Effects on Diesel Combustion and Soot Formation." *SAE International, SAE Paper 2005-01-0921*, 2005.
- [9] Bruneaux, G. "Combustion structure of free and wall-impinging diesel jets by simultaneous laser-induced fluorescence of formaldehyde, poly-aromatic fluorescence of formaldehyde, poly-aromatic hydrocarbons, and hydroxidew." *International Journal of Engine Research* (SAE International) Vol 9, no. Nº 3, 2008, pag. 249-265.
- [10] Siebers, D. L., y L. M. Pickett. "Injection Pressure and Orifice Diameter Effects on Soot in DI Diesel Jets." *THIESEL 2002: Conference on Thermo- and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines*. Valencia: Editorial de la UPV, 2002. pag. 199-213.
- [11] García, J. M. *Aportaciones al estudio del proceso de combustión turbulenta de chorros en motores diesel de inyección directa*. Valencia: Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 2004.



# Capítulo 7

## Conclusiones y trabajos futuros

### **Contenido**

---

<b>7.1</b>	<b>Introducción.....</b>	<b>211</b>
<b>7.2</b>	<b>Conclusiones .....</b>	<b>212</b>
7.2.1	Conclusiones relativas a las propiedades termodinámicas del aire en el cilindro .....	212
7.2.2	Conclusiones respecto a los parámetros de hardware .....	213
<b>7.3</b>	<b>Trabajos futuros.....</b>	<b>215</b>



## 7.1 Introducción

Este capítulo tiene como objetivo la presentación de la síntesis de las conclusiones más significativas de la tesis doctoral. Partiendo de una metodología centrada en la obtención de un proceso de combustión LTC por difusión en un motor Diesel de pequeña cilindrada como objetivo global de la tesis, las conclusiones deben favorecer la comprensión del proceso como un todo y el análisis sistemático de la influencia de los parámetros estudiados.

El objetivo global de esta tesis ha sido la transferencia de la tecnología de la combustión “limpia”, sin la formación de hollín y óxidos de nitrógeno debido a la baja temperatura adiabática de llama, obtenida en una cámara de combustión a volumen constante, a un motor Diesel pequeño. Las condiciones termodinámicas reales de un motor difieren sustancialmente de las condiciones impuestas en la cámara de combustión. Al realizar esta transferencia, han sido estudiados los efectos de los parámetros termodinámicos del aire ambiente y parámetros constructivos de la tobera de inyección.

En la primera parte de los ensayos, con el motor DV4-TED6, se ha verificado la posibilidad de alcanzar, en por lo menos una de las condiciones probadas, la combustión LTC sin formación de hollín ni  $NO_x$ . De hecho, se ha comprobado que con la  $T_{adm}$  reducida a 40°C, la  $\rho_{aire}$  aumentada a 40 kg/m<sup>3</sup> y un porcentaje volumétrico de  $O_2$  en el aire no más grande que 9% es posible conseguir tal combustión, manteniendo las características de una combustión por difusión.

Buscando la mejoría del proceso de combustión LTC por difusión, en la segunda parte de los experimentos, se ha cambiado el motor DV4-TED6 por el DV6-TED6. El motor DV6-TED6 presentaba en relación al DV4-TED4 dos ventajas: la relación de compresión reducida en cerca de medio punto y volumen desplazado mayor con aumento en el diámetro del bowl. La ligera reducción en la relación de compresión ha reducido la temperatura adiabática de llama. Por lo tanto, ha sido posible lograr la combustión LTC con  $T_{adm}$  igual a 75°C, en los puntos con  $\rho_{aire}$  y  $XO_2$  similares a los anteriores (40 kg/m<sup>3</sup> y 9%). Además, la utilización de un motor con dimensiones un poco mayores ha ayudado de manera relativamente importante en la obtención de una combustión difusiva por el alargamiento de la duración de la inyección de combustible. Asimismo, el chorro tiene más tiempo para desarrollarse antes de alcanzar la pared por poseer un diámetro del bowl ligeramente más grande.

La última parte de los ensayos ha contribuido al aumento del rango de aplicación de la combustión LTC por difusión. En estos ensayos, se ha observado

la importancia de lo que se ha llamado los parámetros de hardware: presión de inyección, el número de orificios y el diámetro del orificio de la tobera del inyector de combustible. Estos 3 parámetros se han mostrado muy importantes para la extensión del rango donde ocurre la combustión LTC por difusión al actuar sobre la longitud de *lift-off* y en el englobamiento de aire aguas arriba de esta longitud.

## 7.2 Conclusiones

### 7.2.1 Conclusiones relativas a las propiedades termodinámicas del aire en el cilindro

Las propiedades termodinámicas del aire en el cilindro que han sido estudiadas son: la temperatura del aire, controlada a través de la temperatura del aire en la admisión; la densidad del aire en el PMS, controlada por la presión del aire en la admisión; y la concentración de oxígeno del aire dentro del cilindro, que ha sido controlada por la tasa de EGR.

*Densidad del aire:* La densidad del aire se ha mostrado un factor muy importante para la obtención de una combustión LTC por difusión. Las densidades más bajas contribuyen con un aumento considerable en el  $\tau_{ig}$ , un efecto no deseado, que puede hacer que la combustión sea puramente premezclada. Sin embargo, el aumento en la densidad del aire reduce a la vez la penetración del chorro y el  $\tau_{ig}$ , haciendo que la probabilidad de que haya el choque de pared se reduzca de manera significativa (o retrasando el tiempo en que este ocurre). De esta forma, se observan que las emisiones de *CO* y *HC* se mantienen más bajas para densidades más altas. Es muy importante recordar que las concentraciones de  $O_2$  con las cuales se ha logrado una combustión sin formación de  $NO_x$  y hollín solamente pueden ser alcanzadas a altas densidades del aire.

*Temperatura de los gases no quemados (Temperatura del aire de admisión):* La reducción de la temperatura de los gases no quemados antes de la combustión por la reducción en la  $T_{adm}$  causa una mejora en el englobamiento de aire aguas arriba de la longitud de *lift-off*, que consecuentemente lleva a una reducción en el valor del dosado relativo en la longitud de *lift-off*. Asimismo, la reducción en  $T_{sq}$  reduce la  $T_{Ad}$  en todo el proceso de combustión. Por todo eso, la reducción en la  $T_{adm}$  ha reducido la  $T_{Ad}$  y  $\phi_H$  a la vez, contribuyendo directamente para la reducción en la formación de los precursores del hollín y a una consecuente reducción en las emisiones totales de hollín. Por otro lado, la reducción en la  $T_{adm}$  causa aumento en  $\tau_{ig}$  lo que repercute de manera negativa en el ruido de combustión. A su vez, la

reducción causada en la  $T_{Ad}$  no ha afectado de manera importante a las emisiones de  $NO_x$ ,  $HC$ ,  $CO$  y la  $pmi$ .

*Concentración de oxígeno en el aire:* La concentración de oxígeno es el parámetro más importante para la obtención de una combustión de baja temperatura. Solamente a través de la reducción extensiva de la  $XO_2$  se puede obtener temperaturas en la combustión suficientemente bajas para que no se dé la formación de los precursores del hollín aguas abajo la longitud de *lift-off*. Por eso, las emisiones de  $NO_x$  se quedan en niveles muy bajos debido a la reducción en  $XO_2$  y la consiguen reducción de la  $T_{Ad}$ . Pero aunque la  $T_{Ad}$  sea muy baja, no se produjo la extinción completa de su formación. Sin embargo, esto podría ser un efecto del cambio de predominio del mecanismo de formación de  $NO_x$ , al bajar la  $T_{Ad}$ , dejaría de ser el mecanismo térmico el principal formador del  $NO_x$  y pasaría a ser el mecanismo *prompt* el más relevante y ser la emisión de  $NO_x$  obtenida en los ensayos, producto de este mecanismo y no del térmico. Además, se observa una reducción en la  $pmi$  mientras las emisiones de  $HC$  e  $CO$  siguen en niveles verdaderamente altos, inaceptables para un motor pequeño. Esto ocurre porque la reducción en la  $XO_2$  disminuye la calidad del proceso de combustión, reduciendo su eficiencia global. Observando el proceso de combustión antes de la estabilización de la llama, la combustión premezclada se ve afectada por la reducción en la  $XO_2$  y ocurre una consecuente disminución en la velocidad de las reacciones. Con todo eso, la pendiente y el pico de la  $dFQL$  en la combustión premezclada tienden a reducirse y esta parte del proceso se junta a la combustión difusiva. Con esto se consigue una combustión más lenta y menos ruidosa.

### 7.2.2 Conclusiones respecto a los parámetros de hardware

Los parámetros de hardware evaluados en esta tesis han sido: presión de inyección, el número de orificios y el diámetro del orificio de la tobera del inyector de combustible. La reducción del diámetro de orificio de la tobera, en los dos casos evaluados, tenía como objetivo la reducción del caudal hidráulico de la misma y con esto aumentar la duración de inyección.

*Presión de inyección de combustible:* Se ha visto que el aumento en la presión de inyección ha mejorado los resultados de la combustión LTC. Ya que este aumento mejora la capacidad de mezcla, lo que influye en las emisiones de  $HC$  y  $CO$ . Esta mejora también se observó en la  $pmi$ . No obstante, el ruido de combustión se ve ligeramente afectado negativamente. Se inyecta una mayor cantidad de combustible antes del comienzo de la combustión, que asociada a la

mejor mezcla, contribuye para que la combustión premezclada sea más violenta y genere más ruido de combustión.

*Diámetro del orificio de la tobera:* La reducción en el diámetro del orificio de la tobera mejora considerablemente las emisiones de hollín por actuar directamente en el dosado relativo aguas arriba de la longitud de *lift-off*. En consecuencia, se reduce la formación de los precursores del hollín lo que afecta a las emisiones finales de este contaminante. La mejora en el proceso de mezcla también se nota en las emisiones de *CO* y *HC*, con ligeras mejoras en sus valores. Como efecto secundario de la reducción en el diámetro, pero no menos importante, la reducción en el caudal hidráulico de la tobera de inyección ha sido muy efectiva para garantizar que haya una combustión por difusión. El aumento en la duración de la inyección alarga el tiempo disponible para la estabilización de la llama en una llama difusiva. Además, la reducción de la cantidad de combustible inyectado antes del encendido contribuye a una significativa reducción en el ruido de combustión.

*Número de orificios de la tobera:* Se ha notado que el aumento excesivo en el número de orificios causa un empeoramiento de los resultados de emisiones por la interacción entre-chorros adyacentes. Aunque tuviera un diámetro de orificio más pequeño la tobera  $9 \times 083 \mu\text{m}$ , las emisiones de hollín no fueron las más reducidas. En otras palabras, la reducción de diámetro del orificio es muy efectiva, pero su efecto puede ser anulado o hasta invertido con el aumento del número total de orificios de la tobera.

En general, el objetivo de este trabajo ha sido logrado pues la combustión de baja temperatura ha sido implementada con éxito en un motor diesel pequeño. Con la utilización de bajas concentraciones de oxígeno (altas concentraciones de EGR), alta densidad (alta presión de admisión) y baja temperatura del aire en el cilindro ha sido posible reproducir la combustión sin formación de hollín y  $NO_x$ . En las primeras fases del trabajo, con la configuración de 9% de concentración de oxígeno, 900 K de temperatura de aire en el cilindro ( $40^\circ\text{C}$  de  $T_{ADM}$ ) y densidad del aire de  $40 \text{ kg/m}^3$  se ha alcanzado el objetivo de la combustión LTC.

También se ha logrado en este trabajo la extensión del rango y la mejora del proceso de combustión LTC a través del cambio en algunos parámetros de hardware del sistema, con el aumento de la presión de inyección, la reducción en el diámetro del orificio de la tobera y de la tasa de inyección de combustible. Como efecto de estos cambios, se ha logrado una combustión sin emisión de hollín ni  $NO_x$  con 10% de concentración de oxígeno. Esto ha sido importante por dos motivos: el primero porque con  $XO_2$  igual a 10% presupone niveles sensiblemente más reducidos de emisiones de *HC* y *CO* comparados con el 9% anterior y además,

porque se ha encontrado un posible camino de mejora para el proceso de combustión estudiado.

### 7.3 Trabajos futuros

El objetivo del trabajo ha sido logrado pero todavía el concepto de combustión de baja temperatura no está listo para ser utilizado en un vehículo de producción en serie por la falta de madurez del propio concepto tanto como por la falta de posibilidades tecnológicas de hardware para su aplicación. Esta tesis ha sido solamente un comienzo para una serie de estudios que podrán llevar a su aplicación. Por lo que se ha visto, la combustión LTC ha sido lograda principalmente por la reducción de la concentración de oxígeno en el aire. No obstante, se ve gran oportunidad todavía en el aumento del englobamiento de aire aguas arriba la longitud de *lift-off*. Algunos campos los cuales podrían ejecutarse trabajos de continuación a esta tesis serían:

*Extensión de rango de la combustión LTC:* actualmente existen sistemas de inyección de combustible que trabajan con presiones de inyección de 2000 bar. En esta tesis, se ha trabajado con diámetro de orificio del orden de 84  $\mu\text{m}$  que no presentaron el resultado esperado por la presencia del efecto de la interacción entre chorros debido al mayor en el número de orificios para obtener un caudal hidráulico operativo. Se podría investigar la extensión del rango de la combustión LTC con la utilización de tobera con orificios, del orden de 80  $\mu\text{m}$ , sin alterarla en el número de orificios, asociada a de presiones de inyección elevadas. Esto podría llevar a una reducción eficaz de  $\phi_H$ , sin causar perjuicios respecto a interacción entre chorros.

*Estudio de visualización de la llama:* Una vez que ha sido logrado el concepto de combustión LTC en un motor pequeño, la visualización de la llama en el motor sería de gran importancia por tener más información respecto a diversos aspectos tales como la formación o no de los precursores, el fenómeno del englobamiento del aire aguas arriba de la longitud de *lift-off* y su influencia, el choque del combustible contra la pared del pistón, la interacción entre chorros adyacentes, entre muchos otros objetos de estudio.

*Transferencia del concepto a los motores grandes:* el concepto ha sido elaborado para motores pequeños, pero la oportunidad de transportarlo a motores grandes es viable. Habrá que estudiar la correlación entre presión de inyección y diámetro del orificio de la tobera que permita que la duración de la inyección no sea muy larga pues es necesaria una gran cantidad de combustible para un motor

diesel HD. Por otro lado, no habría tantos problemas respecto al choque de pared o limitaciones de presiones de soplado.

Con todo eso se puede decir que el trabajo ha tenido éxito en la búsqueda de la combustión LTC por difusión y ha abierto camino para desarrollo de este concepto de combustión en los motores diesel convencionales, sean ellos grandes o pequeños.

